http://cnum.cnam.fr
Conservatoire numérique des Arts & Métiers

Titre général : Congrès international de mécanique appliquée. 1900. 3 Tomes. Rapports
Auteur : Exposition universelle. 1900. Paris
Titre du volume :

Mots-clés : Exposition internationale (1900 ; Paris) ; Mécanique appliquée*Congrès
Description : 1 vol. ([4]-546 p.) ; 30 cm
Adresse : Paris : Ch. Dunod, 1900
Cote de l'exemplaire : CNAM 4 Xae 52-1

URL permanente : http://cnum.cnam.fr/redir?4XAE52-1

La reproduction de tout ou partie des documents pour un usage personnel ou d'enseignement est autorisée, à condition que la mention complète de la source (*Conservatoire national des arts et métiers, Conservatoire numérique http://cnum.cnam.fr*) soit indiquée clairement. Toutes les utilisations à d'autres fins, notamment commerciales, sont soumises à autorisation, et/ou au règlement d'un droit de reproduction.

You may make digital or hard copies of this document for personal or classroom use, as long as the copies indicate *Conservatoire national des arts et métiers, Conservatoire numérique http://cnum.cnam.fr*. You may assemble and distribute links that point to other *CNUM* documents. Please do not republish these PDFs, or post them on other servers, or redistribute them to lists, without first getting explicit permission from *CNUM*.

PDF créé le 14/12/2011

CONGRÈS INTERNATIONAL

DE

MÉCANIQUE APPLIQUÉE

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

4° Xae 5. — Comc. 1re Esp. 25.
4° Xae 52

EXPOSITION UNIVERSELLE DE 1900

CONGRÈS INTERNATIONAL

DE

MÉCANIQUE APPLIQUÉE

TENU

AU CONSERVATOIRE NATIONAL DES ARTS ET MÉTIERS

Du 19 au 25 Juillet 1900

TOME I

RAPPORTS PRÉSENTÉS AU CONGRÈS

CONSERVATOIRE DES ARTS ET MÉTIERS
BIBLIOTHÈQUE

PARIS

Vve CH. DUNOD, ÉDITEUR

49, QUAI DES GRANDS-AUGUSTINS, 49

1900

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

CONGRÈS INTERNATIONAL

DE

MÉCANIQUE APPLIQUÉE

A L'EXPOSITION DE 1900

PREMIÈRE QUESTION

ORGANISATION DES ATELIERS MÉCANIQUES

ET EN PARTICULIER

DES ATELIERS DE CONSTRUCTION MÉCANIQUE

Étude de M. VICTOR TOUSSAINT

INGÉNIEUR CIVIL, ANCIEN CHEF DU SERVICE DES ATELIERS DE CONSTRUCTION DES USINES DE MM. SCHNEIDER ET C^ie^, AU CREUSOT

Exposé. — La construction mécanique est une des branches les plus importantes de la grande industrie.

Elle est aussi la mère nourricière de la plupart des autres industries : c'est elle, en effet, qui leur fournit les appareils mécaniques sans lesquels beaucoup ne pourraient ni se constituer ni se développer.

Les mines ont besoin de machines pour extraire la houille et l'amener au jour. Outre les multiples appareils mécaniques nécessaires au travail du fond : appareils d'épuisement et d'aérage, appareils d'abatage et de traction mécanique, la construction leur fournit également tous les appareils pour laver, cribler, broyer, agglomérer, etc., indispensables pour la mise en valeur commerciale de la houille ou des minerais extraits du sous-sol.

Les industries métallurgiques, notamment celles du fer et de l'acier, ne fonctionnent qu'à l'aide des engins mécaniques les plus variés : machines soufflantes, machines motrices et laminoirs, pilons, presses, grues et ponts roulants, élévateurs, cisailles, etc.

Les industries textiles sont peut-être encore davantage constituées essentiellement par des machines ou des métiers mécaniques de toutes sortes.

Si nous passons aux industries de transport, nous trouvons les compagnies de chemins de fer et les compagnies maritimes, avec leurs énormes besoins de locomotives et de machines de marine, qui réclament constamment le concours des ateliers de construction mécanique.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Combien d'autres industries mécaniques ne fonctionnent et ne prospèrent que grâce à ce même concours ? Les industries agricoles et celles consécutives telles que meuneries, laiteries, pâtes alimentaires, etc., les industries du papier et les imprimeries ne sont-elles pas surtout organisées mécaniquement ?

C'est encore la construction mécanique qui a la mission d'établir les usines de production du courant électrique pour la lumière ou le transport de force ; c'est elle qui donne le concours le plus important à la fabrication des automobiles ; c'est elle aussi qui fournit les turbines pour l'utilisation des chutes d'eau et les machines employant directement le gaz comme force motrice.

Enfin l'art militaire vient à son tour demander à la construction mécanique l'exécution des engins qui lui sont nécessaires : fusils, canons, affûts, tourelles, torpilles et torpilleurs, etc., et c'est peut-être pour la fabrication des engins militaires que les constructeurs de machines-outils ont eu le plus à s'ingénier pour construire les appareils mécaniques nécessaires à la fabrication de ces instruments particulièrement délicats à exécuter.

La construction mécanique tient donc une place considérable dans le monde industriel. Aussi votre commission d'organisation a jugé qu'il serait intéressant pour le Congrès de traiter la question concernant l'organisation d'un atelier de construction de machines.

La diversité des fabrications ou la grandeur des machines ou engins mécaniques à construire ont nécessairement conduit les établissements de construction mécanique à se spécialiser et aussi à s'organiser pour répondre à des besoins différents. Cependant, quels que soient les machines ou appareils mécaniques qu'ils exécutent, ils doivent tous être installés et administrés, fonctionner, en un mot, suivant certains principes généraux qu'il convient de préciser.

Votre Commission d'organisation m'a demandé de présenter au Congrès une étude sur cette question. Elle a pensé que, ayant eu à diriger pendant près de vingt années les ateliers de construction des usines du Creusot, j'étais suffisamment désigné pour cela. Je m'efforcerai de ne pas tromper son attente, mais je ne puis répondre que de ma bonne volonté.

MM. Schneider et C^ie^ ont installé leurs ateliers du Creusot, il y a plus de soixante ans, alors que les constructions mécaniques étaient encore presque dans l'enfance comme l'étaient, du reste, à cette époque, la plupart des industries qui ont pris, depuis lors, un essor considérable. Cette fondation est, on le voit, sensiblement contemporaine de la création des chemins de fer et de la navigation à vapeur.

MM. Schneider et C^ie^, pressentant l'énorme importance que devaient prendre ces nouveaux modes de transport donnèrent, dès cette époque, et successivement plus tard, à leurs ateliers de construction, tout le développement qu'il était possible d'imprimer à cette branche de leurs industries. Comme ils développaient en même temps, dans leurs établissements, et la métallurgie du fer et celle de l'acier, et qu'ils créaient ensuite une fabrication importante de matériel de guerre, leurs ateliers de construction se sont trouvés mêlés ainsi, d'une manière intime, à la vie d'autres grandes industries, de telle sorte qu'ils ont eu à s'occuper de constructions mécaniques très variées.

Dans l'étude sur l'organisation des ateliers de construction mécanique que j'ai l'honneur de présenter au Congrès, je ne ferai pas toutefois la monographie des ateliers du Creusot et je n'entrerai pas non plus dans les détails de fabrication des pièces de machines. Cela demanderait trop de place et, au surplus, ne présenterait guère d'intérêt pour la plupart des membres du Congrès.

Je vais donc rester dans le cadre des principes généraux qui doivent servir de règle dans l'installation, l'organisation et le fonctionnement d'un atelier de construction

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

mécanique, soit que cet atelier s'occupe de grande ou de petite construction, soit qu'il ait à fabriquer des appareils mécaniques plus ou moins compliqués ou variés.

Dans cette étude, je prendrai comme base une usine de construction mécanique ayant un effectif de 2000 ouvriers et s'occupant de construction de machines marines, de locomotives, de machines fixes, ces divers appareils étant d'ailleurs supposés répartis entre grandes et petites machines et nécessitant, par conséquent, un outillage et des moyens d'action pour la fabrication des plus grandes comme des plus petites pièces.

Cette usine comprendra quatre industries distinctes :

1° Un atelier de *fonderie* pour l'exécution, par moulage et fusion, des pièces de fonte et de bronze ;

2° Un atelier de *forgeage* pour l'exécution, par percussion à chaud, des pièces de fer et d'acier ;

3° Un atelier d'*usinage*, où se trouvent réunis tous les moyens d'action, pour le façonnage à froid, des pièces venant de la fonderie ou de la forge ;

4° Un atelier de *chaudronnerie*, pour l'exécution des chaudières, des tuyaux de cuivre et de tous autres objets qui s'obtiennent par le façonnage et l'assemblage des tôles de fer, d'acier ou de cuivre.

Ces quatre industries, bien indépendantes entre elles, peuvent exister et existent, en effet, souvent, à l'état isolé. Mais leur réunion seule constitue véritablement une usine complète de construction mécanique, et, dans l'étude que nous présentons, nous admettrons le groupement de ces quatre industries pour former l'usine de 2000 ouvriers dont nous allons examiner l'organisation.

Fonderies. — Pendant très longtemps, les moulages de pièces mécaniques étaient obtenus seulement par la fusion de la fonte ou par celle du cuivre et de ses alliages. Mais depuis quelques années, un nouveau métal, l'acier, est venu à son tour prendre un rang important dans le moulage mécanique. Toutefois, comme la fabrication de l'acier nécessite un outillage et l'emploi de procédés qui sont du ressort de la métallurgie, ce sont les usines métallurgiques qui ont joint à leurs aciéries le moulage des pièces en acier coulé. Nous ne nous occuperons donc pas ici du moulage d'acier, et la fonderie que nous envisagerons sera bornée à la fabrication des moulages de fonte et de bronze.

Préparation des sables. — Pour l'établissement des moules, on emploie soit des sables pour le moulage en châssis avec modèles, soit des terres pour le moulage sans modèles ou à l'aide de modèles rudimentaires.

La préparation des sables ou des terres doit être faite avec soin, car la réussite des pièces moulées en dépend, tant au point de vue de la qualité des produits que du bon aspect extérieur des pièces. Cette préparation se fait mécaniquement, au moyen d'une petite installation spéciale pour les diverses opérations qu'elle comporte. Les mélanges et triturations sont différents pour obtenir des sables d'étuve, des sables verts, des sables à noyaux ou des terres de moulage. Les noirs destinés à enduire les moules doivent être également bien préparés si l'on veut avoir de belles surfaces dans les moulages.

Les procédés de moulage employés généralement dans une fonderie importante peuvent se diviser en quatre classes principales :

1° Moulage en sable vert ;

2° Moulage en sable d'étuve ;

3° Moulage en terre ;

4° Moulage sur coquille.

Moulage en sable vert. — Le moulage en sable vert ou sable humide est le plus économique, car il ne comporte aucune opération de séchage ; les moules sont prêts à recevoir la coulée aussitôt terminés.

Des précautions particulières doivent être prises pour avoir un sable suffisamment

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

humide, mais sans excès, et pour le serrage du sable autour du modèle. Il faut aussi que le sable ait une résistance suffisante pour ne pas se détacher pendant la coulée et qu'il ne soit cependant pas trop dur afin de garder toute la perméabilité désirable. Les coulées doivent être disposées de telle façon que le métal ne tombe pas avec trop de chute sur le sable, car celui-ci, ayant peu de consistance, pourrait être facilement entraîné. Lorsque le moule est terminé, il est saupoudré de charbon de bois, puis lissé à l'outil, de manière à empêcher le sable d'adhérer au métal.

On fait en sable vert une très grande variété de pièces de formes relativement simples. On moule surtout par ce procédé celles pour lesquelles on n'exige pas une très grande netteté de surface ; mais on peut cependant, avec des ouvriers expérimentés dans ce genre de moulage, obtenir des produits d'un aussi bel aspect qu'avec le sable d'étuve.

Un inconvénient du sable vert est qu'il donne des moulages assez durs à la surface et principalement dans les angles, la fonte prenant une légère trempe au contact du moule humide.

L'emploi le plus fréquent du sable vert a lieu pour le moulage à découvert et pour le moulage mécanique.

Le moulage à découvert est le plus simple et le plus économique de tous les moulages, puisqu'il n'exige ni châssis, ni armatures d'aucune sorte pour les moules ; mais il n'est applicable qu'à des pièces plates et dont l'une des surfaces, celle coulée en dessus, est absolument plane. Il faut aussi n'exiger aucune netteté de surface, car il n'est pas fait usage d'enduit.

Le moulage mécanique est ainsi désigné parce qu'il s'effectue presque sans aucun travail à la main, au moyen de machines faisant la préparation des modèles-couches, ainsi que le moulage et le démoulage. Ce procédé ne peut être employé avec avantage que pour des pièces assez simples et se répétant en grand nombre, de manière à trouver dans l'économie de main-d'œuvre une compensation du prix de la couche-modèle.

Moulage en sable d'étuve. — Le moulage en sable d'étuve se pratique de la même manière que pour le sable vert, mais le moule, une fois terminé, est transporté à l'étuve où il est soumis, pendant un temps variable suivant le volume à sécher, à une température d'environ 200 à 250 degrés.

Le sable d'étuve est d'une composition différente de celle du sable vert. Il doit être serré dans le châssis, autour du modèle, beaucoup plus énergiquement que le sable vert ; il faut, en effet, que le moule présente assez de solidité pour ne pas être dégradé pendant le transport à l'étuve ou pendant le séchage dans celle-ci.

D'autre part, les pièces à mouler sont parfois de grandes dimensions, et les pressions intérieures exercées par le liquide coulé sont, dans ce cas, considérables ; il importe donc que les parois du moule et une liaison vigoureuse de ses éléments opposent à ces pressions une résistance suffisante. Pour les pièces importantes, il faut que de grandes précautions soient prises pour bien assujettir le moule aux châssis qui le renferment et pour que, au moment de la coulée, l'évacuation des gaz, formés à ce moment, soit rendue facile.

Les pièces coulées en sable d'étuve sont d'un plus bel aspect que celles coulées en sable vert, du moins généralement ; le moule étant plus chaud, la fonte ne trempe pas comme cela arrive avec le sable vert ; elle est donc plus douce à travailler.

On moule en sable d'étuve la plupart des pièces entrant dans la construction des machines et toutes les pièces comportant des noyaux importants et de formes compliquées.

Moulage en sable grillé. — Une variante du moulage en sable d'étuve est ce que l'on nomme le moulage en sable grillé ; le sable est le même que le sable d'étuve, mais

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

le séchage dans le moule en est plus superficiel, d'où la dénomination de sable grillé. On moule en sable grillé lorsque les dimensions de la pièce à obtenir sont telles que la fonderie ne possède pas de châssis de dimensions suffisantes pour cette pièce, ou encore lorsque les dimensions et poids du moule dépassent les possibilités des étuves ou des engins de levage que l'on possède. Dans ce cas, la partie de dessous du moule se fait dans le sol de la fonderie et la partie de dessus se fait soit avec un châssis, si l'on en possède un de dimensions appropriées, soit au moyen d'une plaque spéciale que l'on coule à découvert et remplissant le même but que le châssis.

Pour permettre la liaison énergique des deux parties du moule, on dispose dans le fond du trou où l'on doit mouler la partie inférieure un certain nombre de traverses que l'on recouvre de solides plaques de fonte, et les traverses sont reliées à la partie de dessus, comme à l'ordinaire, par de fortes agrafes. On intercale entre la plaque de fond et le sable une couche de coke menu dans lequel viennent aboutir les trous d'air ; cette couche est mise en communication avec l'extérieur par quelques gros tubes. Le séchage des deux parties du moule se fait séparément, au moyen de braseros, ou encore en fermant le moule et en se servant d'un four à sécher portatif.

Moulage en terre. — Le moulage en terre diffère très sensiblement du moulage en sable. Ici, le sable a complètement disparu et ce sont des terres préparées spécialement qui servent à construire le moule. Il importe que ces terres ne soient pas trop argileuses, car un excès d'argile ferait fendiller le moule pendant le séchage et donnerait un trop grand retrait à la terre.

Le moulage en terre, plus coûteux que celui en sable, malgré l'absence de modèles, ne doit s'employer que lorsqu'il s'agit de mouler des pièces importantes et de formes compliquées, pour lesquelles on exige, en outre, une assez grande exactitude dans les dimensions. Avec ce procédé de moulage, il est aisé de vérifier les dimensions du moule et les retouches sont ainsi rendues très faciles.

Les modèles sont réduits à leur plus simple expression ; aussi faut-il, de la part du mouleur, des connaissances spéciales en ce qui concerne la lecture des dessins ou les opérations de traçage.

Les châssis sont remplacés par des plaques préparées spécialement pour chaque pièce et sur lesquelles on construit les divers éléments du moule à obtenir ; le tout est assemblé par des boulons. Pour la coulée, on descend le moule dans une fosse et on pile du sable entre le moule et la paroi de la fosse, en ayant soin de ménager des conduits pour l'échappement de l'air à l'extérieur.

Les surfaces des pièces moulées en terre sont ordinairement plus belles que celles des pièces moulées en sable, et les arêtes sont plus vives. En outre, comme les moules peuvent être séchés plus complètement, les soufflures sont moins à craindre.

Moulage sur coquille. — Le moulage sur coquille est basé sur la propriété que possèdent les fontes de durcir lorsque le métal liquide vient au contact de parties froides. La coquille est une pièce de fonte qui fait partie de la composition du moule. Elle doit être d'une forme telle qu'elle épouse exactement la partie de la pièce moulée qui doit être durcie. Ce procédé est employé principalement pour les cylindres de laminoirs à tôles et pour les avant-cuirasses des tourelles de fortifications. Il faut avoir soin de bien séparer des coquilles les parties de la pièce qui ne doivent pas être trempées mais qui doivent, au contraire, rester en fonte douce afin d'en permettre l'ajustage.

Préparation des noyaux. — Dans les moulages pour appareils mécaniques, un grand nombre de pièces ne sont point complètement massives et nécessitent, par conséquent, la préparation de noyaux de formes appropriées pour donner à l'intérieur des pièces les contours qu'elles exigent.

Les noyaux se font en sable ou en terre, mais plus généralement en terre, cette

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

matière se prêtant mieux aux formes compliquées et délicates. Les sables et terres sont préparés comme pour les moules, mais avec addition de substances propres à faciliter le dégagement des gaz. Des soins particuliers doivent être pris dans la fabrication des noyaux : séchage énergique pour diminuer autant que possible la formation des gaz au moment de la coulée, et dont le dégagement est plus difficile que dans le moule ; résistance suffisante sous les pressions souvent très fortes produites par la fonte liquide ; et enfin compressibilité suffisante aussi pour permettre au retrait de se produire. La constitution des noyaux doit toujours être étudiée suivant les formes et dimensions des pièces à mouler.

La mise en place des noyaux dans le moule demande aussi des soins attentifs, étant donné leur enchevêtrement parfois très complexe, comme dans le cas des cylindres à vapeur des machines marines par exemple.

Coulée des pièces. — Pour terminer les observations générales sur la préparation des moules de fonderie, il convient de dire quelques mots au sujet des précautions à prendre pour la coulée des pièces.

La disposition du moule pour la coulée a une grande importance sur le résultat obtenu. En principe, on doit disposer le moule de telle sorte que les pièces destinées à être ajustées soient coulées en dessous ou verticalement afin que les grains de sable ou de scories entraînés par le métal liquide ne restent pas dans ces parties ajustées. Un bâti-glissière, par exemple, sera coulé à plat ou incliné, la partie intéressante placée en dessous, tandis qu'un cylindre à vapeur sera coulé verticalement. Quand la forme de la pièce est telle que l'on se voit obligé cependant de couler en haut une partie ajustée, on laisse venir une surépaisseur plus grande pour l'ajustage, de manière à faire disparaître plus sûrement les défauts, s'il en existe.

La position et la grandeur des passages à ménager pour la coulée ont beaucoup d'importance. Ils doivent être proportionnés au volume de la pièce et tranchés dans les parties épaisses ou les moins délicates ; leur orientation doit être telle que le jet ne vienne pas se briser soit contre un noyau, soit contre les parois du moule ; autant que possible, il faut que le métal, à son arrivée dans la pièce, ne rencontre pas d'obstacles immédiats ; il ne faut pas non plus qu'il tombe de trop haut. On met une, deux ou plusieurs coulées suivant le plus ou moins grand parcours que doit effectuer le métal. Si les coulées sont trop faibles, le métal met trop longtemps à remplir le moule et la pièce est recouverte de ce que l'on nomme des « reprises ». Si les jets de métal fondu frappent trop violemment les parois du moule ou les noyaux, il peut y avoir entraînement de sable et formation de « dartres ».

Les moules sont coulés soit *en source*, soit *en chute;* dans chaque cas, le mouleur doit examiner lequel des deux procédés est préférable. On coule en source lorsque la forme de la pièce est telle que la chute ne pourrait se faire sans risquer de dégrader certaines parties du moule ; on coule également de cette façon les pièces en fonte trempée pour éviter de détériorer les coquilles. On coule, toutefois, en chute chaque fois que cela est possible, car ce procédé est plus rationnel et plus simple. Dans le cas de pièces compliquées et de gros poids, on coule en source au début, pour établir un bain au fond du moule, et l'on termine la coulée en chute.

Les évents et masselottes se placent naturellement à la partie supérieure des pièces et aux endroits les plus épais ; ils servent au dégagement des gaz et aussi à compenser le tassement de métal qui se produit après la coulée. Ils doivent avoir des dimensions suffisantes pour que le métal qu'ils contiennent puisse rester liquide jusqu'à la solidification de la pièce. Dans les pièces très grosses et massives, on ne peut faire les évents et masselottes assez forts pour compenser l'importance des tassements, mais on y supplée en rapportant de la fonte liquide au fur et à mesure que le tassement se produit.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Aussitôt après la coulée, le mouleur, au moyen d'une tige de fer appelée « pompe », agite en tout sens le métal contenu dans les évents et la masselotte, de manière à en retarder la solidification; cette opération s'appelle le « pompage », et dans certains cas elle peut se prolonger pendant plusieurs heures.

L'insuffisance ou la mauvaise disposition des masselottes et des évents provoquent dans les moulages la formation de « retassures » ou de « soufflures ».

Démoulage. — Pour le démoulage et la mise à découvert des pièces moulées, on procède de différentes manières, suivant les cas. Les petites pièces peuvent être démoulées sans inconvénient quelques heures après la coulée; pour les pièces massives, un délai beaucoup plus long est nécessaire : le démoulage se fait progressivement, de manière à activer le refroidissement. Pour les pièces de formes compliquées ou présentant des différences d'épaisseur importantes, certaines précautions sont à prendre. Peu après la coulée terminée, et lorsque l'on juge la solidification assez avancée, il faut desserrer les amarrages des châssis afin de donner plus de facilité à la pièce pour faire son retrait. Si certaines parties du moule y font obstacle, il est bon de dégager le sable ou la terre sur une certaine épaisseur.

Lorsque les différences de section sont importantes dans une pièce, telle que dans une poulie à moyeu très gros ou à jante très épaisse, il est bon d'attendre le refroidissement complet avant de démouler. Le refroidissement inégal, conséquence des différences d'épaisseur, donne naissance à des tensions qui sont atténuées par un refroidissement lent. On atteint le même but en découvrant les parties épaisses sans toucher aux parties minces.

Emplois et mélange des fontes. — Nous avons maintenant à parler des matières employées dans une fonderie de fonte et de bronze pour la coulée des pièces moulées.

Les fontes doivent être classées d'après leur texture et aussi d'après leur analyse chimique.

Suivant la texture, on établit un ordre de classement en commençant par les fontes les plus grises à gros grains graphiteux, en passant ensuite par les gris clairs et grains moyens, puis par les fontes truitées grises pous arriver enfin aux fontes blanches.

Par l'analyse, on détermine ce que contiennent les fontes en carbone, en silicium, en soufre, en phosphore, en manganèse, et l'on doit tenir compte de ces divers éléments pour obtenir les mélanges convenables suivant les pièces à couler.

C'est de la quantité totale de carbone que dépend la résistance des fontes; à l'état combiné (fontes blanches), le carbone favorise la trempe et augmente le retrait; à l'état graphitique (fontes grises), il produit l'effet inverse.

Le silicium est un élément précieux pour la fonte, car il permet à celle-ci de subir plusieurs fusions successives sans qu'elle devienne blanche ou trop dure; il lui donne de la fluidité et diminue le retrait.

Le soufre est toujours considéré comme une impureté dans les fontes; il nuit à la résistance et augmente le retrait. De plus, la teneur en soufre tend toujours à augmenter par la fusion en raison du contact avec le coke toujours plus ou moins pyriteux, et il est généralement plus abondant dans les fontes blanches que dans les fontes grises.

Le phosphore diminue la résistance de la fonte, mais il lui donne la fusibilité et la fluidité indispensables aux moulages délicats. Dans une trop forte mesure, sa présence rend les fontes très fragiles; en dose modérée, il a un rôle utile.

Le manganèse, si la proportion dépasse un certain dosage, diminue la résistance de la fonte; il tend à augmenter le retrait et il favorise la trempe.

C'est seulement par un classement parfaitement étudié des fontes et des bocages de provenances bien connues que l'on obtient au cubilot les mélanges qui conviennent pour les emplois auxquels ils sont destinés.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Le chef de fonderie doit établir chaque jour le tonnage de chacune des qualités de fonte dont il a besoin pour les différentes pièces qu'il a à couler. Puis, avec la connaissance qu'il doit posséder des qualités diverses des fontes et des bocages qu'il a à sa disposition, il règle les mélanges d'entrée aux cubilots de ces fontes et bocages. Rien ne doit être laissé au hasard pour obtenir des pièces moulées répondant bien à leur destination, et le fondeur doit observer strictement, pour les entrées au cubilot, les indications qu'il reçoit du chef de fonderie.

Outillage de fusion et de coulée. — Dans une grande fonderie, comme celle que nous envisageons, c'est-à-dire ayant à couler des pièces de dimensions et de qualités très diverses, il faut nécessairement plusieurs cubilots de capacités différentes. Une bonne échelle de dimensions est celle de cubilots pouvant fondre 3, 5 ou 7 tonnes à l'heure. Avec un certain nombre de cubilots de chacun de ces types, le chef de fonderie peut affecter à la fusion un ou plusieurs de ces cubilots, suivant le nombre et l'importance des pièces de même qualité à couler dans la journée.

Habituellement, on se sert de poches pour recevoir la fonte du cubilot et la porter sur les moules à couler. Pour la coulée des pièces d'un poids considérable, il est avantageux de disposer des cubilots surélevés au-dessus du sol de la fonderie, qui coulent alors dans des réservoirs fixes, desquels on fait écouler ensuite directement dans le moule placé en contre-bas.

Dans une fonderie de fer, le seul appareil de fusion employé est le cubilot. Dans une fonderie de cuivre, ce sont des creusets ou des fours à réverbère qui servent à fondre les différents métaux constituant les alliages de bronze. On emploie habituellement des creusets pouvant recevoir des charges de 30 à 40 kilos, de manière qu'ils puissent être enlevés à bras d'homme pour porter le métal fondu sur les moules à couler. Avec une batterie de 10 creusets, on peut ainsi couler une pièce de 300 kilos. On se sert aussi de grands creusets pouvant contenir de 300 à 400 kilos de métal; ces creusets sont montés sur four, et l'ensemble est muni d'un appareil à bascule permettant de verser le contenu dans des poches de coulée. Enfin, pour les très grosses pièces de bronze, on emploie des fours à réverbère pour la fusion des métaux.

Alliages des bronzes. — Les alliages ordinaires de bronze se font avec les trois métaux cuivre, étain, zinc, lesquels sont alliés dans des proportions variables, suivant l'usage des pièces qu'ils doivent fournir. On emploie aussi le plomb, le bismuth et l'antimoine pour la fabrication des antifrictions. Enfin, depuis quelques années, des additions en aluminium, manganèse ou phosphore ont permis de donner des propriétés nouvelles aux bronzes, propriétés fort intéressantes pour les constructions mécaniques.

Les alliages doivent être préparés et pesés au magasin de la fonderie de cuivre et délivrés au fondeur qui est chargé seulement de la fusion. C'est toujours le cuivre qui est introduit tout d'abord dans le creuset ou dans le four, et c'est seulement lorsque la totalité du cuivre est fondue que l'on introduit l'étain et ensuite le zinc, ces deux métaux ayant été préalablement chauffés sur le four pour éviter un trop grand refroidissement du bain.

Une question importante est celle de la température de coulée des pièces. Aussi bien pour la fonte que pour le bronze, si l'on coule trop froid, on risque d'avoir des soufflures et des pièces mal venues dans leurs formes. D'autre part, une coulée trop chaude en bronze favorise les liquations et modifie l'alliage.

Organisation des fonderies. — Les mouleurs ne travaillent isolément que lorsqu'il s'agit de pièces simples et de petites dimensions. Dans la généralité des cas, ils sont réunis en équipe, comprenant depuis deux jusqu'à dix hommes parfois, pour les pièces importantes et compliquées.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Le travail de l'équipe est dirigé par un chef travaillant lui-même. Il fait exécuter les parties les plus difficiles du moule par les ouvriers les plus habiles et il doit tout surveiller, car il est seul responsable. Il est évident que tous les ouvriers mouleurs d'un atelier ne sont pas aussi habiles les uns que les autres, et l'association en équipe permet ainsi d'utiliser au mieux les aptitudes de chacun pour obtenir le résultat le plus économique.

L'installation d'une fonderie destinée au moulage de pièces très diverses, tant comme genre que comme dimensions, doit être divisée en ateliers distincts, suivant les fabrications. Il faut, en effet, pour faire bien et économiquement ces diverses fabrications, que l'outillage soit en rapport avec les pièces à mouler.

Il conviendra donc, pour le moulage en fonte, de séparer les ateliers pour la fabrication des grandes, des moyennes et des petites pièces. La fonderie de cuivre doit être elle-même bien distincte des autres ateliers.

Les ateliers des gros moulages et des moyens moulages seront divisés en surface de manière à distribuer la place entre les diverses équipes de mouleurs. Il faut, autant que possible, que chaque équipe possède les grues nécessaires à son propre travail et n'affecter les engins puissants que pour les grosses opérations de coulée ou l'enlèvement des moules ou des pièces coulées. Les appareils communs aux divers chantiers de moulage, tels que les cubilots et les étuves, devront être distribués dans l'atelier de manière à éviter les trop longs trajets des poches et des moules. Les dépôts de sables prêts à être employés au moulage seront placés à proximité des mouleurs. Les fontes en gueuses et les bocages, bien classés par type, seront groupés au pied des cubilots, et les charges seront élevées mécaniquement jusqu'à la plate-forme de chargement.

L'atelier de petits moulages n'a besoin de posséder, en engins de levage, que des petits appareils très mobiles et pouvant, chacun d'eux, desservir aisément plusieurs mouleurs.

La fonderie de cuivre sera, comme nous l'avons dit, séparée des autres fonderies. Pour ce moulage on se sert de sables spéciaux et préparés différemment des autres. En raison surtout des matières premières de grande valeur qu'elle manipule, il est important que cette fonderie de bronze soit bien distincte des fonderies de fer.

On doit reprendre tous les débris et poussières provenant des coulées, de l'ébarbage, du nettoyage des creusets et des fours. Ces matières sont passées au tamis, au bocard et au broyeur, et lavées pour en retirer le bronze qu'elles contiennent. Les boues elles-mêmes peuvent être refondues et donner une notable proportion de bronze.

La hauteur des ateliers de fonderie et l'importance des engins de levage doivent être proportionnées à la grandeur des moulages à exécuter. Des lanternes doivent toujours être placées dans les toitures pour l'évacuation des vapeurs et des gaz qui se produisent surtout au moment des coulées.

Autour des ateliers il convient de ménager des espaces suffisants pour déposer les fontes d'approvisionnement et les châssis de moulage, afin de n'avoir pas trop de chemin à faire pour leur manutention. Il faut donc des cours assez vastes pour les déposer et les classer, mais il n'y a nul besoin de les couvrir.

Les ateliers de fonderies doivent être complétés:

1° Par un atelier pour la préparation des sables et terres dont nous avons parlé;

2° Par un atelier pour la fabrication des noyaux des moules ordinaires;

3° Enfin par un atelier d'ébarbage, dans lequel on fait également la démolition et la sortie des noyaux qui restent à l'intérieur des pièces coulées.

Modelage. — A toute fonderie est annexé un atelier pour la préparation des modèles. L'ensemble d'un modelage comprend:

1° Un magasin pour les bois bruts;

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

2° Un atelier de fabrication des modèles ;

3° Un magasin pour le classement et la conservation des modèles.

L'approvisionnement de bois est fait dans un magasin abrité et bien aéré et en quantités voulues pour n'employer que des bois secs. On emploie des essences assez variées dans la fabrication des modèles, selon qu'il s'agit de faire des modèles ayant besoin d'être plus ou moins soignés et durables.

Un atelier de modèles comporte des établis de menuisiers en nombre égal à celui des modeleurs et un certain nombre de machines-outils communes à tous les ouvriers, machines à raboter, à moulurer, à percer, scies à rubans, etc. Il comprend aussi un certain nombre de tours conduits par des ouvriers spéciaux. Un modèle doit être fait de telle manière que le moulage de la pièce s'exécute rationnellement. Il faut donc, pour qu'il soit bien préparé selon ses fins, qu'il y ait entente entre les fonderies et le modelage. Le métier de modeleur consiste non seulement à travailler le bois en lui donnant toutes sortes de formes et assemblages, mais il nécessite aussi certaines connaissances de l'art du mouleur. Le modeleur doit, en outre, savoir bien lire les dessins, parfois fort compliqués, des moulages mécaniques dont il doit préparer les modèles et les boîtes à noyaux. Il tient compte, dans les dimensions à donner à son modèle, du retrait différent des moulages de fonte et des moulages de bronze.

Les modèles s'exécutent d'une manière plus ou moins complète et soignée selon qu'il s'agit de mouler une seule ou plusieurs pièces. Si l'on n'a qu'une pièce à mouler, on fera le modèle aussi économiquement que possible ; on emploiera le trousseau si la pièce le comporte ; on ne fera, en un mot, que ce qui est indispensable au mouleur. Si, au contraire, il y a un certain nombre de pièces à exécuter, le modèle devra être conçu de manière à simplifier le travail du mouleur, l'économie de main-d'œuvre de moulage compensant rapidement le surcroît de dépense du modèle.

Lorsqu'il s'agit d'une très grande quantité de pièces à mouler sur un modèle de dimensions moyennes ou petites, on a souvent avantage à exécuter un modèle en métal fonte ou bronze ; pour cela on prépare d'abord un modèle en bois auquel on donne les dimensions correspondant à un double retrait, et avec ce modèle provisoire on moule le modèle définitif en métal, lequel, au besoin, reçoit un travail d'ajustage et de polissage pour faciliter le moulage des pièces.

Lorsque les modèles ne sont plus nécessaires à la fonderie, ils doivent rentrer au magasin spécial des modèles, où ils sont classés par catégories et destinations afin d'être facilement retrouvés dans le cas de nouvelles pièces à exécuter sur les mêmes modèles.

Le magasin des modèles est donc l'auxiliaire indispensable du modelage. Cet atelier y retrouve les modèles qui n'ont besoin que de subir des réparations avant de retourner à la fonderie ou ceux qui peuvent faire d'autres moulages avec quelques modifications.

Forges. — Le forgeage consiste à obtenir avec des matières brutes, généralement le fer et l'acier, et à l'aide de moyens mécaniques ou manuels, par un travail de percussion à chaud, des pièces de formes et dimensions les plus variées.

L'art du forgeron, de même que celui du mouleur, est très ancien. A une époque fort reculée on savait déjà fondre les métaux et aussi façonner le fer par un battage à chaud ; mais c'est seulement au cours du siècle qui finit que, par suite du développement de la fabrication du fer et de la construction des machines, l'industrie du forgeage a pris son véritable essor. Et ce n'est guère, au surplus, que depuis un quart de siècle, c'est-à-dire depuis que la métallurgie a pu obtenir l'acier en grandes masses, que, à l'aide de procédés et de moyens spéciaux, on est parvenu à forger les énormes pièces entrant maintenant couramment dans les constructions mécaniques.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Pour le chauffage du fer ou de l'acier, on se sert soit de forges maréchales, soit de fours de dimensions variant suivant la grandeur des pièces à forger. Lorsque la pièce est amenée à la forge ou au four, à la température voulue pour le forgeage, elle est travaillée par le forgeron à l'aide de marteaux à la main ou au moyen de pilons à vapeur ou de presses hydrauliques. C'est à l'aide de ces seuls instruments et de quelques accessoires d'outillage très simples que le forgeron fait sortir de la matière brute les innombrables pièces de formes si variées qui sont réclamées par les constructions mécaniques.

Un grand atelier de forgeage comprendra les groupes d'appareils que l'on peut classer en trois catégories :

1° Les pilons-fours. Pilons auxquels sont adjoints un, deux et quelquefois trois fours à chauffer ;

2° Les pilons-forges. Pilons desservant plusieurs forges, celles-ci en nombre variable mais ne dépassant pas quatre ;

3° Forges sans pilons, où le forgeage est effectué sans le secours du pilon.

Pilons-fours. — C'est au premier groupe que l'on fait le corroyage des blooms de fer, l'étirage des lingots d'acier, le façonnage des grosses pièces de forme simple, l'ébauchage des pièces plus compliquées et dont la forme définitive est donnée ensuite à la forge.

Le martelage des petits lingots, l'étampage et le matriçage des pièces en séries, se font avec un seul four, les chauffages étant de courte durée et plusieurs pièces pouvant y être chauffées en même temps. Pour le corroyage des gros lingots ou le martelage des pièces importantes, on emploie généralement deux fours et quelquefois trois pour le même pilon ou presse, en raison du temps nécessaire au chauffage des grosses pièces. Chaque four est desservi par une grue en rapport avec le poids des pièces à soulever et à déplacer ; cette grue doit faire le transport des pièces du four au pilon *et vice versa*, ainsi que le manœuvrage des pièces pendant le forgeage.

Pour le service du pilon-four il faut composer une équipe d'ouvriers spécialement réunis pour le travail à exécuter. Il faut toujours un marteleur-forgeron, chef de l'équipe, qui dirige toutes les opérations de chauffage et de forgeage et est responsable du travail. Il faut ensuite un chauffeur par four et des aides en nombre variable, suivant la nature et l'importance des pièces à forger. L'équipe est complétée par un pilonnier chargé spécialement de manœuvrer le pilon en obéissant strictement à tous les ordres donnés par le marteleur.

Pilons-forges. — Le pilon-forge est celui qui dessert un nombre plus ou moins grand de forges suivant l'importance des pièces à forger. Les forges se subdivisent en grosses forges, avec grues de 2 000 à 3 000 kilos, en moyennes forges pourvues de grues ou potences de 500 à 1 000 kilos, et enfin en petites forges n'ayant pas d'appareils de levage en raison du faible poids des pièces que l'on y travaille.

Toutes ces forges doivent être réparties dans l'atelier de manière que celles de même catégorie soient groupées autour d'un pilon de force convenable, les appareils de levage, grues ou potences, convergeant vers le pilon, de telle sorte que quatre forges au maximum puissent travailler alternativement au même pilon. On intercale les petites forges entre les grandes et les moyennes, et les pilons doivent être disposés de manière qu'un petit pilon soit placé entre deux pilons moyens pour desservir les petites forges.

Aux pilons-forges sont façonnées les pièces de grandes dimensions (ébauchées d'abord au four), de formes complexes et qui nécessitent un travail plus ou moins long en des points déterminés, lesquels seuls sont chauffés à la forge en vue du travail à effectuer. On y exécute également les moyennes et petites pièces facilement chauffées

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

au feu de forge et demandant un façonnage plus ou moins long à faire au pilon ou à la main.

Le personnel d'une forge-maréchale ne se compose que du forgeron et de son frappeur. Le forgeron a seul la responsabilité du travail, chauffage, forgeage et manœuvrage de la pièce à forger. Le frappeur est l'aide du forgeron, et le seconde dans toutes les opérations ; il roule le charbon, enlève les riblons, passe les outils demandés par le forgeron, manœuvre la grue s'il en est besoin. Dans le cas de certaines grosses pièces, il est parfois nécessaire d'adjoindre momentanément au frappeur un ou plusieurs aides pour assurer la réussite du travail ; ces aides sont pris dans les équipes volantes de l'atelier.

Forges sans pilons. — Les forges sans pilons rentrent dans la catégorie des petites forges. On y façonne les petites pièces au marteau à main ; on y termine aussi les petites pièces matricées au pilon.

Opérations de forgeage. — Nous signalerons sommairement les diverses opérations que doit connaître le forgeron pour arriver à donner aux pièces les différentes formes qu'elles comportent.

L'« étirage », qui consiste à transformer un bloom ou un lingot, par chaudes successives, en une barre carrée, rectangulaire, polygonale, qui soit la pièce finie, ou encore une ébauche première devant subir d'autres changements de forme.

L'« étampage » fait passer une pièce polygonale à une forme cylindrique ou conique à l'aide des outils appelés étampes.

Le « décolletage » a pour but d'obtenir sur une ébauche des parties circulaires ou polygonales de plus petites dimensions que la section de l'ébauche. On se sert pour cette opération d'outils appelés dégorgeoirs.

Le « poinçonnage » a pour objet de percer un trou dans une pièce dans le but d'obtenir un anneau, ou un trou rond ou polygonal quand un vide doit exister dans la pièce.

Le « bigornage » est une opération qui consiste à agrandir une bague ou frette ébauchée par le poinçonnage.

Le « forgeage sur mandrin » est une opération contraire à la précédente, puisqu'elle a pour but d'allonger un anneau dans le sens des génératrices.

Le « restreignage » permet, un corps cylindrique étant percé, de réduire le profil de la section, soit sur toute la longueur, soit sur certaines parties seulement, à des diamètres différents.

Le « découpage » est l'opération par laquelle on enlève à la tranche ou à la gouge la matière en excès dans certaines parties de la pièce.

Le « parage » est la dernière opération que subit la pièce forgée ; elle consiste à obtenir des surfaces bien propres et nettes.

Une opération particulière, sur laquelle il convient de s'étendre un peu, est celle dite de « matriçage ». Elle est employée assez fréquemment lorsque l'on a à fabriquer de grandes séries de pièces semblables ou encore lorsque l'on veut obtenir plus économiquement plusieurs pièces de formes très compliquées. Cette opération consiste à mouler, pour ainsi dire, par pression, la matière entre deux parties métalliques appelées matrices, celles-ci portant en creux la forme que doit avoir la pièce, en tenant compte toutefois des surépaisseurs nécessaires à l'ajustage. Ce mode de forgeage, très rapide, nécessite souvent un outillage compliqué et coûteux. Il ne doit donc être rationnellement employé que si le nombre de pièces à exécuter permet de compenser, par l'économie faite sur les frais de forgeage, les dépenses de l'outillage à créer.

A moins que la forme de la pièce ne soit très simple, il faut ordinairement préparer une ébauche avant l'opération du matriçage. Cette préparation est la partie la plus délicate du procédé.

L'ébauche doit se rapprocher le plus possible de la forme de la pièce finale, sans

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

nécessiter toutefois un façonnage trop important, rendant illusoire le bénéfice du matriçage; elle ne doit peser que juste le poids voulu pour fournir la pièce augmenté du supplément pour les bavures et le déchet de feu. Pour des pièces de formes simples le poids se détermine aisément; quand les pièces sont compliquées de formes, on procède par tâtonnements en sacrifiant au besoin une ou deux pièces.

Une fois que la forme et le poids de l'ébauche sont déterminés, on façonne à l'avance toutes les ébauches nécessaires et l'on fait ensuite le matriçage d'une manière continue. Lorsqu'il s'agit de petites pièces le matriçage ne prend généralement qu'une chaude. Si les pièces sont grosses il faut, le plus souvent, deux chaudes; entre les deux chaudes, il faut avoir soin d'enlever les bavures dues à la première chaude, car c'est leur formation qui a empêché le plus souvent de terminer d'une chaude.

Toutes les opérations dont nous venons de parler s'appliquent à un même bloc de fer ou d'acier, pour le façonner et l'amener à une forme finale. Mais, fréquemment, les formes d'une pièce forgée ne permettent pas de la faire sortir d'un bloc unique. Il faut alors façonner séparément des éléments distincts et les réunir ensuite, par soudure, pour obtenir la pièce définitive.

Le fer possède cette propriété de se souder à lui-même, à la température du soudage par compression ou percussion; il se distingue en cela de l'acier qui se soude difficilement ou pas du tout à mesure que sa teneur en carbone augmente. Cependant l'acier extra-doux ou fer fondu se soude bien, mais il faut beaucoup de précautions et un tour de main spécial; c'est pour ce motif que, jusqu'à présent, les soudures d'acier extra-doux sont peu employées dans le forgeage des pièces mécaniques. Les soudures se font de différentes manières suivant les cas: par amorces ou en sifflet, par coins ou lardons, par encollage et enfin par emboîtement. Ces divers procédés nécessitent tous, de la part du forgeron, beaucoup de soins et d'attention pour être bien réussis.

Emplois des fers et aciers. — Pour que, d'un grand atelier de forges, on puisse faire sortir journellement les pièces si nombreuses et variées que réclament les machines en construction, il faut que, à côté d'un outillage approprié et d'un personnel exercé, on trouve constamment toutes les matières premières, fers et aciers, nécessaires à la fabrication.

Un magasin pour ces fers et aciers doit donc être placé à proximité de l'atelier de forges afin que l'on puisse toujours y puiser, en temps opportun, les matières à travailler. Il faut avoir les fers puddlés ou corroyés de qualités diverses suivant les emplois. Il y faut aussi trouver les aciers en lingots bruts ou déjà étirés en blooms de dimensions et qualités variables pour forger directement dans le lingot, s'il s'agit de grosses pièces, ou pour obtenir des pièces plus petites en partant de lingots déjà étirés en blooms.

L'approvisionnement régulier de ce magasin doit être assuré par le chef de l'atelier. C'est lui qui fait délivrer au forgeron la matière qui convient pour l'exécution de la pièce qui lui est donnée à forger. Il doit veiller à faire remettre exactement la qualité requise et aussi le poids de matière voulu. Il faut, pour cela, que le magasin classe méthodiquement non seulement les lingots provenant directement des aciéries qui les ont produits, mais encore les parties de lingots non employées par l'exécution des premières pièces, et dont le surplus peut servir ultérieurement à l'exécution d'autres pièces nécessitant les mêmes qualités d'acier.

Les aciers sont classés, suivant leur dureté, depuis les aciers extra-doux soudables, ne prenant point la trempe, jusqu'aux aciers durs trempant énergiquement, en passant par toute la gamme intermédiaire. La gamme complète est généralement de six à huit numéros gradués. Les chutes d'acier tombant en cours de forgeage doivent être recueillies avec soin en évitant tout mélange des qualités différentes dans leur retour au magasin.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Habituellement, au moins pour les pièces importantes, on s'assure par des essais de traction, prélevés dans les pièces forgées, que la nuance de métal voulue a bien été employée dans la fabrication. Un petit atelier spécial doit être, en conséquence, installé dans le voisinage des forges. Des agents, indépendants de la fabrication, font tous les prélèvements prescrits sur les pièces en cours de forgeage ou finies de forge, et font préparer toutes les barrettes nécessaires aux essais de traction, de choc ou autres. Ils font ensuite, au moyen de machines spéciales, tous les essais de recettes s'il en est exigé par les acheteurs, ou tous ceux permettant de renseigner le directeur de l'usine sur la qualité des produits fabriqués.

Recuisage et trempe. — Pour arriver à de bons produits forgés, il ne suffit pas d'employer de bonnes matières premières, mais il faut aussi que le forgeage soit fait dans des conditions que l'expérience a déterminées. Ce sont surtout les températures de chauffage d'abord, et de forgeage ensuite, qui peuvent influer grandement sur la valeur finale de la pièce. Il convient donc de bien surveiller le forgeron pendant la conduite de ces opérations si l'on veut éviter des mécomptes, et les contremaîtres d'un atelier de forgeage devront y apporter tous leurs soins.

Toutes les pièces d'acier, et même celles de fer, ayant subi beaucoup de chaudes locales et qui ne peuvent être terminées dans toutes leurs parties à une température uniforme sont, après achèvement de forge, dans un état plus ou moins hétérogène, surtout s'il s'agit de pièces en acier mi-dur ou dur. Aussi faut-il, après forgeage terminé, procéder à une opération dite de « recuisage » qui a pour but de rendre au métal sa texture normale et de supprimer les tensions en détruisant l'écrouissage local.

Le fer, généralement à texture nerveuse, ne se détériore pas ordinairement dans les limites des températures de forgeage ; il ne subit pas ou presque pas l'écrouissage ; les tensions inégales seules sont à craindre dans les pièces de grandes dimensions. Celles-ci sont recuites, mais les petites pièces, qui sont terminées à des températures basses et uniformes, peuvent être mises en œuvre ou en service sans recuisage. Quand à l'acier, qui subit beaucoup plus les effets du chauffage et de l'écrouissage, toutes les pièces forgées avec ce métal doivent toujours être recuites.

Le recuisage consiste à porter graduellement la pièce à une température voisine de la plus haute qui ait été atteinte pendant ce forgeage ; à maintenir cette température pendant le temps nécessaire pour égaliser au même degré les diverses parties ; à procéder ensuite à un refroidissement d'abord rapide, puis très lent.

Pour certaines pièces en acier soumises en service à des efforts exceptionnels par rapport à leurs dimensions, on a parfois recours à la trempe pour augmenter leur résistance et leur limite élastique, au détriment toutefois de la faculté d'allongement du métal. C'est le cas des canons, des ressorts, de certains arbres ou axes de machines, etc. Il convient, dans un atelier de forgeage, de grouper les appareils nécessaires à la trempe et au recuisage, et de confier ces opérations à des agents ayant acquis, par expérience, le tour de main convenable à la bonne réussite de ces opérations délicates. Le matériel dont il faut les doter consiste en fours à chauffer d'une construction particulière, de bâches ou réservoirs pour contenir les liquides employés à l'immersion des pièces à tremper, de caisses pour opérer le refroidissement et de grues à mouvement rapide pour la sortie des pièces chauffées ainsi que leur transport dans les caisses de refroidissement.

Organisation des forges. — Un atelier de forgeage capable de produire toutes les pièces de forge, grosses ou petites, entrant dans la construction mécanique, doit être subdivisé pour les diverses fabrications qu'il comporte, mais il devra réunir : des petites forges pour le travail à la main ; des forges avec grues et pilons ; des fours à chauffer groupés auprès de presses ou des pilons puissants, des appareils de trempe et de recuisage. Les magasins de fer, d'aciers et de charbons pour les fours et les forges

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

devront être établis de telle sorte que les trajets de matières soient rendus aisés et rapides. Un atelier annexe sera installé pour préparer les gabarits outils ou étampes et pour faire la vérification des pièces forgées avant leur envoi à l'ajustage.

Un atelier de forgeage est un gros consommateur de vapeur par l'emploi des pilons. On doit utiliser toute celle pouvant être produite sans frais par les flammes perdues des fours à chauffer, mais il faut y ajouter de la vapeur à fournir par des chaudières spéciales. Le réseau des conduites de vapeur réunissant toutes les chaudières et les pilons doit être installé d'une manière particulièrement soignée en raison des réactions violentes qu'il supporte par suite des vibrations des pilons.

Le réseau des conduites de vapeur doit être placé dans la partie haute des ateliers pour rendre facile la surveillance et l'accès de tous les joints. Le réseau des conduites de vent pour les fours et les forges peut être placé en sous-sol, et c'est ainsi qu'il s'installe le plus aisément.

Le charbon employé pour les forges à main produit beaucoup de fumée, et comme il est souvent difficile de recouvrir les forges avec des hottes, l'évacuation des fumées doit être assurée par la présence de lanternes placées dans la toiture.

Ateliers d'usinage. — On donne le nom d'« usinage » à toute la série des opérations qui s'exécutent à froid sur les pièces brutes de forge ou de fonderie pour les amener à leur forme définitive. Ces opérations sont extrêmement variées et complexes ; elles exigent la réunion de beaucoup de métiers différents, ainsi que le concours de nombreuses machines-outils de genres très divers.

Organisation des ateliers d'usinage. — Deux classes principales d'ouvriers se partagent le travail d'usinage des pièces mécaniques : les ouvriers qui façonnent les pièces à l'aide de machines-outils et ceux qui opèrent à la main au moyen d'instruments purement manuels. Dans la première classe, nous trouvons les tourneurs, les raboteurs, les mortaiseurs, les limeurs, les perceurs, les fraiseurs, etc. Dans l'autre se trouvent les traceurs, les ajusteurs proprement dits et les monteurs.

Pour faciliter la répartition et une bonne surveillance du travail, il est très important de grouper ensemble les machines-outils de même genre, et, suivant l'importance de l'usine, on a une ou plusieurs tourneries et un ou plusieurs ateliers de machines-outils, chacun d'eux réunissant les outils de dimensions analogues. Le montage également doit être divisé en ateliers destinés au montage des machines de grandeurs comparables, car les moyens d'action dont il faut pourvoir ces divers ateliers pour la manipulation des pièces sont différents suivant les machines à construire.

Une installation bien complète et bien appropriée pour le mouvement des pièces en usinage est absolument nécessaire. Si l'on songe à l'énorme quantité de déplacements que doivent subir les pièces à usiner, on se rend compte combien il importe d'assurer ces mouvements avec facilité et dans des temps aussi courts que possible. C'est donc seulement si les divers ateliers, principalement ceux contenant les gros outils et les chantiers de montage, c'est seulement s'ils sont pourvus d'engins de levage puissants et rapides que l'on pourra produire vite et économiquement les machines en construction.

Un atelier de construction mécanique établi pour la fabrication de machines très différentes, comme celui qui nous occupe, devra être pourvu d'une grande quantité de machines-outils de dimensions et types variés. Il est rare qu'une pièce ne passe pas sur plusieurs outils pour recevoir les façonnages qu'elle comporte, et, pour que ces opérations successives soient faites dans de bonnes conditions, il faut que les pièces à usiner soient placées sur l'outil qui peut les exécuter le plus avantageusement. Il faut aussi que les outils, selon qu'ils sont destinés à faire des pièces plus ou moins difficiles à exécuter, soient placées entre les mains d'ouvriers plus ou moins habiles et expérimentés.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Il est toujours préférable que les machines-outils destinées à l'usinage des pièces mécaniques soient elles-mêmes bien construites si l'on veut arriver à une exécution irréprochable de ces pièces. On peut se contenter toutefois, pour certains travaux courants, de machines-outils moins parfaites; mais un atelier de construction bien outillé doit toujours posséder un assez grand nombre de machines de construction soignée, car quelle que soit l'habileté de l'ouvrier, on ne peut arriver à la précision qu'avec des outils qui sont eux-mêmes des appareils de précision.

D'une manière générale, chaque machine-outil : tour, rabot, fraiseuse, etc., doit être conduite par un ouvrier. Cette règle ne doit pas souffrir d'exception en ce qui concerne les outils importants, sur lesquels on usine des pièces de grande valeur et qui pourraient être manquées faute d'une surveillance suffisante dans le travail. Mais, pour des pièces d'une exécution facile et pouvant être exécutées en séries, on peut, dans ce cas, faire conduire plusieurs outils par un nombre moindre d'ouvriers. On peut aussi trouver avantage, pour des travaux déterminés, à réunir en équipe un certain nombre de tourneurs, par exemple, pour leur donner à exécuter en commun certains travaux. Le chef d'équipe, en répartissant, suivant la force respective des ouvriers de l'équipe, les divers travaux qui lui sont confiés, arrive ainsi à une meilleure répartition de la main-d'œuvre; en outre, le travail est mieux surveillé, les malfaçons sont moins à craindre, et l'ensemble est fait plus avantageusement.

La réunion des ouvriers en équipes, qui doit être plutôt l'exception pour les machines-outils, doit être, au contraire, la règle pour les ajusteurs. La force ou l'habileté professionnelle de ces ouvriers seraient presque toujours mal utilisées s'ils travaillaient isolément. Toutes les pièces qui doivent subir des travaux d'ajustage à la main, comportent habituellement des opérations multiples et de difficultés variables, et ce n'est qu'en réunissant dans des équipes des ouvriers de capacité différente que l'on peut faire bien et économiquement. C'est toujours au chef d'équipe à répartir la besogne suivant les aptitudes de chacun.

Traçage des pièces. Interchangeabilité. — Avant tout commencement d'usinage, les pièces brutes doivent passer entre les mains d'ouvriers spéciaux appelés *traceurs*. La parfaite lecture des dessins est la connaissance essentielle du métier de traceur, car toute erreur de traçage entraîne généralement le rebut des pièces, et certaines d'entre elles ont déjà une très grande valeur lorsqu'elles sont à l'état brut. Très souvent, les pièces reviennent à plusieurs reprises au traçage, les premiers traçages ne pouvant déterminer que les opérations successives de dégrossissage à l'outil. En principe, et toutes les fois que cela est possible, les opérations de finissage s'exécutent au moyen de broches et de calibres. C'est seulement par l'emploi de calibres que l'on peut arriver à assurer l'interchangeabilité des pièces, condition à réaliser pour toutes les machines s'exécutant en séries. Les calibres doivent être faits en acier cémenté et trempé de manière à éviter toute déformation ou usure par l'usage. Ces calibres représentent une assez grosse dépense, mais ils permettent l'exécution identique d'un très grand nombre de pièces, pour toutes les opérations de perçage, fraisage ou rabotage. Pour les axes et les trous interchangeables, on se sert d'autres calibres appelés mandrins et lunettes, lesquels sont également en acier trempé et rectifié. La vérification fréquente des mandrins doit être faite pour s'assurer qu'ils n'ont subi aucune usure par l'usage; on se sert pour cela de calibres-étalons qui ne doivent pas avoir d'autre emploi.

Mais si, dans l'exécution de beaucoup de machines, il n'y a pas lieu de faire les pièces interchangeables, les machines n'ayant pas à être reproduites semblables à elles-mêmes, il faut toujours viser à une exécution très rigoureuse, et on y arrive presque sans frais supplémentaires par l'emploi d'instruments de vérification extrêmement parfaits. C'est surtout pour les opérations de tournage et d'alésage que l'emploi de

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

ces instruments est fréquent, et, dans tout atelier de constructions bien outillé, on doit placer ces instruments entre les mains des ouvriers appelés à faire des opérations de précision.

Après les diverses opérations qu'elles ont subies sur les tours, rabots, perceuses, fraiseuses, etc., les pièces passent, suivant leur importance, soit à l'ajustage, soit au montage.

Ajustage. — L'ajusteur est chargé de terminer ce qui n'a pu être achevé par les machines-outils ; il cémente et rectifie les pièces s'il y a lieu, il les polit, les ajuste ensemble en faisant les divers assemblages qu'elles comportent. Le métier d'ajusteur s'est modifié depuis un certain nombre d'années. Autrefois, les machines-outils étaient loin d'avoir la perfection qu'elles ont acquises depuis lors, et beaucoup de pièces ne pouvaient être achevées que par le burin ou la lime qui, maintenant, sont faites beaucoup mieux par la machine-outil.

Il est nécessaire d'organiser une vérification indépendante des ouvriers qui ont exécuté les pièces, et cette vérification doit précéder l'envoi des pièces au montage. On doit s'assurer, par un examen attentif, qu'elles n'ont pas de défauts de matières qui auraient pu échapper au cours de l'usinage, et bien vérifier aussi que toutes les formes et dimensions définies par les dessins sont observées, ainsi que les jeux prescrits pour les diverses articulations.

Montage. — Lorsque les vérifications sont terminées, les pièces sont livrées à l'atelier de montage. Nous avons dit que les monteurs étaient chargés directement de la préparation des pièces de grosses dimensions et d'en faire l'ajustage. Ils ont donc, jusque-là, fait métier d'ajusteur, et c'est seulement ensuite, lorsqu'ils reçoivent tous autres éléments préparés par l'atelier d'ajustage ou venant de la chaudronnerie, qu'ils font alors le montage complet de l'appareil.

Les monteurs sont, pour cela, groupés en équipes plus ou moins nombreuses, suivant l'importance des machines à monter. Le montage est l'une des opérations les plus délicates de la construction des machines ; c'est beaucoup de l'habileté professionnelle du chef monteur que dépend la bonne marche des machines. Toutes les précautions prises et tous les soins apportés dans l'étude des différentes parties de la machine et dans leur exécution première seraient insuffisants si le montage des éléments était fait d'une manière défectueuse.

Le chef monteur n'a pas seulement à effectuer le montage des machines à l'atelier, mais il est aussi chargé d'en faire le remontage et la livraison chez les acheteurs. Aussi convient-il, dans les usines faisant des constructions variées, de spécialiser ces ouvriers en monteurs de locomotives, de machines marines, de machines fixes, etc., de manière à leur permettre de mieux posséder les connaissances spéciales qu'il leur faut acquérir pour être bien complets dans chacune de ces divisions.

Nous avons dit, qu'en installant des ateliers d'usinage, il convenait de grouper, autant que possible, les outils de même genre dans les mêmes ateliers, afin de faciliter la distribution du travail et aussi la surveillance. Toutefois, il est bon de mettre dans les ateliers d'ajustage et de montage un certain nombre d'outils pour les opérations qui sont consécutives des travaux d'ajustage et de montage ; on évite ainsi les longs trajets, et, en outre, les renseignements à fournir par les ajusteurs et les monteurs aux ouvriers des machines-outils sont rendus faciles sans perte de temps.

La position relative des divers ateliers d'usinage n'a rien d'absolu et dépend nécessairement des terrains dont on dispose, mais il est toujours avantageux de grouper ensemble les tourneries, les machines-outils, les ajustages et montages qui ont à s'occuper des mêmes genres de machines.

Classement des pièces. — Une chose très importante est le classement des pièces

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

brutes à leur arrivée des fonderies et forges, ainsi que le classement au cours des diverses opérations d'usinage. Si ces classements n'étaient pas faits avec beaucoup d'ordre et de méthode, il en résulterait des pertes de temps considérables dans la recherche des pièces, car c'est par centaines de mille qu'il faut compter les éléments de machines en cours de fabrication dans une usine de construction un peu importante. Il faut donc ménager la place nécessaire, tant dans les cours voisines des ateliers pour le classement des pièces brutes, que dans l'intérieur des ateliers, pour celui des pièces en cours d'usinage.

Force motrice et transmissions. — Les moteurs, pour la commande des transmissions, peuvent être en nombre plus ou moins grand, selon la disposition et le groupement des divers ateliers, mais il y a toujours avantage à réunir sur un même point la production de vapeur.

L'installation de force motrice la plus commode, sinon la plus économique, consiste en une station centrale électrique avec transport de force et machines réceptrices en tête de chaque transmission.

Lorsque l'on est en présence de très gros outils à conduire, on peut placer une dynamo spéciale à chacun d'eux, ou mieux encore, réunir quelques outils sous une même dynamo commandant une ligne de transmission très courte ; mais pour la commande des moyens ou petits outils, le mieux est de placer une dynamo en tête de chaque ligne de transmission.

Disposition des ateliers d'usinage. — En raison du travail souvent minutieux que l'on a à faire dans les ateliers d'usinage, il est fort important d'éclairer parfaitement les ateliers. Le meilleur éclairage de jour est celui que l'on peut donner par en haut, et c'est pour ce motif qu'il convient, autant que possible, d'éviter les étages. Avec des toitures à crémaillère, vitrées du côté nord, et des verrières latérales, on a un éclairage excellent.

L'éclairage de nuit, par lumière électrique, est ce qu'il y a de mieux. Il faut donner une lumière d'ensemble dans les ateliers au moyen de lampes à arc, et pour l'éclairage individuel des ouvriers, de petites lampes à incandescence.

Si l'on dispose seulement du gaz pour l'éclairage, il faut employer encore le même principe : des groupes de becs pour l'ensemble et des papillons individuels aux ouvriers.

Chaudronnerie. — La chaudronnerie a pour objet de façonner les métaux en feuilles. Les métaux employés en chaudronnerie mécanique sont généralement le fer et l'acier, ou le cuivre et le laiton.

Lorsqu'il s'agit de façonner de la tôle de faible épaisseur, le chaudronnier opère surtout à la main, et l'outillage d'une chaudronnerie est, dans ce cas, peu important. Mais il en est tout autrement, lorsqu'il s'agit de construire de la grosse chaudronnerie et surtout des chaudières. Pour ce genre de construction, dans lequel les feuilles de tôle employées ont des épaisseurs souvent très fortes, il ne faut plus seulement façonner les tôles à chaud ou à froid, mais il faut aussi lier entre eux le grand nombre d'éléments qui composent les chaudières, de manière à arriver à une solidité et à une étanchéité parfaites. Les conditions du travail se compliquent alors notablement, et pour obtenir le résultat voulu, il faut disposer d'un outillage important et faire une subdivision bien étudiée du travail pour les multiples opérations qui concourent à la construction d'une chaudière.

Exécution d'une chaudière. — Nous allons indiquer sommairement la série des opérations successives par lesquelles il faut passer pour aboutir à la chaudière terminée, en prenant comme exemple une chaudière de locomotive. Nous la supposerons construite en tôle d'acier avec foyer en cuivre rouge.

En premier lieu, il faut établir le développement de toutes les tôles pour en faire la

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

commande aux usines métallurgiques qui doivent les fournir. Ce travail est préparé par le chef d'atelier, ou sous sa surveillance directe, à l'aide des dessins qui lui sont remis. Il faut tenir compte, dans la fixation des dimensions des tôles, du travail spécial de façonnage auquel doit être soumise chacune d'elles. L'expérience apprend à connaître et à évaluer les pertes d'épaisseur provenant du passage plus ou moins fréquent au feu, ou encore celles résultant de l'allongement produit par l'étirage.

Pendant l'exécution en forge des tôles ainsi commandées, le chef d'atelier étudie et fait préparer les matières qui serviront à l'emboutissage, au moyen de la presse, des tôles pour lesquelles on emploie avantageusement ce mode de façonnage. En même temps, à l'aide des dessins qui lui sont remis, le traceur fait sur le marbre une épure, grandeur d'exécution, de tous les éléments en tôle de la chaudière. Il trace tous les axes des coutures, des entretoises et des tirants ; c'est sur ces épures qu'il confectionne tous les gabarits qui serviront ensuite à tracer directement les tôles pour le rabotage et le perçage. Il procède aussi à la confection des calibres de forgeage pour les faces avant et arrière de boîtes à feu et de foyers, les calibres de cintrage des viroles, des enveloppes de boîtes à feu et foyers; tous ces calibres seront mis ensuite entre les mains des forgerons qui auront à façonner les tôles à chaud.

Toutes les tôles venant de forge passent d'abord par les mains du traceur, qui trace au compas et à la règle les contours extérieurs des faces avant et arrière de boîte à feu, puis celles-ci, après cisaillage extérieur, sont envoyées à la presse pour être embouties. Le traceur continue ensuite en traçant, avec les calibres, les tôles de corps cylindrique et d'enveloppe de boîte à feu, qui sont d'abord passées à la cisaille, puis au rabot, et enfin à la machine à percer. A ce moment, le traceur doit reprendre les tôles qui ont été embouties à la presse ou à la forge, mais non terminées, et à la suite d'un nouveau traçage, elles sont alors terminées d'emboutissage et calibrées exactement à leurs formes et dimensions. Elles sont encore reprises par le traceur, qui les trace de nouveau pour subir les opérations de rabotage et de perçage. Le traceur s'occupe alors, et également à diverses reprises, des tôles destinées à faire les plaques tubulaires, les dômes, etc., et aussi des tôles en cuivre du foyer, lesquelles comportent des opérations d'emboutissage, de rabotage et de perçage.

Nous nous sommes étendus un peu sur ces premières opérations, pour montrer que le rôle du traçage, dans les travaux de chaudronnerie, est de grande importance. Le traceur est un peu la cheville ouvrière pour les diverses opérations qui composent la première mise en œuvre d'une chaudière.

Le forgeage des tôles est fait habituellement par des forgerons de profession, dressés à ce travail spécial qui comporte souvent des opérations assez difficiles à exécuter. Les tôles sont chauffées à des forges-maréchales; on procède par chaudes locales et une tôle de forme compliquée et de grandes dimensions est soumise à des chaudes très nombreuses. Toutes les tôles qui sont dans ce cas doivent être recuites isolément dans un grand four à chauffer.

Il n'est pas de tôles, si compliquées que soient leurs formes, qui ne puissent être façonnées à la forge par des ouvriers exercés; mais, toutes les fois que l'on est en présence d'un nombre suffisant de tôles semblables pour justifier les dépenses de matrices, il est bien préférable de les façonner à la presse. Ce mode de travail fatigue moins le métal et l'exécution en est toujours plus correcte que par le travail à la main.

Nous venons de parler spécialement des tôles forgées, mais beaucoup d'autres éléments ont dû être menés parallèlement : cintrage des viroles, étirage des pinces, forgeage et rabotage des cadres d'assemblage, etc. Lorsque l'ensemble de ces travaux préliminaires est terminé on procède à l'assemblage provisoire des éléments.

Quels que soient les soins apportés dans le façonnage et le calibrage de ces éléments,

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

ceux-ci ne se juxtaposent pas exactement en tous points. Pour y arriver, on fait l'opération dite de « collage », qui se pratique le plus souvent à chaud, les éléments étant assemblés provisoirement. Quand toutes les parties de la chaudière sont bien amenées à la forme exacte et que toutes les tôles sont ainsi bien jointives, on termine le montage provisoire, qui est fait au moyen de boulons.

Comme, pendant le montage provisoire, il a fallu donner des chaudes locales pour arriver à un collage parfait des tôles, il devient nécessaire de procéder à un recuisage de tout l'ensemble; mais, les chaudières ayant souvent de grandes dimensions, le four spécial à recuire ne peut les prendre en entier. Il faut donc les démonter en fragments en tâchant de conserver cependant des éléments entiers complets, tels que des boîtes à feu ou des foyers. Il est nécessaire de conduire avec beaucoup de soins ces opérations de recuisage, afin que dans le remontage des éléments ceux-ci ne soient pas déformés et retrouvent un contact parfait entre eux et en tous points, car on doit absolument éviter tout nouveau collage à chaud, qui pourrait créer des tensions nouvelles et obliger, par conséquent, à un nouveau recuisage.

Il serait trop long de parler de toute la série des opérations qui suivent le montage des éléments pour arriver à la chaudière finie : perçage et alésage des trous pour l'assemblage des tôles, rivetage à la machine ou à la main, nouveaux montages et traçages, perçage, taraudage et pose des entretoises des boîtes à feu, placement des armatures et des tirants, matage des pinces et des rivets, et enfin mise en place des tubes de la chaudière. Toutes ces opérations réclament des outils et outillages appropriés et aussi la spécialisation des ouvriers pour arriver à une bonne exécution.

Il était utile de résumer en quelques mots les opérations qui se rapportent à la fabrication des chaudières avant d'indiquer en quoi consiste l'installation d'un atelier de chaudronnerie.

Disposition de la chaudronnerie. — Pour que cet atelier se suffise à lui-même, il lui faut un outillage compliqué. Il doit posséder :

Des grands marbres de traçage;
Des forges pour le travail des tôles et cornières;
Des presses hydrauliques pour l'emboutissage des tôles :
Des fours à chauffer;
Des machines à cintrer les tôles;
Des presses à main pour dressage des profilés;
Des poinçons, des cisailles, des rabots à chanfreiner;
Des machines à percer de toutes formes et dimensions;
Des scies à chaud et à froid, des machines à river;
Des tours, meules et machines à fraiser;
Des fours à recuire;
Des machines à fabriquer les rivets, etc.

Il convient, pour la bonne marche des opérations, de grouper les outils et ouvriers qui exécutent les travaux à chaud et séparément les outils et ouvriers s'occupant des travaux à froid. Il faut munir les ateliers de ponts roulants pour desservir tous les outils et les chantiers de traçage. Enfin, pour le montage des chaudières, il faut avoir des ponts roulants assez puissants et pourvus de mouvements suffisamment rapides.

La chaudronnerie de cuivre doit être bien séparée des autres ateliers. Les ouvriers spécialisés à ce travail exécutent des ouvrages qui n'empruntent pas le concours de l'atelier de chaudronnerie de fer et ils doivent posséder leur outillage bien distinct.

On désigne communément sous le nom de chaudronnier tout ouvrier qui s'occupe d'un travail de façonnage de tôles. Dans un atelier de chaudronnerie, il n'existe cependant, à proprement parler, qu'un nombre restreint de véritables chaudronniers : ce

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

sont les ouvriers qui prennent les tôles brutes, fer, acier, cuivre, laiton, qui font par eux-mêmes complètement tous travaux à chaud et à froid qu'elles comportent, et qui livrent leurs pièces achevées. Tels sont les ouvriers qui font les ouvrages en cuivre ou ceux qui exécutent les travaux en tôle mince de fer ou d'acier. Ils sont, pour cela, groupés généralement en équipes, et à l'aide des outils dont ils se servent eux-mêmes, ils font la mise en œuvre complète des pièces qui leur sont confiées.

En dehors de ces ouvriers spéciaux, tous les autres, qui travaillent à la construction des chaudières, ne sont point des chaudronniers, mais des ouvriers travaillant à des opérations de chaudronnerie. Tels sont les forgerons tombeurs de bords et les forgerons de cornières, les traceurs, les monteurs, les riveurs, les mateurs, les poseurs de tubes, etc. Nous ne parlons pas même des ouvriers conduisant les machines-outils, qui sont tourneurs, raboteurs, perceurs, fraiseurs, comme ils le seraient dans un atelier d'usinage de machines.

Disposition des ateliers de chaudronnerie. — La partie des ateliers de chaudronnerie occupée par les forges et les fours doit être pourvue de lanternes pour l'évacuation des fumées. La chaudronnerie de cuivre doit être installée de la même manière.

Emplacement des matières de chaudronnerie. — La chaudronnerie consommant des matières premières doit posséder le magasin spécial de ces matières. L'approvisionnement de ce magasin est fait par les commandes de tôles, de profilés, etc., qui sont établis, comme nous l'avons dit, par le chef de l'atelier. La plus grande partie des matières a une destination déterminée par les appareils qui ont motivé les commandes de ces matières.

Les matières sont réceptionnées à leur arrivée et classées par destination, afin de les retrouver facilement au moment de l'emploi. Elles sont ensuite délivrées aux ateliers sur bons des contremaîtres, qui indiquent à quels appareils elles sont destinées.

Les tôles de fer ou d'acier et les barres profilées peuvent être placées dans une cour non abritée, mais les cuivres et laitons seront toujours logés dans un local clos et couvert.

Il faut d'assez grands espaces autour d'une chaudronnerie pour le magasinage des matières premières et celui de l'outillage des matrices, et aussi pour metttre en dépôt provisoire certains éléments de grosse chaudronnerie, qui après avoir subi des opérations préliminaires doivent attendre parfois leur achèvement.

Ateliers auxiliaires. — Les ateliers dont nous avons parlé jusqu'ici sont ceux qui produisent directement. Mais quelques ateliers auxiliaires doivent venir, en outre, prêter leur aide ou compléter les premiers.

Il faut d'abord fournir d'outils tous les ouvriers. On peut se procurer ces outils chez des fabricants spéciaux ou les fabriquer soi-même. Pour une importante usine de construction mécanique il y a de grands avantages à admettre cette dernière solution, et de plus grands encore à ne pas éparpiller cette fabrication dans les divers ateliers.

Atelier d'outillage. — La création d'un atelier spécial pour la fabrication de l'outillage et d'un magasin centralisant cet outillage permet d'arriver à l'unification des outils et à la diminution de l'approvisionnement, deux conditions qui ne peuvent être réalisées lorsqu'il existe une équipe d'outilleurs spéciale à chaque atelier. En outre, l'atelier unique permet de mieux spécialiser les ouvriers chargés de la fabrication des outils et d'arriver ainsi, d'une manière plus sûre, à traiter comme il convient les aciers délicats qui sont employés pour les divers outils.

En examinant plus loin l'organisation administrative des ateliers, nous indiquerons comment doit fonctionner l'atelier d'outillage avec le magasin général auquel il est rattaché administrativement. Mais, en tant que fabrication, tout cet atelier est sous la conduite d'un contremaître qui a la surveillance de tous les ouvriers, forgerons, machines-outils, ajusteurs et trempeurs.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Atelier de réparation. — A côté de l'atelier d'outillage, un autre atelier, également sous la dépendance d'un contremaître spécial, réunit tout le personnel s'occupant de l'entretien des machines motrices, des grues, des ponts-roulants, des machines-outils, des transmissions, etc., ce même contremaître gouverne aussi les ouvriers qui s'occupent de produire la vapeur et de conduire les machines motrices. Il vaut mieux que l'entretien du matériel soit assuré par des ouvriers s'en occupant spécialement afin d'emprunter le moins possible le concours des ateliers de production.

Atelier d'expédition. — Il faut, enfin, encore un atelier pour recevoir tous les produits finis et en faire l'expédition. C'est là que l'on procède à la peinture, à l'emballage et au chargement des pièces livrées par les ateliers producteurs. Rien ne doit quitter l'usine sans passer par l'atelier d'expédition ou par le bureau qui y est attaché, ce bureau devant prendre attachement, pièce par pièce, de tout ce qui sort des ateliers. Cette centralisation dans les sorties est le moyen d'éviter les confusions et les erreurs.

Répartition de l'effectif ouvrier et surveillance des fabrications. — Nous avons vu que l'usine de construction que nous envisageons possédait les quatre industries principales de production et, en outre, quelques ateliers auxiliaires qui ne sont point directement producteurs. Nous avons dit aussi que cette usine occcupait environ 2 000 ouvriers.

La répartition de cet effectif entre les groupes d'ateliers ne saurait évidemment être déterminée d'une manière absolue, car elle peut varier suivant la proportion relative des genres de machines ou appareils mécaniques que l'on est amené à produire.

On peut cependant admettre, comme moyenne, la répartition suivante :

« Fonderies » de 300 à 350 ouvriers comprenant des modeleurs, mouleurs, noyauteurs, fondeurs, ébarbeurs, préparateurs de sable, chauffeurs d'étuves et manœuvres,

« Forges » 200 à 250 ouvriers comprenant des forgerons et frappeurs, des chauffeurs, marteleurs et aides, des pilonniers, des gabariteurs, recuiseurs, trempeurs et des manœuvres.

« Ateliers d'usinage » 900 à 1 000 ouvriers comprenant les traceurs, ajusteurs et monteurs, les tourneurs, les raboteurs, limeurs, pareurs, aléseurs, perceurs, taraudeurs, fraiseurs, etc., et les manœuvres.

« Chaudronneries » 350 à 400 ouvriers comprenant les chaudronniers proprement dits, les forgerons, chauffeurs, tombeurs de bords et cintreurs, les traceurs, les monteurs, les riveurs, chanfreineurs, mateurs, les poinçonneurs et cisailleurs, les perceurs, raboteurs et tourneurs, les fabricants de rivets et d'entretoises, les taraudeurs, les ajusteurs, etc., et les manœuvres.

« Ateliers auxiliaires » 100 à 150 ouvriers comprenant les outilleurs, les peintres, les expéditeurs, les chauffeurs de chaudières et conducteurs de machines, les ajusteurs et monteurs pour l'entretien, les manœuvres du magasin général.

Pour conduire autant d'ouvriers répartis sur des fabrications fort différentes, il faut un assez grand nombre de contremaîtres.

Nous avons dit précédemment que la division des ateliers devrait être faite en groupant ensemble les ouvriers de même métier et les outils de même catégorie. Un groupement semblable doit servir de base pour la répartition des contremaîtres. Ces agents, dont le rôle est très important pour la bonne exécution des travaux, doivent être choisis avec le plus grand soin. Ils ont à distribuer le travail aux ouvriers en tenant compte des aptitudes de chacun, à donner les conseils nécessaires pour l'exécution, à veiller à la bonne tenue des ateliers. Ils doivent aussi s'efforcer d'obtenir que les travaux dont ils ont la charge soient faits convenablement et aussi économiquement que possible.

Les connaissances de métier qui sont indispensables au contremaître amènent à

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

choisir ces agents parmi les meilleurs ouvriers de profession. Mais il ne suffirait pas, pour faire un bon contremaître, d'être un excellent ouvrier, et il faut absolument que viennent s'y ajouter d'autres qualités : esprit d'ordre et de méthode, fermeté de caractère, sentiment exact des devoirs qui lui incombent dans la conduite du personnel placé sous ses ordres.

Les chefs d'ateliers réunissent sous leur direction tous les contremaîtres et ouvriers d'une même industrie. Sans avoir à entrer dans les détails de fabrication au même degré que les contremaîtres, il faut cependant que les chefs d'ateliers connaissent aussi les diverses fabrications qui s'exécutent dans l'industrie qu'ils dirigent. Ainsi que nous l'avons dit, ils ont la mission spéciale de s'occuper de tout ce qui concerne les emplois des matières, de s'assurer, en temps voulu, de l'approvisionnement de toutes ces matières, de leur classement comme qualité et de leur emploi judicieux suivant les pièces à exécuter. C'est aussi le chef d'atelier qui doit veiller à faire exécuter dans l'ordre voulu et suivant le programme de fabrication qui lui est remis tous les travaux de son atelier.

Enfin, il faut placer, au-dessus des chefs d'ateliers, un agent supérieur réunissant tout l'ensemble des diverses industries : c'est le chef des travaux ou des fabrications.

Le chef des travaux donne les ordres de fabrication aux chefs d'ateliers et s'assure par lui-même que tout s'exécute bien, dans chaque industrie, suivant les instructions générales fixées par le directeur de l'usine. C'est le chef des travaux qui intervient et prescrit les mesures nécessaires lorsqu'il y a lieu de porter plus d'efforts sur certaines fabrications ou certaines pièces qui pourraient se trouver en retard. Il assume la responsabilité de toutes les fabrications, et il doit réagir auprès des chefs d'ateliers et contremaîtres pour éviter le retour d'erreurs ou de malfaçons lorsqu'il en est constaté. Il s'occupe spécialement de la question des salaires et assure la discipline générale des ateliers, sauf à en référer au directeur de l'usine.

Service des études. — Nous venons d'indiquer comment doivent être constitués les divers ateliers qui composent une usine de construction mécanique dont l'effectif comporterait la présence de 2000 ouvriers.

Mais, pour que ces ateliers puissent marcher, il faut leur fournir tous les dessins représentatifs des innombrables pièces qu'il faut exécuter pour les nombreux appareils mécaniques qu'ils auront à construire. La préparation de ces plans est du ressort des ingénieurs et des dessinateurs et doit constituer un service bien distinct.

Le dessinateur, pour exercer son métier comme il convient, doit réunir un ensemble de connaissances assez variées. Il faut d'abord qu'il connaisse parfaitement le dessin industriel, mais il faut aussi qu'il possède des connaissances étendues en géométrie descriptive, en cinématique, en résistance des matériaux et en mécanique. Il faut, enfin, qu'il ait des notions assez précises sur les procédés de fabrication des pièces qu'il est appelé à dessiner. C'est seulement s'il réunit ces conditions que le dessinateur apporte à l'ingénieur qui dirige les études le concours qu'il importe de lui donner. Nous ajouterons que le bon ingénieur-mécanicien doit savoir lui-même dessiner pour être complètement à la hauteur de sa tâche.

Nous allons examiner rapidement le fonctionnement d'un service d'études.

Lorsqu'une fourniture de machine ou de matériel mécanique est en négociations, il y a, en premier lieu, à établir un avant-projet suivant le programme indiqué par l'acheteur. La préparation de cet avant-projet est essentiellement l'affaire de l'ingénieur qui se fait aider, au besoin, par ses chefs-dessinateurs.

Les plans résultant de ce premier travail sont nécessairement sommaires, mais il faut cependant que l'étude ait été suffisamment poussée pour qu'en cas de réalisation il n'y ait pas à redouter de mécompte sérieux. Les calculs pour déterminer les dimen-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

sions des éléments principaux doivent également être établis à ce moment, afin de pouvoir justifier, le cas échéant, que toutes les conditions à réaliser seront remplies.

Mais il ne suffit pas de présenter un projet de machine à l'acquéreur, il faut aussi préciser ce qui lui sera fourni et les garanties qui lui sont offertes, et enfin lui fixer un prix d'achat. Nous verrons plus loin comment s'établissent les devis de prix, lorsque nous parlerons de l'organisation administrative. Disons seulement, pour le moment, que c'est le projet de l'ingénieur qui sert de base à la préparation du travail.

Nous supposerons dès à présent que la machine ou les appareils proposés sont commandés et qu'il faut s'occuper de leur exécution. L'ingénieur devra se mettre à l'œuvre et, à l'aide de ses principaux dessinateurs, il fera une étude détaillée et complète de toute l'affaire. Cette étude réclame déjà des tracés assez nombreux, mais qui ne sont pas encore les dessins d'exécution. Ces premiers tracés sont plutôt des épures dans lesquelles on détermine le groupement des divers éléments, et, à l'aide de calculs menés parallèlement, les dimensions et formes de ces éléments principaux. Ce n'est qu'après que cette étude, qui doit être poussée assez loin, est suffisamment avancée que l'on s'occupe des plans d'exécution à remettre aux ateliers.

Suivant que la machine ou les appareils mécaniques sont plus ou moins compliqués, on répartit le travail entre plus ou moins de dessinateurs. C'est toujours par les pièces les plus importantes, et conséquemment les plus longues à exécuter, qu'il faut commencer les dessins d'exécution. Ces plans doivent être remis aux ateliers au fur et à mesure de leur préparation, car il résulterait un retard considérable si l'on attendait l'achèvement de tous les dessins avant de commencer l'exécution. Il faut donc conduire les études avec beaucoup de soin et de méthode si l'on veut être certain que les dessins d'exécution qui viendront en dernier lieu n'apporteront pas de modifications aux pièces mises en exécution dès le début de la fabrication.

Les dessins d'exécution doivent être extrêmement complets et détaillés de manière à éviter toute incertitude dans leur lecture; ils doivent également fournir toutes indications, tant sur la qualité des matières à employer pour chacun des éléments de machines qu'en ce qui concerne le degré de fini qu'ils doivent comporter. Il faut, en un mot, que les ateliers, dont la mission est de fabriquer, reçoivent du bureau des études tous les renseignements voulus et qu'ils n'aient à s'occuper que de la fabrication proprement dite, sans avoir à compléter quoi que ce soit pouvant être indiqué par des dessins.

La fabrication doit toujours signaler aux études les difficultés qu'elle rencontre pour la mise en œuvre des pièces, afin que, pour des constructions ultérieures, on arrive à simplifier certaines formes de pièces, dans le cas où cela est possible, sans nuire au résultat cherché. Un contact fréquent entre dessinateurs et contremaîtres est extrêmement utile à ce point de vue.

Les dessins d'exécution d'une machine compliquée sont en nombre considérable, si l'on veut tout détailler, ce qui est très utile. Un état des plans doit être remis aux ateliers au fur et à mesure de leur préparation; il est établi et tenu à jour par le bureau des études. C'est une nomenclature complète de tous les dessins et, pour chaque dessin, des diverses pièces qu'il comporte. Une copie de cette nomenclature est remise au service des travaux, qui sait ainsi constamment où en est la préparation des dessins, et, lorsqu'ils sont tous remis aux ateliers, quelles sont les pièces qui composent l'appareil qu'il est chargé de construire.

Nous venons de définir le rôle que remplit le service des études dans la préparation des projets et celle des dessins d'exécution.

L'ingénieur des études est responsable, des résultats qui seront obtenus, au moment de leur mise en marche, avec les machines qui auront été étudiées par lui. On

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

comprend qu'il garde cette responsabilité puisque c'est lui qui a l'initiative de la conception et de l'arrangement de tous les détails de la construction; c'est aussi pour éviter toute division des responsabilités qu'il faut admettre et tenir la main à ce que rien ne soit modifié par les ateliers dans les indications fournies par l'ingénieur, sans l'autorisation de celui-ci. En outre, les ateliers doivent se conformer aux instructions de l'ingénieur des études pour le fini plus ou moins grand à donner à l'exécution de certaines parties essentielles des machines, et cet ingénieur doit s'assurer, avant l'expédition des appareils, que toutes ses recommandations ont été observées.

L'ingénieur des études, au moment de la livraison des machines à destination, doit encore interveuir lors de la mise en marche ou pour les essais de réception. C'est lui, en effet, qui doit juger s'il y a lieu d'apporter des modifications ou des perfectionnements aux machines qu'il a étudiées.

On voit, par ce que nous venons d'exposer au sujet des étndes, que ce service est fort important. Aussi convient-il, dans une usine de construction comme celle qui nous occupe, de subdiviser ce service en sections distinctes suivant les genres de machines que l'on y construit.

Les aptitudes d'un ingénieur d'études, pour générales qu'elles soient, ne lui permettraient pas de faire face aux multiples occupations qui découleraient d'une trop grande variété de machines à étudier et à faire dessiner dans tous leurs détails. Les connaissances qu'il faut posséder pour être un bon ingénieur mécanicien sont bien les mêmes pour toutes les constructions; mais chaque branche de construction réclame toutefois une expérience particulière, et c'est pour ce motif que nous considérons comme utile la spécialisation des ingénieurs et des dessinateurs.

Partie administrative. — Il nous reste encore à parler de l'organisation administrative d'une usine de construction.

La partie administrative doit avoir à sa tête un chef centralisant toutes les opérations de comptabilité et autres qui sont d'ordre administratif. Le service administratif est chargé de l'établissement des prix de revient et des devis estimatifs, ainsi que de tous les renseignements propres à éclairer les services techniques en vue de permettre aux ateliers de produire dans les meilleures conditions économiques. Il a encore la mission de fournir au directeur de l'usine tout ce qui peut lui être utile pour traiter les affaires. Le service administratif doit être complètement indépendant des services techniques.

Les frais de fabrication d'un appareil quelconque se subdivisent en trois groupes principaux : matières, main-d'œuvre, frais généraux. A ces frais principaux viennent s'ajouter les dépenses accessoires de transport, de montage à destination, d'essais, etc., pour former le prix de revient total des ouvrages exécutés et livrés.

Une usine qui reproduirait toujours les mêmes appareils pourrait n'avoir qu'une comptabilité assez simple. Mais pour l'usine que nous considérons, si l'on veut avoir rapidement et à un moment quelconque des renseignements sûrs et précis, non seulement sur la valeur des ensembles d'ouvrages mais encore sur des groupes de détails et même sur des pièces isolées, il faut posséder une comptabilité industrielle qui suive de près toutes les phases de la fabrication. Il n'est pas possible d'entrer ici dans un examen détaillé de l'organisation de cette comptabilité particulière. Nous allons essayer cependant d'en expliquer succinctement le mécanisme.

Un bureau de comptabilité est attaché à chacun des groupes d'ateliers dont nous avons parlé précédemment. Ces bureaux sont chargés de traiter toutes les dépenses de l'atelier en matières et main-d'œuvre et de les affecter aux produits qui les ont motivées. Ces bureaux appliquent aussi aux produits leur part de frais généraux en proportion de la main-d'œuvre dépensée et suivant des coefficients qui leur sont fournis régulière-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

ment par la comptabilité générale. Ils règlent, enfin, les comptes des ouvriers et établissent les feuilles de paye.

Pour les matières, on distingue celles qui composent le produit de celles qui ne sont que des matières de consommation comme les combustibles, les outils, les graissages, les sables ou terres de fonderie, etc., c'est-à-dire celles que le produit n'emporte pas avec lui.

Les ateliers qui emploient la matière qu'emporte le produit sont les fonderies, les forges et les chaudronneries, tandis que les ateliers d'usinage consomment seulement les matières de la deuxième catégorie.

Des magasins spéciaux pour les matières doivent être attachés aux fonderies, forges et chaudronneries. Ils sont chargés de recevoir ces matières, de les classer et emmagasiner, et enfin, de les délivrer aux ouvriers qui ont à les mettre en œuvre. Pour chaque pièce, on relève la quantité de matière qui a été employée à la fabrication.

En dehors des matières premières dont il vient d'être question, toutes les autres passent par un magasin général qui opère de même et ne délivre que sur bons ou pièces justificatives.

Les matières qui composent le produit peuvent donc provenir des fonderies, des forges, des chaudronneries ou encore du magasin général.

Pour les autres matières, dites de consommation d'industrie et d'outillage, c'est le magasin général qui en est seul chargé. Ces matières ne pouvant être appliquées directement au produit, parce qu'elles ne peuvent le suivre, on les applique à l'industrie qui les consomme et elles n'arrivent au produit que par répartition sous forme de frais généraux. Pour toutes ces matières de consommation courante, le magasin général procède comme les autres magasins pour tout ce qui est réception, magasinage et distribution aux points de consommation. En vue d'éviter de trop grands déplacements aux ouvriers, il est bon d'installer dans chaque atelier un magasin pour la distribution des provisions et de l'outillage. Ces petits magasins sont alimentés par le magasin général et fonctionnent sous la responsabilité du chef de bureau de comptabilité de l'atelier.

Disons quelques mots du fonctionnement en ce qui concerne spécialement l'outillage.

Nous supposons que l'atelier d'outillage a approvisionné le magasin général des outils employés couramment, soit pour le travail à la main soit pour les machines-outils. Nous admettons aussi que les succursales ont approvisionné les industries d'un nombre d'outils courants suivant les indications fournies par les contremaîtres sur la nature et la quantité à donner à chaque ouvrier, auquel est remis un livret relatant tout ce qui lui a été délivré.

Après usage des outils et détérioration, le renouvellement a lieu au moyen de l'échange. L'ouvrier rapporte à la succursale l'outil usagé et il lui est remis un outil neuf.

La succursale réunit chaque jour les outils usagés qui lui sont rendus, les envoie au magasin général qui les lui échange contre des outils neufs ou remis à neuf, de même nature et en nombre égal à celui des outils usagés, et recherche le meilleur profit à en tirer par voie de transformation. Les outils réparés ou transformés par l'atelier d'outillage rentrent au magasin général pour former son approvisionnement et, en cas d'insuffisance, l'atelier d'outillage fabrique des outils neufs.

De cette manière, l'approvisionnement du magasin général et des succursales ne présente jamais d'anomalie au point de vue du stock, et chaque industrie n'a en sa possession que l'outillage nécessaire à sa production. Certains outils spéciaux ne sont fabriqués ou distribués qu'au moment des besoins; dans ce cas, on les remet directement aux ouvriers et l'on note quel en est le détenteur. Ces outils doivent toujours être rendus aux succursales lorsque le travail qui en a motivé l'emploi est terminé.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Nous allons maintenant parler de la comptabilité de la main-d'œuvre.

Toujours dans le but de s'éclairer autant que possible sur tous les frais de fabrication, il est bon de distinguer deux catégories de main-d'œuvre : la main-d'œuvre directement productive et la main-d'œuvre indirectement productive ou, par abréviation, improductive.

Dans la première catégorie, on comprend la main-d'œuvre affectée directement à un produit et qui n'appartient qu'à lui, telle que celle du forgeron, du mouleur, de l'ajusteur, etc.; de tout ouvrier, enfin, dont le travail s'applique à la matière que le produit emporte avec lui.

Dans la seconde catégorie, on place toute la main-d'œuvre qui ne s'aurait s'appliquer directement à un produit ou qu'il serait trop difficile de saisir : manutention des matières, main-d'œuvre des chauffeurs de chaudières et des machinistes, d'entretien général des ateliers, des préparateurs de sables de fonderie, des distributeurs des magasins, des manœuvres divers, etc. Cette main-d'œuvre concourt bien à la production, mais d'une manière indirecte, et, si l'on voulait l'appliquer au produit, on ne pourrait y arriver qu'à l'aide de répartition.

Il est donc fait, pour la main-d'œuvre, la même distinction qui a déjà été faite pour les matières que l'on a classées en : matières composant le produit et matières de consommation que le produit n'emporte pas avec lui. La main-d'œuvre de la première catégorie est la seule qui doive figurer dans les prix de revient, au titre main-d'œuvre; quand à la seconde catégorie, elle constitue une partie des frais généraux, ainsi que nous le verrons plus loin.

L'emploi de la main-d'œuvre se fait de deux manières : par le travail à la journée et par le travail à la tâche. Toutes les fois que le travail peut être fait à l'entreprise sans nuire à sa parfaite exécution, ce système doit être préféré.

Les travaux font l'objet d'entreprises individuelles ou collectives, un certain nombre d'ouvriers étant réunis en équipe sous la direction d'un chef, responsable du travail, et au nom duquel sont établis les bulletins d'entreprise. Ce chef travaille lui-même, comme les autres ouvriers, et les bénéfices réalisés par l'équipe sont répartis au prorata des salaires nominaux dépensés par chacun dans l'exécution du travail. On entend par salaire nominal le prix de journée représentant la valeur relative de l'ouvrier. Les bénéfices ne sont réglés qu'après réception du travail par le contremaître. Pour chaque entreprise, le contremaître établit un bulletin relatant le numéro de la commande, le numéro et la lettre du dessin de la pièce, l'objet du travail, le nombre de pièces et le prix à payer.

Qu'il s'agisse de main-d'œuvre productive, à l'entreprise ou à la journée, ou encore de main-d'œuvre improductive, la présence de l'ouvrier et l'emploi de son temps sont relevés sur un carnet de marque. Cet emploi du temps doit toujours relater, pour la main-d'œuvre productive, le numéro de la commande, celui du dessin et la marque de la pièce sur laquelle l'ouvrier travaille.

Pour la main-d'œuvre improductive, il note tous les renseignements nécessaires pour en faire l'application sous la forme de frais généraux, comme nous l'avons dit.

Il faut ensuite réunir tous les éléments de main-d'œuvre pour arriver à appliquer cette dernière au compte qui doit la payer.

Dans chaque atelier, il y a un certain nombre de journaux ou livres de fabrication, sur lesquels on relève, d'après les carnets de marque, toute la main-d'œuvre dépensée chaque mois sur chaque commande, tant à la journée qu'à l'entreprise. Nous ajouterons que ces journaux de fabrication relatent en outre, également pour chaque pièce, les dépenses de matières et les frais généraux appliqués pour chaque industrie. Il est donc possible, au moyen de relevés faits sur ces journaux, d'établir toutes les dépenses

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

effectuées sur une pièce ou sur un ensemble quelconque de pièces et, par conséquent, d'en établir le prix de revient exact, pour ce qui concerne la fabrication proprement dite.

Les dépenses sont ensuite résumées et transmises à la comptabilité générale qui centralise et porte, à chaque compte ouvert au grand-livre, les dépenses individuelles des fonderies, des forges, des chaudronneries, des ajustages, etc., ce qui lui permet d'arriver au prix de revient total de l'appareil.

Nous avons dit que les frais de fabrication comprenaient trois groupes principaux : matières, main-d'œuvre et frais généraux, auxquels venaient s'ajouter quelques frais divers tels que transport, montage et essais à destination. Ces derniers frais pouvant toujours être saisis directement sont appliqués directement aussi aux appareils ou objets fabriqués qui les nécessitent.

Il nous reste encore à parler des frais généraux pour terminer l'examen des frais de fabrication.

Une première partie de ces frais généraux, qui comprend les appointements du personnel des cadres, les frais d'administration, les frais de voyage pour la recherche des affaires, les contributions, impôts et assurances, l'entretien des bâtiments, etc., en un mot, tous les frais appartenant à l'ensemble des industries mais ne pouvant s'appliquer en propre à aucune d'elles. Cette catégorie de frais se répartit sur chaque objet fabriqué au prorata de la main-d'œuvre dépensée.

Dans une deuxième partie, on range, tant en combustible qu'en main-d'œuvre, les frais de production de vapeur pour les machines motrices ou autres appareils consommant de la vapeur, les frais de chauffage des fours, les frais de fusion de matières, fonte et bronze. On y place également les frais d'outillage des ouvriers, l'entretien et la réparation des machines-outils, les manœuvrages divers, etc. Ces frais réunissent, en un mot, tout ce qui est nécessaire au fonctionnement des industries en dehors des matières et de la main-d'œuvre productive. Cette seconde partie des frais généraux est désignée sous le nom de « frais d'industries ».

Pour arriver à répartir ces frais d'industries sur les produits fabriqués dans une mesure aussi exacte que possible on établit, pour chaque atelier, une subdivision des industries en groupant ensemble les appareils et outils identiques ou analogues, pour former ce que l'on appelle les « comptes d'industries ». Un exemple fera bien comprendre le fonctionnement de ces comptes d'industries.

Supposons que toutes les machines motrices soient alimentées par une batterie de chaudières unique. Il est ouvert à ces chaudières un compte au débit duquel sont inscrites toutes les dépenses en combustible, en eau, en entretien, en réparation, en main-d'œuvre de chauffeur, etc. On obtient ainsi le prix de revient total de la vapeur. Ce compte est ensuite crédité par le débit de tous les appareils qui consomment de la vapeur. A cet effet, la consommation de ces appareils a été déterminée pour chacun d'eux pendant l'unité de temps; leur temps de marche est relevé par jour et totalisé par mois. En multipliant ce temps de marche par la dépense unitaire, on obtient des chiffres sur lesquels on répartit la dépense des chaudières.

A leur tour, chacune des machines motrices a son compte séparé qui est débité :

De la vapeur consommée ainsi que nous venons de le dire :

De la main-d'œuvre du machiniste;

Des matières pour le graissage et l'essuyage;

Des pièces de rechange, frais d'entretien et de réparations.

Il est crédité par le débit des appareils, machines-outils, ventilateurs, ponts roulants, etc., que la machine motrice fait mouvoir et pour lesquels des essais préalables ont déterminé la dépense respective en force motrice. On arrive ainsi, par comptes

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

successifs, aux produits, auxquels on applique leur part proportionnelle dans les frais d'industrie.

On peut donner à cette comptabilité spéciale des frais d'industries une étendue plus ou moins grande et, par conséquent, une forme plus ou moins compliquée. Il y a là une question de mesure, et qui peut varier selon les fabrications que l'on a à envisager. Mais elle est toujours nécessaire lorsque l'on cherche à arriver, aussi près que possible, à la vérité des prix de revient.

Les comptes d'industries sont tenus à la comptabilité générale des ateliers, qui s'occupe également de toutes opérations d'écritures de l'ensemble de l'usine. Nous avons dit que les écritures étaient passées au grand-livre d'après les journaux de fabrication de chaque atelier, journaux qui établissent les dépenses en matières, main-d'œuvre et frais généraux. A ces dépenses, viennent s'en ajouter d'autres qui n'intéressent aucun des ateliers en particulier et qui sont appliquées directement par la comptabilité générale, telles que frais d'expédition, de transport, de montage à destination, etc.

Le grand livre de la comptabilité générale donne donc le prix de revient de chaque compte ouvert en résumant les dépenses globales de ce compte.

Pour terminer l'examen de l'organisation administrative, nous avons encore à parler de la préparation des devis de prix. L'établissement de ces devis estimatifs est une des attributions les plus importantes de la comptabilité. C'est d'après ces devis que l'on traite les affaires et, s'ils étaient mal établis, il en résulterait de graves mécomptes dans les résultats.

Nous avons vu que, grâce à la comptabilité industrielle installée dans chacun des ateliers, on recueillait tous les renseignements de nature à permettre de reconstituer la valeur exacte de toutes les pièces entrant dans la composition d'un appareil mécanique. C'est à l'aide de ces renseignements qu'un bureau spécial établit le prix de revient détaillé des appareils exécutés. Ce prix de revient décompose l'appareil en un certain nombre de groupes de pièces et détermine pour chacun :

1° La valeur des matières brutes consommées et celle des matières nettes, tous déchets déduits, par nature de matières;

2° La valeur de la main-d'œuvre productive dépensée par chacune des industries;

3° La valeur des frais généraux ;

4° Les frais divers non compris dans les articles précédents.

Ce sont ces états qui servent à établir les devis pour les nouvelles affaires.

Le même bureau dresse également par groupes de pièces un état de poids très complet et détaillé par nature de matières. Cet état est surtout utile au service des études, ainsi que nous allons le voir.

Lorsqu'il s'agit de remettre des propositions de prix pour un appareil mécanique quelconque, le bureau des études prépare l'avant-projet répondant au programme de l'acheteur. Il dresse, soit à l'aide des états de poids établis par la comptabilité et dont nous venons de parler, soit par des calculs théoriques, un devis de poids par nature de matières et par groupes composant la fourniture. Ces documents qui sont remis à la comptabilité, sont le point de départ de la préparation des devis.

Consultant l'ingénieur et recherchant quelles constructions déjà exécutées peuvent servir de base à son étude de prix, la comptabilité examine et chiffre les différences entre la base adoptée et le projet. A l'aide des renseignements que lui donnent les prix de revient détaillés comme il a été dit, la comptabilité traite son devis comme suit :

1° Matières. — Elle connaît, par le travail fourni par l'ingénieur, le poids net de chacune des matières qui entreront dans la fourniture. Elle recherche si les déchets seront

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

plus ou moins importants et, appliquant les prix du moment pour les matières brutes, elle détermine la valeur de la matière nette ;

2° Main-d'œuvre. — S'inspirant des comparaisons découlant de l'examen du projet, elle établit la main-d'œuvre par atelier et la décompose ensuite par industrie. C'est la partie de son étude la plus difficile et la plus délicate, car une erreur d'appréciation dans la main-d'œuvre présumée en entraîne une correspondante dans les frais généraux, ceux-ci frappant la main-d'œuvre par des coefficients ;

3° Frais généraux. — Ils sont appliqués à la main-d'œuvre au moyen de coefficients déterminés par la comptabilité générale.

4° Frais divers. — Frais de passation de marchés, intérêt commercial, frais d'expédition, de transport et tous autres frais intéressant le montage et la livraison à destination.

C'est en s'inspirant des devis ainsi établis que la direction de l'usine cherche à vendre au mieux les appareils que l'on y construit.

Direction de l'usine. — Conclusions. — Nous avons passé en revue l'organisation des ateliers de fabrication, celle des études et celle de la partie administrative. Chacune de ces grandes sections se meut librement dans son domaine et ne relève que du directeur de l'usine, dont nous avons encore à définir les attributions avant de terminer.

Le directeur distribue les études entre les ingénieurs, donne les ordre d'ensemble de fabrication, reçoit de la partie administrative et examine tous les renseignements propres à l'éclairer sur la marche de l'usine, étudie les devis, traite les affaires. Il s'assure personnellement que les divers services travaillent bien suivant les indications qu'il a données. Un bureau spécial doit être placé auprès de lui pour faire la correspondance d'après ses instructions.

Le directeur réunit donc et centralise tous les services de l'usine de construction, études, fabrication, administration. Quelles que soient ses aptitudes et son activité, pour qu'il suffise à sa tâche, il faut absolument qu'il puisse compter sur le concours dévoué de tout le personnel formant les cadres de l'usine, et aussi que ces cadres possèdent bien les qualités professionnelles nécessaires.

Une usine de construction importante comme celle dont nous venons de parler, ne se constitue ordinairement que par étapes successives et il serait difficile qu'il en fût autrement. On pourrait bien, d'un seul coup, créer rapidement les ateliers et les munir de l'outillage voulu, car c'est là surtout une question d'argent à dépenser; mais pour le personnel il n'en est pas de même.

Déjà, pour les ouvriers, la chose serait malaisée, mais il serait encore beaucoup plus difficile de réunir subitement des cadres solides aux études, à la fabrication et au service administratif. Un tel personnel ne saurait s'improviser, et sa formation, avec toute la cohésion voulue pour assurer une bonne marche de l'usine, ne peut être que l'œuvre du temps.

J'ai terminé la tâche qui m'a été confiée. Je n'ai pas eu l'intention de traiter complètement la question posée par la Commission d'organisation. J'ai seulement essayé d'en indiquer les parties essentielles en m'efforçant de n'être pas trop long.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

PREMIÈRE QUESTION

ORGANISATION DES UNION IRON WORKS

A SAN FRANCISCO

D'après M. J. V. DICKIE

L'organisation de ces ateliers, loin des marchés de matières premières et dans un pays où la main-d'œuvre est des plus coûteuses, a présenté des difficultés exceptionnelles. On a réussi parce que le mouvement commercial de San Francisco y amène assez de navires pour que leur réparation suffise à l'occupation d'un grand nombre d'ouvriers de tous métiers : mécaniciens, chaudronniers, charpentiers, plombiers, électriciens, etc.; les Union Works en occupent environ 1 500. Il fallait, en outre, avoir toujours sous la main les vastes et multiples approvisionnements nécessaires pour l'alimentation de pareils travaux, extrêmement variés et toujours pressés; et la nature même de ces travaux, leur diversité, leur dispersion et leur imprévu, exigent de l'administration une souplesse extrême d'adaptation immédiate aux circonstances du moment.

Le conseil de direction est composé de sept membres, dont quatre — la majorité — sont directement attachés aux ateliers, de manière à pouvoir prendre rapidement et en parfaite connaissance de cause les résolutions les plus importantes; condition absolument essentielle : sous les ordres de ce conseil, se trouvent, à la tête de chaque département, des spécialistes d'une compétence exceptionnelle.

Fondés en 1849, la grande prospérité des Union Works commença en 1883 avec le développement même du port de San Francisco, époque où l'on transféra les ateliers à leur emplacement actuel sur la baie, avec un front de mer de 380 mètres sur 320 mètres de profondeur, cales de radoub, cale hydraulique de 135 × 20 mètres, pouvant lever un bateau de 4 000 tonneaux, et qui, depuis son installation en 1887, a reçu 1 750 navires. On en établira bientôt une seconde plus importante.

Le chantier de constructions navales, ouvert en 1884, a construit 65 navires de toutes sortes, dont 15 navires de guerre, pour les États-Unis, d'un tonnage total de 66 330 tonneaux, et un pour le gouvernement japonais. La puissance totale des machines de ces navires de guerre est de 124 000 chevaux. Ces chantiers comprennent 7 cales de montage, dont 4 couvertes avec ponts roulants électriques et trollys pour riveuses, cisailles, poinçonneuses et raboteuses électriques, dont l'emploi réduit singulièrement la main-d'œuvre. Toutes les machines de ces chantiers sont actionnées par l'électricité, agent dont la souplesse est incomparable, permettant de faire marcher tout juste les machines nécessaires pour tel ou tel travail, de les grouper immédiatement et disposer au mieux de ce travail.

Il faut, pour aviser immédiatement aux réparations urgentes des coques de navires un grand approvisionnement de tôles de toutes formes : 3 à 4 000 tonnes, dont la

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

manutention très importante se fait au moyen de grues et transporteurs électriques.

Grâce à la clientèle de la marine de guerre, on a pu maintenir, constamment disponible dans chacun des département des chantiers, un personnel ouvrier beaucoup plus nombreux que si l'on n'avait eu affaire qu'à la seule marine marchande, car le nombre des ouvriers engagés dans la construction d'un bâtiment de guerre de première classe est assez grand pour que l'on puisse, sans inconvénient, en distraire 200 à 300 hommes pendant quelques semaines pour des travaux de réparation.

Lorsqu'on reçoit la commande d'un navire de guerre, on commence, en général, par mettre en magasin le plus que l'on peut de machines auxiliaires : ventilateurs, dynamos, appareils à distiller, pompes de circulation... construites sur types étalons, car souvent, pendant la construction même du navire, on en demande, et très pressées, pour le remplacement d'un appareil avarié, on tire ainsi un excellent parti du capital engagé dans ce supplément de stock.

Cette idée : d'avoir le plus possible sous la main de quoi satisfaire aux commandes subites et les plus imprévues domine toute l'organisation de ces ateliers, par exemple, pour le choix des machines-outils, que l'on prend, en général très puissantes, susceptibles d'exécuter des travaux très variées sur des pièces de toutes formes, et spéciales seulement quand elles peuvent exécuter des pièces en séries. Presque toutes les raboteuses sont du type latéral ouvert, sur lesquelles on peut placer les formes les plus singulières. Cet outillage, qui serait mauvais pour la plupart des ateliers de construction proprement dits, est ici, en raison même de sa flexibilité, des mieux à sa place, parce qu'il permet de satisfaire immédiatement aux commandes les plus disparates. En outre, il faut, pour compléter cette adaptabilité, savoir se servir avec intelligence d'un pareil outillage très développé, et à modifier à chaque instant en raison même de la variabilité des travaux, puis porter une attention exceptionnelle à l'établissement des prix de revient, dont chacun présente un problème nouveau.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

DEUXIÈME QUESTION

ORGANISATION DES LABORATOIRES MÉCANIQUES

Par M. J. BOULVIN

INGÉNIEUR PRINCIPAL DE LA MARINE DE L'ÉTAT BELGE
PROFESSEUR A L'UNIVERSITÉ DE GAND

INTRODUCTION

§ 1. — Objet des Laboratoires de mécanique.

Qu'il me soit permis, en commençant ce rapport, de rendre hommage au talent avec lequel notre regretté collègue M. Cornut avait signalé, au Congrès de 1889, la nécessité des *laboratoires de mécanique appliquée;* j'aurais hésité à accepter les fonctions de rapporteur sur la même question si je n'avais trouvé le sujet si bien préparé par son lumineux exposé et par les publications qu'il a inspirées. J'ai pu recueillir, comme je m'y attendais, beaucoup d'indications précieuses dans les documents qu'ont bien voulu me transmettre un grand nombre de professeurs distingués, dont les noms font autorité, et dont plusieurs participent d'ailleurs à nos travaux. En leur adressant ici mes remerciements pour leur obligeant concours, je sais toute la hardiesse qu'il y a d'assumer une tâche qu'ils auraient accomplie avec infiniment plus d'autorité que moi, et je m'excuse d'avoir surtout puisé dans leurs travaux. Je regrette aussi que le temps très court dont je disposais, et que des circonstances imprévues ont encore abrégé, ne m'ait pas permis de recueillir des documents de fraîche date sur les laboratoires des États-Unis.

Tout le monde reconnaît, et il n'a même jamais été contesté, que les laboratoires de mécanique sont indispensables aux progrès de notre profession; il ne sera pas inutile, cependant, de reprendre à leur point de départ les idées sur lesquelles s'appuie cette nouvelle création.

Les problèmes compliqués que la pratique pose journellement à l'ingénieur ne sont résolus que d'une manière approximative, et à la faveur d'hypothèses qui les simplifient. Encore ces hypothèses, pour être permises, doivent-elles être contrôlées par l'expérience, soit directement et à leur source, soit par la comparaison des résultats réellement obtenus avec les solutions que livre le calcul.

La mécanique rationnelle, ou abstraite, s'applique à des systèmes auxquels on donne par la pensée des propriétés idéales, mais cette science ne saurait prendre contact avec la réalité sans que les phénomènes physiques interviennent sous quelque forme pour altérer les conditions des problèmes, et le plus souvent en les compliquant. Il en est

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

ainsi des résistances passives, de la conductibilité des corps pour la chaleur, du rayonnement, du manque d'homogénéité des fluides ou des mélanges qui se transforment dans les cycles, etc.

S'agit-il de réaliser des constructions fixes, la statique établit avec sûreté les tensions qui se développent dans des systèmes pour lesquels ses équations sont en nombre suffisant, mais il serait impossible de rien édifier sans la connaissance des *propriétés résistantes* des matériaux. Le besoin d'expériences, qui n'est que relatif lorsqu'il s'agit de résistances passives, devient ici absolu.

Lorsque les équations d'équilibre sont en nombre insuffisant, les relations géométriques des systèmes déformés achèvent de déterminer les forces inconnues, mais à la condition toutefois que les *propriétés élastiques* des matériaux soient établies par des expériences rigoureuses.

Ainsi, la mécanique appliquée présente ce caractère complexe : qu'elle s'édifie sur une science abstraite au moyen de données fournies par l'observation; on trouve, dans la galerie de ses grands noms, des savants qui ont poussé très loin la pure spéculation, et dont les travaux ont eu une portée incalculable; d'autres ont été d'habiles observateurs, et leur œuvre est d'utilité universelle; beaucoup enfin ont réuni à un haut degré les facultés du savant et de l'expérimentateur, tels ont été les ingénieurs à qui l'art doit ses ouvrages les plus neufs et les plus hardis.

Leur mérite a été d'autant plus grand qu'ils ont eu à créer eux-mêmes les instruments de leurs recherches, dont nous utilisons encore tous les jours les résultats, fort souvent sans marque d'origine. Il en est ainsi des données fournies par Gauthey, Rondelet, Rennie, Perronet et Tredgold sur la résistance des matériaux; Coulomb avait déjà déterminé la résistance des pierres et des briques, Vicat celle des mortiers, Barlow, Minard et Desormes, Telfort, Brunel, Seguin aîné, Dufour, Fairbairn et d'autres ont fourni les coefficients indispensables à l'établissement des premières constructions métalliques.

Et, de même, on peut dire que tout ingénieur, dans une certaine mesure, trouve dans ses ouvrages déjà accomplis des données et des vérifications pour ses conceptions futures.

Pour avoir existé sans laboratoires, la mécanique appliquée n'a donc pas vécu sans expérimentation, et elle a réuni un véritable arsenal de faits, qui ont des valeurs très différentes sans doute au point de vue de l'exactitude, mais qui forment à tout prendre un ensemble imposant, et dont nous saurions nous passer.

Mais les objets se renouvellent, d'autres applications surgissent, les procédés d'exécution se perfectionnent, les métaux ou leurs alliages se multiplient, et il devient dangereux de vivre uniquement du passé. D'ailleurs, les instruments et les moyens de recherche gagnent en précision; à des appareils fort simples, dont chacun pouvait se servir autrefois, ont succédé des machines délicates, dont le maniement exige un véritable apprentissage.

Il faut bien reconnaître aussi que la tâche de l'ingénieur moderne est quelque peu différente de celle de ses devanciers. Après l'invention de la machine à vapeur et son application à la navigation et aux chemins de fer, le champ industriel s'ouvrait à l'infini, et il fallait se hâter de le mettre en valeur; les questions d'économie et de meilleur rendement étaient au second plan, des théories grossièrement approximatives pouvaient donc suffire pour donner des solutions satisfaisantes, sinon les meilleures. On pouvait ne pas trop s'arrêter aux considérations d'effet utile lorsque la concurrence n'existait pas et que l'industrie ne s'attachait qu'aux exploitations lucratives. Mais les circonstances ont complètement changé; le succès de telle opération est aujourd'hui subordonné à certain rendement de l'outillage mécanique qui l'accomplit, voire même à son

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

encombrement et à son poids; telle entreprise n'est viable que si la production, le transport, et la distribution de la force peuvent se faire dans des conditions déterminées de prix.

Ainsi, pour toutes les industries consommant du travail, la nécessité de réduire les frais de production a donné une importance exceptionnelle aux questions d'effet utile, et le temps est proche où pas un moteur ne sera établi sans que son rendement soit défini et fasse l'objet d'une garantie, où pas une tonne de houille ne sera livrée à une usine importante sans que soit stipulé le nombre de calories que développera sa combustion.

Cet état de choses tend rapidement à se généraliser; les avantages en seront si grands pour les pays producteurs, qu'ils doivent y pousser de toutes leurs forces, et pour atteindre ce but, l'expérimentation et les essais devront être érigés en système.

Soit donc qu'on se place au point de vue des progrès de la science et de l'art de l'ingénieur, ou qu'on envisage les exigences industrielles, on peut considérer comme évidente *la nécessité de laboratoires de mécanique, ayant pour objet la détermination expérimentale des données nécessaires à la solution des problèmes, ou la vérification des résultats produits.*

§ 2. — **Formes sous lesquelles le Laboratoire peut être réalisé.**

Pour répondre à cette double exigence scientifique et industrielle, on peut concevoir le laboratoire sous deux formes, qui ne sont pas essentiellement différentes, et entre lesquelles la frontière n'est pas rigoureusement délimitée.

I. — Le laboratoire peut consister en un outillage scientifique installé dans les écoles techniques supérieures, et destiné à jouer un rôle important dans l'enseignement.

II. — Il peut se concevoir aussi comme un établissement beaucoup plus étendu, ouvert à toutes les recherches demandées par les particuliers, les usines et les administrations publiques. Dirigé dans ses divisions multiples par des spécialistes compétents, il posséderait un personnel exercé et un matériel plus varié que celui dont peut se contenter l'école. Il serait le conseil attitré de l'État lorsqu'il s'agit de réglementer certaines constructions qui intéressent la sécurité publique, en même temps qu'il délivrerait ou refuserait l'estampille officielle aux matériaux et fabricats soumis à son examen.

Pareille conception n'a rien de chimérique, elle est réalisée en Allemagne, qui en offre l'expression la plus complète dans le *Versuchsanstalt* de Berlin. En Belgique, le laboratoire beaucoup moins complet des chemins de fer de l'État, à Malines, effectue aussi d'après un tarif officiel, les essais mécaniques qui lui sont demandés par les particuliers. C'est dans cette catégorie d'institutions qu'il faudrait ranger le Conservatoire des arts et métiers, s'il n'avait pas été interrompu dans sa mission si utile et si profitable à tous, comme nous l'avons appris avec étonnement lors du dernier Congrès; une disposition récemment prise en faveur de cet établissement permet d'espérer qu'il reprendra bientôt toute son importance.

Il semble parfaitement rationnel et désirable qu'il existe, dans les grands pays qui peuvent supporter cette charge, un vaste laboratoire central, qui serait avant tout une œuvre d'utilité industrielle immédiate.

Nous aurions même à envisager ici, comme répondant au même but, les laboratoires particuliers établis dans les pays de puissante initiative privée. Ils paraissent toutefois

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

trop peu nombreux pour qu'il y ait lieu de nous y arrêter longtemps. En Angleterre, où tant de fonctions, dévolues ailleurs à l'État, sont accomplies par l'effort individuel, on ne trouve actuellement que trois établissements de ce genre, servant à des essais demandés par le public, et s'occupant à peu près exclusivement de la résistance des matériaux [1]. En Allemagne, un laboratoire privé, probablement unique en son genre, a été installé à Munich par le professeur Linde, pour l'essai comparatif des machines frigorifiques.

Les laboratoires d'enseignement et de recherches à établir dans les écoles techniques, de même que ceux qui auraient un caractère public, qu'ils soient d'ailleurs sous la dépendance de l'État, comme celui de Berlin, ou gérés par des particuliers, ce qui sera sans doute toujours exceptionnel, sont des institutions d'intérêt général, et il est de la compétence de ce Congrès d'en signaler l'utilité aux pouvoirs publics, d'en faire ressortir nettement les caractères par la discussion, et de réunir les indications qui peuvent aider à les réaliser.

§ 3. — De l'Expérimentation dans l'Industrie.

Que les laboratoires, sous l'une ou l'autre forme, soient devenus indispensables à l'industrie, il suffit, pour s'en convaincre, de jeter un coup d'œil sur la place qu'y prend d'elle-même l'expérimentation, sous la pression des circonstances. Il me suffira ici de citer quelques faits :

1° — Les associations de propriétaires d'appareils à vapeur, qui sont établies dans tous les pays de grande activité manufacturière, se livrent à des essais de générateurs, de moteurs à vapeur et autres moteurs thermiques, de transmissions, de pompes et de machines diverses. Ces sociétés disposent d'un personnel formé par leurs soins, et de laboratoires rudimentaires spécialisés le plus souvent aux essais calorimétriques des combustibles; elles exécutent surtout des expériences de rendement, et elles ont puissamment contribué à en répandre la pratique dans l'industrie.

2° — Presque toutes les usines métallurgiques possèdent des machines à essayer dont elles se servent pour apprécier les qualités de leurs produits. Parfois, des consommateurs importants, au nombre desquels il faut d'abord ranger les exploitations de chemins de fer, ont établi des laboratoires plus ou moins complets, affectés surtout aux essais de résistance et à ceux des matières variées dont s'approvisionnent leurs services. Parmi les grandes compagnies, quelques-unes ont compris qu'il fallait aller plus loin, et qu'elles ont tout à attendre d'un service permanent d'expérimentation, s'occupant de la locomotive et du matériel.

3° — Les ateliers de construction eux-mêmes, intéressés à perfectionner les machines, et à posséder des données certaines sur les qualités des moteurs qu'ils livrent à leur clientèle, ainsi que sur leurs conditions les plus avantageuses de fonctionnement, pratiquent fréquemment des essais et les organisent parfois d'une manière méthodique. Ceux-ci se conçoivent difficilement, à l'atelier, il est vrai, pour le grand moteur à vapeur, qui a besoin d'une fondation importante, et qu'il serait souvent impossible de

1. Ces établissements sont 1° le laboratoire d'essais fondé par William Kirkaldy, 2° celui beaucoup plus récent du docteur A. B. W. Kennedy, aujourd'hui entre les mains de MM. Burstall et Monkhouse, et enfin, 3° celui de M. Stanger. Tous trois sont à Londres. Le Dr Kennedy, qui m'a confirmé ces renseignements, ajoute, à propos du premier de ces laboratoires, que l'œuvre de M. Kirkaldy a été le point de départ de l'essai systématique des matériaux tel qu'il est pratiqué en Angleterre pour toutes les constructions importantes.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

charger et même d'alimenter de vapeur, si ce n'est après montage définitif, mais il en est autrement pour certains moteurs spéciaux à grande vitesse qu'on peut accoupler à des dynamos. Sous ce rapport, les installations d'essai des ateliers Willans et Robinson peuvent être citées comme modèle; elles ont d'ailleurs permis à feu Willans de poursuivre les expériences comparatives les plus complètes qui aient jamais été faites sur des machines d'un même type.

4° — Pour les moteurs à gaz, en général moins puissants, et que l'on peut charger au moyen d'un frein, les essais à l'usine sont de règle; il est vrai de dire qu'ils sont limités dans leur objet, et ne peuvent être comparés aux expériences de portée beaucoup plus haute qui sont accomplies dans certains laboratoires.

5° — Il n'y a pas jusqu'aux moteurs hydrauliques, qui ne puissent être essayés d'une manière systématique dans les ateliers, malgré les difficultés considérables que semble présenter au premier abord cette opération, puisqu'elle exige le montage sur une chute d'eau. Cependant, à l'exposition de Philadelphie, dite du *Centennial*, on a pu installer deux réservoirs présentant nne différence de niveau d'environ 10 mètres, entre lesquels 19 turbines ont été essayées au frein, dans des conditions diverses de débit. L'eau était relevée par des pompes ayant une capacité d'environ 1000 litres par seconde, et son volume était jaugé sur un déversoir. Depuis lors, la Compagnie Holyoke a installé en 1883, pour l'essai des turbines qu'elle fabrique, un chantier d'essai dans lequel elle dispose d'un débit de 5 à 6 mètres cubes par seconde; le professeur Thurston, en rapportant ces faits, prévoit l'époque où chaque constructeur de machines hydrauliques aura son chantier d'essai. Il suffit donc de regarder autour de soi pour constater que l'industrie, réduite à ses propres forces, cède à un besoin impérieux d'expérimentation chaque fois que les difficultés matérielles n'y font pas obstacle. Il semble même que nombre d'opérateurs pourraient être sérieusement améliorés à la lumière d'essais rationnels, et je citerai par exemple les ventilateurs et les pompes centrifuges de dimensions courantes. Il y a quelques années, M. Bryan Donkin soumettait à des expériences comparatives, par la méthode de M. Rateau, un certain nombre de petits ventilateurs, et il m'a été donné de les suivre de près. Elles ont révélé des choses inattendues; l'un des appareils était à ailes courbes; l'idée vint à M. Donkin de renverser l'arbre bout pour bout sans changer le sens de la rotation, les aubes tournant cette fois leur concavité vers l'avant; le ventilateur donna des résultats meilleurs à tous égards; un autre appareil, construit et répandu par une maison importante, fut trouvé à peu près le plus mauvais; un troisième, à aubes planes, sans amortisseur apparent, se montra l'un des meilleurs.

De ces expériences, se dégageait en somme cette vérité : que, trop souvent encore, aujourd'hui, les petits ventilateurs centrifuges, faute d'expériences méthodiquement conduites, sont construits à peu près au hasard; le fait est d'autant plus fâcheux à constater qu'un bon ventilateur n'est pas nécessairement plus coûteux qu'un mauvais, car c'est plutôt le contraire qui est vrai.

CHAPITRE PREMIER

LABORATOIRES D'ENSEIGNEMENT ET DE RECHERCHES

L'enseignement des grandes écoles techniques est digne avant tout de notre attention, ses méthodes contribuant à donner à l'esprit une certaine orientation, qui devrait être conforme aux besoins réels de l'industrie. J'aurai donc à discuter le rôle que le

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

laboratoire est appelé à remplir dans la formation de l'ingénieur; je serai ainsi amené à jeter un coup d'œil sur les progrès déjà accomplis dans plusieurs pays, et à examiner de quelle manière les laboratoires y sont réalisés.

§ 1. — Rôle de ces Laboratoires.

A défaut de moyens d'expériences, la mécanique appliquée fait l'objet de leçons tout à fait analogues à celles de la mécanique rationnelle, dont elle est d'ailleurs un prolongement. Le point de départ expérimental nécessaire est donné par le professeur et admis par l'élève; lorsque la discussion des résultats appelle le contrôle des faits, les chiffres invoqués sont ceux d'expériences devenues classiques, ou les résultats des essais personnels du professeur, jamais ceux qui naîtraient sous les yeux des élèves devant les machines elles-mêmes.

Cet enseignement oral marche de pair avec des exercices plus ou moins intensifs, ayant pour objet d'initier le futur ingénieur à la rédaction des projets; ces exercices sont choisis de manière à réunir des cas d'application des théories, et sont un acheminement vers le travail qui s'accomplit dans tous les bureaux d'études.

Tout n'est certes pas à critiquer dans ce système, et je doute même que quelque chose doive en être retranché. Bien des questions entrent par la force des choses dans le programme de la mécanique appliquée, pour lesquelles l'expérience ne serait d'aucun secours. La détermination de la force d'inertie d'une bielle, le tracé des engrenages, la cinématique des distributions de vapeur, le calcul des tensions des barres d'un système articulé sont autant de problèmes pour lesquels on ne pourrait songer à des vérifications matérielles sans mettre en doute la géométrie et les axiomes de la mécanique.

Lorsqu'il s'agit même de tout l'ordre de faits qui confine à la physique, les spéculations ont une valeur encore très réelle, parce qu'elles définissent la perfection vers laquelle il faut tendre, et je n'hésite pas à dire que la théorie mécanique de la chaleur, envisagée à un point de vue abstrait, et appliquée à des machines idéales, a préservé bon nombre d'esprits de la recherche du mouvement perpétuel sous sa forme peut-être la plus perfide, parce qu'elle est le plus profondément cachée.

Nous pouvons donc reconnaître, je pense, que le système d'enseignement technique le plus généralement suivi jusqu'aujourd'hui n'est pas à réformer entièrement. Il n'y a à critiquer que ses exagérations, qui, très prononcées à une certaine époque, ont heureusement diminué; leur danger est de donner l'illusion qu'une question a été résolue pourvu que l'on ait mis en œuvre un grand appareil mathématique, et la déception qui doit fatalement en résulter a contribué à faire condamner la théorie par les esprits superficiels.

Mais il manque à l'enseignement ainsi compris une chose essentielle, c'est qu'il ne développe pas le *sens critique*, ou, si l'on veut, le *sens pratique*. La mécanique appliquée est une science qui n'est jamais faite, elle se renouvelle au jour le jour, par une revision continuelle de données précédemment admises, et par l'observation de nouveaux phénomènes. L'œuvre de l'école ne doit pas se limiter aux théories dans ce qu'elles tirent des sciences abstraites et qui est immuable, elle doit faire assister l'élève, sans idée préconçue, à la naissance des lois expérimentales. Celui qui a passé par le laboratoire, dit le Dr Kennedy, n'accepte plus qu'avec un scepticisme salutaire certaines généralisations trop hardies, ou certaines hypothèses fantaisistes.

A un point de vue plus immédiat, la pratique du laboratoire a encore l'avantage d'initier l'élève aux méthodes d'expérimentation. Celui qui n'a pas fait d'essais ne soup-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

çonne pas ce qu'on pourrait appeler l'importance des petites choses, et, par exemple, que le manque d'ordre et de soins ouvre la porte aux grosses erreurs; il ne sait pas assez qu'il faut donner à toutes les parties d'un programme l'importance qu'elles méritent, et résoudre une à une toutes les difficultés qui se présentent sans en tourner aucune; il croit trop aussi à l'infaillibilité des instruments, et ne songe pas à la nécessité des contrôles. La tentation d'annoncer un résultat nouveau et inattendu, la satisfaction de voir se vérifier une prévision de raisonnement sont peut-être les pires complices de l'erreur; il faut, pour ne pas accepter le premier résultat qui nous donne raison, une énergie qui est l'honnêteté de l'expérimentateur, et qui s'acquiert dans l'atmosphère du laboratoire.

Tous les professeurs qui ont pu introduire les travaux pratiques dans leur enseignement sont unanimes à reconnaître que leurs élèves s'y adonnent avec un véritable enthousiasme, et qu'ils éveillent à un haut degré leur réflexion et leur curiosité; ils constatent aussi que ces recherches, qui vérifient les résultats des calculs ou en signalent les erreurs par des mesures concrètes, contribuent à présenter les théories sous leur vrai jour et à leur donner plus d'importance et de prix.

Salutaires pour celui qui apprend, les travaux de laboratoire ne le sont pas moins pour le professeur, parce qu'ils font surgir des problèmes inattendus, et stimulent les recherches théoriques. On pourrait objecter que les machines de l'industrie se prêtent aussi bien à l'observation de tout esprit chercheur, car il est vrai que les mémorables expériences de Hirn ont été faites sur le moteur d'une filature. Mais ces machines se prêtent difficilement à des conditions de fonctionnement très variées; l'atmosphère des usines, même les plus hospitalières, manque d'ailleurs du calme nécessaire aux recherches scientifiques; c'est ce que Hirn reconnaissait lui-même dans ce passage d'une lettre adressée à M. Dwelshauvers-Dery :

« ... Jamais les chefs d'une usine ne consentiront à ce qu'on se serve de leurs moteurs comme d'instruments d'étude, et ce n'est qu'à l'aide d'une machine construite *ad hoc* qu'on pourra faire les expériences délicates qui restent à exécuter. »

La conclusion qui se dégage ici est que l'école technique ne saurait plus accomplir pleinement sa mission si elle n'est pourvue d'un laboratoire possédant un outillage spécialement disposé pour que les leçons soient accompagnées ou suivies de recherches expérimentales.

§ 2. — État actuel de la question.

Les laboratoires existants ou en voie d'exécution ont été établis pour atteindre d'une manière plus ou moins complète les besoins indiqués ci-dessus. Les établissements les plus anciens n'ont possédé que des appareils relatifs à l'essai des matériaux; il faut cependant en excepter celui de Munich, où des machines à vapeur ont été installées en 1876 par le professeur Linde. A Zurich, où professait alors M. Zeuner, une chaudière et une machine à vapeur avaient été montées en 1870, mais elles n'ont pas été utilisées d'une manière systématique pour l'enseignement.

C'est en Angleterre et aux États-Unis que l'on trouve d'abord, si l'on fait une exception pour l'école de Munich, des laboratoires ayant un outillage s'étendant à la fois à la résistance des matériaux et aux machines thermiques, souvent aussi à certaines recherches d'hydraulique. Le docteur Kennedy, qui occupait à cette époque la chaire de mécanique appliquée à University College, à Londres, réclamait ce nouvel outillage en 1875, et inaugurait trois ans plus tard des installations déjà assez complètes et qui ont

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

été agrandies depuis. Grâce à la munificence d'industriels importants ou de riches corporations, les laboratoires se sont ensuite multipliés très rapidement dans les écoles techniques anglaises. Ils sont en général conçus d'après un type assez uniforme, et comprennent toujours une machine à essayer qui atteint souvent la puissance de 100 tonnes, et quelques appareils spéciaux de moindre puissance, ainsi qu'une chaudière et un moteur à vapeur expérimental à double ou triple expansion de 50 à 150 chevaux.

Les laboratoires anglais comprennent aussi, le plus souvent, un atelier assez important de machines-outils pour le travail des métaux, où sont façonnées les éprouvettes à essayer, et où l'on exécute aussi d'autres travaux. La préparation d'un ingénieur n'est pas considérée comme complète en Angleterre s'il n'a acquis une certaine habileté dans le travail manuel et les procédés technologiques; quelques professeurs considèrent en outre que l'élève ne peut que gagner à faire un stage dans un atelier industriel, soit avant, soit après ses études proprement dites. Lorsque le stage précède, il a l'avantage de rendre l'enseignement plus fructueux, les jeunes gens, en même temps qu'ils ont déjà certaine connaissance des machines et procédés de fabrication, abordent les cours d'un esprit plus mûr; ils ont eu aussi l'occasion de voir en quoi consiste réellement leur future profession, et risquent moins de se tromper sur leurs aptitudes et leur vocation.

Ces arguments peuvent ne pas s'appliquer au système d'instruction du continent, où il serait considéré comme fâcheux d'interrompre la chaîne des études, presque toujours beaucoup plus serrée qu'en Angleterre. Je me hâte de dire que cette question du stage pratique précédant l'école, pas plus que celle du travail manuel de l'élève, ne sont liées au rôle et à l'existence des laboratoires, et que les professeurs anglais, sans exception, établissent très nettement la distinction à faire entre le côté presque exclusivement professionnel de l'atelier, et le caractère scientifique du laboratoire.

Aux États-Unis[1], un laboratoire a été installé sur une échelle assez modeste en 1876 par M. Thurston, à l'institut Stevens, à Hoboken, près de New-York. C'est le premier établissement de ce genre qu'il me fut donné de voir, peu d'années après sa fondation; quoique le spectacle d'une école d'ingénieurs dont les locaux ressemblaient plutôt à une usine minuscule fût nouveau pour moi, il me donna l'impression d'une chose déjà vue, tant il me parut rationnel et logique.

A cette époque existaient déjà les laboratoires de l'institut de technologie du Massachusetts, à Boston, dirigés par le professeur Lanza, avec des machines pour la résistance et l'élasticité, et d'importants moteurs à vapeur, parmi lesquels se trouve, depuis 1891, une machine Allis-Corliss horizontale à triple expansion pouvant développer environ 150 chevaux, des pompes rotatives et centrifuges, etc.

Le Sibley College, dépendant de l'université Cornell, à Ithaca, a été réorganisé vers 1885 par M. Thurston, et comprend un laboratoire établi au début sur les mêmes lignes que celui de l'institut Stevens, mais qui s'est depuis lors considérablement agrandi.

Il serait sans intérêt de prolonger une nomenclature sur laquelle on trouvera, aux annexes, quelques renseignements, que le manque de temps seul m'a empêché de compléter; c'est un fait avéré que l'utilité des laboratoires a été comprise depuis longtemps aux États-Unis, et j'ai pu me convaincre, par la lecture de notes qui ont paru de temps en temps dans la presse technique, qu'ils ont beaucoup fait pour attirer sur les ingénieurs formés dans les écoles une considération qui leur manquait, et que l'on accordait plus volontiers aux praticiens exclusivement instruits à l'atelier.

Un rapport formulé par M. Bleuler, président du Conseil des Écoles, en Suisse, et daté de 1896, concluait à l'établissement d'un nouveau laboratoire de machines près du

1. Voir, sur les laboratoires des États-Unis, le mémoire de M. Thurston.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Polytechnicum de Zurich; j'extrais de ce document un passage qui est à l'honneur des universités américaines : « Il a fallu qu'un exemple vînt de loin, comme celui donné par les États-Unis à l'exposition de Chicago, pour stimuler nos corps enseignants; la grande extension donnée dans le nouveau continent aux exercices de laboratoire a fait voir qu'ils manquaient absolument chez nous. De cette époque, date un mouvement qui a été centralisé par l'Association des ingénieurs allemands, et à la suite duquel des crédits importants ont été immédiatement accordés par l'État prussien pour installer ou compléter les laboratoires de ses écoles techniques supérieures. »

D'autres pays encore ont compris l'importance de l'enseignement expérimental de la mécanique appliquée; c'est ainsi qu'il existe à Turin, depuis de longues années, un établissement hydraulique qui est resté longtemps le seul de son genre; Milan possède aussi quelques machines; d'autres installations projetées déjà depuis nombre d'années sont sans doute en activité aujourd'hui.

J'aurais encore à citer la Belgique, pour laquelle on sait la propagande active et éclairée à laquelle s'est livré de longue date M. Dwelshauvers-Dery. Le laboratoire de Liège est ouvert à l'enseignement depuis 1893; celui de Gand, déjà partiellement utilisé depuis deux ans pour les essais de résistance et d'élasticité, pourra être bientôt inauguré en ce qui concerne les autres divisions. L'École polytechnique de Bruxelles doit à de généreux donateurs, au premier rang desquels je me plais à citer M. E. Solvay, d'avoir pu ériger la première partie d'un laboratoire dans lequel fonctionne une machine Corliss de 80 chevaux.

§ 3. — **Analyse des travaux à accomplir dans les Laboratoires d'enseignement.**

Je ne pourrais, sans m'exposer à de nombreuses redites, donner la description des laboratoires déjà établis, sur lesquels on trouvera des renseignements condensés aux annexes; je m'efforcerai plutôt de donner une analyse de l'outillage que l'on y trouve, en envisageant successivement les grandes divisions que l'on peut établir dans les recherches expérimentales de la mécanique appliquée, et qui portent sur les objets suivants :

La résistance et l'élasticité;
La machine à vapeur et son générateur;
Les machines thermiques autres que la machine à vapeur;
L'hydraulique et les machines qui s'y rattachent;
L'aérodynamique et les machines qui en dépendent;
Les recherches mécaniques diverses.

A. — RÉSISTANCE ET ÉLASTICITÉ

L'appareil fondamental est toujours une machine à essayer (banc d'épreuves), dans laquelle l'effort est exercé sur l'éprouvette par la pression hydraulique, tandis que la réaction est équilibrée par une balance à levier simple ou à leviers multiples qui permet de la mesurer au moyen de poids.

Les machines horizontales de Werder, de 60 à 100 tonnes, se trouvent assez fréquemment en Allemagne (Berlin, Munich, Stuttgart), on les rencontre aussi à Vienne,

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Buda-Pesth et Zurich; au Versuchsanstalt de Berlin, se trouve une machine de 500 tonnes du système Hoppe, sur laquelle on peut essayer des pièces à la traction ou à la compression jusqu'à 16 mètres de longueur.

Dans les laboratoires anglais, une préférence marquée existe pour les machines verticales de Wicksteed; la presse est verticale et occupe le bas de la machine, le plongeur sortant à la partie inférieure; le levier est simple, ses bras sont dans le rapport de 1 à 50 pour la plus grande charge, le couteau fixe porte sur la tête du bâti, et l'équilibre est produit par un curseur de poids considérable, d'autant plus que l'effort maximum atteint souvent 100 tonnes. A Leeds, cette machine a été construite pour admettre de longues pièces, et un ascenseur hydraulique permet de se transporter à une hauteur quelconque, vis-à-vis de l'éprouvette.

La maison Buckton, de Leeds, qui construit l'appareil Wicksteed, a aussi créé un type de machine horizontale qui réalise simultanément et sans changement d'attelages les dispositifs de traction et de compression[1]. Le type vertical se trouve à Coopers Hill College, à Édimbourg, Leeds, Liverpool, Londres (Central Institution), Manchester, Bradford et Cambridge; le type horizontal, plus récent, est installé à Cardiff.

Les machines horizontales de Greenwood et Batley se trouvent aussi dans plusieurs laboratoires, notamment à Londres (University College), à Sidney (45 tonnes) et à Gand (113 tonnes).

Aux États-Unis, la préférence est donnée aux machines américaines de Riehlé et de Fairbanks.

Dans tous les laboratoires, la machine principale, qui permet le plus souvent d'opérer tous les modes de sollicitation (traction, compression, flexion, torsion, cisaillement), est munie d'un outillage de précision pour la mesure des déformations; c'est l'appareil à miroirs de Bauschinger ou ses modifications qui sont le plus en faveur lorsqu'il s'agit de mesures très exactes, ayant, par exemple, pour objet de déterminer les coefficients d'élasticité. D'autres moyens sont employés lorsqu'une précision moins grande est suffisante; ainsi le professeur W. C. Unwin applique sur les éprouvettes verticales de la machine Wicksteed deux pinces serrées sur les points de repère, et dont l'horizontalité est obtenue au moyen de niveaux à bulle d'air; la distance des pinces peut être mesurée à l'aide d'une vis micrométrique. On arrive ainsi à une approximation de 1/100 de millimètre, tandis que l'appareil à miroirs permet de limiter l'erreur au dixième et même au cinquantième de ce chiffre.

On fait également usage d'appareils inscripteurs, qui tracent la déformation amplifiée en fonction de la charge, et de différents systèmes d'extensomètres[2].

Le professeur Martens, de Berlin, a apporté d'importants perfectionnements aux instruments de mesure ainsi qu'aux inscripteurs.

Dans presque tous les laboratoires, la machine fondamentale est accompagnée de machines spéciales[3], soit qu'elle ne se prête pas toujours facilement à tous les modes de sollicitation, soit que l'on préfère, pour les petites éprouvettes, des machines qui sont plus à la main, ou même pour les fils, les ciments, etc., des appareils exclusivement adaptés à des éprouvettes déterminées. A Leeds, un dispositif spécial, monté par le professeur Barr, permet d'essayer verticalement de longs fils au moyen d'une charge directe; l'allongement est alors assez grand pour fournir un diagramme de la déformation.

Certains essais spéciaux demandent des machines particulières étudiées pour chaque

1. *Engineering*, 1890, 2e sem. p. 304.

2. Extensomètre de Kennedy et Ashcroft, *Engineering*, 1890, 2e sem., p. 304.

3. Le Versuchsanstalt de Berlin possède 6 grandes machines, de 500 à 40 tonnes, et un grand nombre de machines spéciales. L'école de Stuttgart dispose de 4 machines importantes.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

cas, tels sont les essais de voûtes en briques chargées sur l'extrados, conduits par le professeur Goodman à Leeds. M. Goodman a aussi recherché, au moyen d'un dispositif des plus ingénieux, la loi des tensions dans les vases cylindriques à parois épaisses lorsqu'ils sont soumis à une forte pression intérieure; il est intéressant de constater que les résultats de ces expériences ont confirmé la loi de Lamé.

Parmi les recherches qui exigent un outillage spécial, on peut encore citer l'effet de l'application des charges alternatives fréquemment répétées (expériences de Woehler), l'influence de la température des métaux sur leur résistance et leur élasticité (expériences de Martens). Enfin, l'examen microscopique de la texture demande des appareils microphotographiques, ainsi que des machines pour la préparation des tranches et des sections dans les métaux les plus durs, comme la fonte trempée[1].

Un atelier pour la préparation et le calibrage des éprouvettes est l'annexe indiquée de tout laboratoire d'essais de matériaux; il comprend les machines-outils fondamentales (raboteuses, tours, foreuses, machines à fraiser et à rectifier, scies à froid, etc.) ainsi que des fours à recuire et à tremper.

Les transmissions et les machines-outils se prêtent d'ailleurs à des expériences dynamométriques, en même temps que les travaux de l'atelier, même sur une échelle réduite, initient les élèves dans une certaine mesure à des opérations technologiques qu'il est nécessaire de voir de près et de comprendre à fond.

B. — GÉNÉRATEUR ET MACHINE A VAPEUR

Ces appareils se prêtent à des recherches utiles et variées, et sont considérés dans toutes les écoles comme de première importance.

Générateurs. — On trouve des générateurs de tous genres, à tubes de fumée (type locomotive), à tubes d'eau, de Cornouailles, Lancashire et autres. Ils sont de timbre assez élevé pour couvrir les plus fortes pressions usitées en pratique, tout en permettant le fonctionnement à pression réduite. Ils fournissent de la vapeur saturée ou surchauffée (le surchauffeur peut être à foyer séparé); des échantillons de gaz sont prélevés sur les carneaux pour l'analyse; on peut aussi réserver des regards pour les relevés de température et de tirage.

Une installation de jaugeage de l'eau, au moyen de réservoirs pesés, alternativement remplis et vidés par la pompe alimentaire, permet de faire des essais de vaporisation sans faire passer la vapeur par une machine motrice.

A Zurich, où le laboratoire de machines commande l'éclairage électrique de toute l'école, on trouve quatre chaudières de types très différents (V. l'Appendice); le foyer de l'une d'elles admet à volonté le chauffage ordinaire, au pétrole, par charbon pulvérisé, par chargeur mécanique, et enfin le tirage naturel ou le tirage forcé.

Un plan analogue a été suivi à Darmstadt, où l'on a monté, en vue du chauffage à la vapeur et de l'éclairage, trois générateurs de systèmes différents (à tubes d'eau, Cornouailles et Galloway), de 80 mètres carrés de surface de chauffe chacun. Le laboratoire de Stuttgart comprend aussi trois chaudières.

Dans la plupart des laboratoires anglais, ainsi qu'à Hanovre, Liège, Bruxelles et Gand, une seule chaudière a été installée.

Lorsque la vapeur qui traverse le moteur expérimental est mesurée à la sortie d'un condenseur à surface, ce qui est habituellement le cas, la chaudière peut fournir de la

1. Voir dans l'Appendice les installations du Versuchsanstalt, etc.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

vapeur pendant l'essai à d'autres appareils accessoires, elle peut aussi être alimentée par injecteur. Il n'en est pas ainsi lorsqu'on mesure l'eau à l'entrée, la vapeur doit alors passer entièrement par la machine, ce qui exclut l'alimentation par injecteur et oblige à employer un moyen dépendant du moteur expérimental lui-même ou d'une autre source de force motrice.

Les essais de vaporisation comportent une série de recherches accessoires, parmi lesquelles il faut compter :

1° La détermination du pouvoir calorifique du combustible au moyen de calorimètres (obus de Mahler, etc.);

2° L'analyse sommaire des gaz de la combustion par les appareils du genre Orsat;

3° La mesure par différents procédés de l'eau entraînée.

Il est donc nécessaire d'installer à proximité du générateur un laboratoire dans lequel ces recherches peuvent être centralisées.

Moteur expérimental. — En principe, l'apprentissage des méthodes d'expérimentation n'exigerait une machine ni bien perfectionnée ni bien puissante. A la seule condition que ses obturateurs et son piston soient étanches et que sa distribution puisse être bien réglée, un petit moteur industriel permettrait d'effectuer les opérations et les vérifications essentielles qui se rencontrent dans tout essai.

Il y a cependant grand intérêt à ce qu'on puisse faire varier autant que possible les conditions de fonctionnement et constater, par exemple, les différences de rendement amenées par le changement des phases de la distribution, de la pression, de la vitesse, la marche avec ou sans condensation, avec ou sans enveloppe de vapeur, avec vapeur saturée ou surchauffée; il est utile aussi de pouvoir faire varier l'espace mort ou les surfaces nuisibles, de réaliser la détente dans un ou plusieurs cylindres successifs, etc.

Des analyses calorimétriques comparées de ces divers modes de fonctionnement peuvent contribuer au perfectionnement de la théorie, en même temps qu'ils éveillent la curiosité et l'intérêt des élèves.

Il va de soi, d'ailleurs, que le cycle complet de tous ces essais ne peut être répété tous les ans, et qu'il doit être réparti sur une durée plus ou moins longue. Les résultats en sont consignés dans un livre de laboratoire, et deviennent ainsi d'une utilité permanente.

Les machines monocylindriques sont relativement rares (Liège, Bruxelles), tandis que la machine compound et la triple expansion sont très répandues.

Les machines compound du laboratoire de la « Central Institution » de Londres, qui a servi assez souvent de modèle, satisfait aux conditions suivantes, posées par le professeur Unwin[1] :

1. Elle fonctionne en compound, à condensation par surface.

2. Elle peut fonctionner comme monocylindrique sans condensation, avec le petit ou le grand cylindre, à volonté.

3. Elle développe, dans les conditions n° 2 ci-dessus, la puissance de 30 chevaux indiqués, la vapeur d'admission étant à 4 atmosphères.

4. Les deux cylindres sont à enveloppes de vapeur; chacune d'elles peut être à volonté rendue active ou inopérante; les eaux de purge sont recueillies et mesurées.

5. L'introduction est variable à la main aux deux cylindres, entre les limites de 20 et 60 p. 100.

6. Le volume des espaces morts peut varier.

7. Le volume du réservoir intermédiaire peut être agrandi jusqu'à avoir deux fois celui du cylindre à haute pression.

1. Cette machine, qui présente des détails de construction intéressants, est complètement décrite dans *Engineering*, 1888, 2e sem., p. 473.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

8. L'angle de calage des manivelles est variable.

9. Le régulateur agit par étranglement ou par modification de l'introduction.

10. Le condenseur à surface et la pompe à air sont disposés de manière que leurs eaux de décharge puissent être mesurées séparément au-dessus du sol.

11. Des douilles d'indicateur sont ménagées aux deux extrémités de chaque cylindre, ainsi que sur la pompe à air, le réservoir intermédiaire et la pompe de circulation.

Les deux cylindres sont placés horizontalement côte à côte, le volant de transmission, à cordes, est entre les bâtis, mais la ligne d'arbres est prolongée au delà de la manivelle du cylindre à basse pression pour porter un frein, que l'on rend ainsi très accessible.

La machine du laboratoire de King's College, à Londres, est à peu près de même puissance nominale que la précédente; le nombre de tours par minute peut varier de 25 à 250, la pression est comprise entre 2 et 10 atmosphères.

Les moteurs d'expériences sont plutôt de puissance assez réduite, la grande force aurait l'inconvénient d'exiger un personnel important; la dépense de vapeur, les volumes d'eau, les difficultés de conduite du frein, les démontages, etc., sont des considérations qu'il ne faut pas perdre de vue et qui imposent une limite aux dimensions : trop grande, la machine est moins maniable; trop petite, elle est de construction anormale, s'écarte beaucoup des conditions réelles, et ne permet pas un accès facile de toutes ses parties.

Les machines à triple expansion installées à Manchester (Owens College)[1] et à Liverpool (University College) comprennent trois cylindres verticaux disposés en pilon sur le même arbre; des freins dynamométriques sont placés à la suite du premier, du deuxième et du dernier cylindres on trouve des machines à triple expansion horizontales à Stuttgart (150 chevaux), à Zurich (120 chevaux), à Hanovre (40 chevaux), à Boston (150 chevaux); le moteur de Durham College, à Newcastle, est à quadruple expansion, du type vertical, et peut développer 200 chevaux, il y a, dans le nouvel établissement de Berlin, un moteur de même type qui développe 220 chevaux, c'est le plus puissant qui existe, à ma connaissance, dans un laboratoire.

Les freins dynamométriques appliqués à ces machines ont ordinairement un double usage; ils permettent d'abord de déterminer le rendement organique, c'est-dire d'évaluer les frottements et autres résistances qui viennent en déduction du travail indiqué; les expériences que l'on fait dans ce but sont de courte durée. Le frein sert aussi, dans la conduite des essais calorimétriques proprement dits, à charger convenablement le moteur; sous ce rapport, il peut être remplacé avantageusement par tout autre mode d'absorption du travail d'un emploi plus commode et d'un réglage plus facile. L'essai thermique est, en effet, déjà si complexe par lui-même, qu'il est désirable de ne pas le compliquer inutilement par les soins qu'exige un appareil accessoire.

Ces considérations m'ont conduit, pour le laboratoire de Gand, à absorber l'énergie disponible au moyen d'une dynamo actionnée par le volant, et dont le courant traverse un rhéostat métallique. Aucun autre moyen ne présente autant de facilité pour maintenir la charge constante, ni pour la supprimer en totalité ou en partie. Cependant, la nécessité de fonctionner à des allures très différentes et avec un couple moteur variable entraîne quelques particularités dans l'installation électrique, la dynamo ne pouvant s'exciter elle-même (V. l'Appendice).

Le frein doit être conservé pour la détermination du rendement organique, on le rencontre toujours sous l'une ou l'autre forme; le plus souvent il consiste en un frein de Prony, amélioré par une poulie creuse à circulation d'eau.

A Manchester, Liverpool et Newcastle, on emploie un frein hydraulique très ingé-

1. *Annales du Conservatoire des Arts et Métiers*, 2e série, vol. II.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

nieux, basé sur une idée de Froude[1], et dans lequel la résistance est fournie par l'entretien, au détriment de la force motrice, d'un tourbillon produit par une disposition mécanique convenable. Cet appareil est très peu encombrant, fonctionne avec douceur, et ne donne lieu qu'à un échauffement très modéré. Il se réduit en principe à une coquille formée de deux joues creuses passant librement sur l'arbre au moyen de bourrages, et prolongée par un bras qui sert à l'application de la tare ; les joues sont munies intérieurement d'aubes fixes, tandis que l'arbre entraîne une roue à ailettes tournant entre ces aubes. La résistance peut être changée en réglant le débit de l'eau admise à circuler entre les cloisons.

A Munich, le professeur Schroeter fait usage d'un frein dû à Rieter, dans lequel le frottement mécanique est remplacé par la résistance magnétique ; il n'exige pas l'emploi d'eau réfrigérante.

Moteurs spéciaux. — Indépendamment du moteur principal, quelques laboratoires parmi les plus récents sont pourvus de moteurs spéciaux (V. l'Appendice), et notamment de machines à grande vitesse à régulateur d'arbre, de turbines à vapeur de Laval, Parsons, etc.

Mesurages divers. — L'expérimentation des machines à vapeur entraîne de nombreux relevés, et notamment le pesage de la vapeur consommée, qui se fait de préférence à la sortie du condenseur à surface, parce qu'on peut ainsi éliminer les erreurs provenant de la différence entre l'état initial et l'état final de la chaudière. Le jaugeage de l'eau de circulation peut se faire par bâches calibrées à remplissage alternatif, ou sur un déversoir, ou encore par un orifice en mince paroi.

Lorsque la condensation est obtenue par injection, la vapeur condensée ne peut plus se mesurer au trop-plein de la pompe à air ; l'eau est alors pesée à son entrée dans la chaudière. Le calcul de la chaleur rejetée par le condenseur exige la connaissance du volume d'eau injecté ; certaines vérifications peuvent être obtenues par la différence entre le poids total rejeté par le trop-plein et le poids injecté, qui doit représenter la vapeur prélevée à la chaudière, déduction faite des condensations évacuées par les différents purgeurs. Ce contrôle toutefois n'aurait pas beaucoup de valeur, parce qu'il porte sur une différence minime entre deux poids très grands ; l'équation de l'équivalence s'offre ici comme moyen définitif de vérification.

La machine de Gand est installée pour condenser par injection ou par surface, à volonté ; l'eau d'injection ou l'eau de circulation seront mesurées dans des bassins calibrés de 5 mètres de diamètre et $2^{m},50$ de profondeur nette, qui sont d'ailleurs utilisés comme moyens de jaugeage pour les expériences d'hydraulique ; ces bassins sont en contre-bas du sol, et peuvent être vidés en quinze minutes par une pompe centrifuge actionnée par électro-moteur.

Il importe de relever exactement les condensations des canalisations, des enveloppes, chapelles, réservoirs intermédiaires, etc. Dans certaines machines, ces eaux s'écoulent dans des réservoirs cylindriques verticaux qui se trouvent à la pression des récipients d'où elles proviennent ; toute perte par évaporation est ainsi évitée, mais le jaugeage obtenu par tube indicateur n'est pas d'une précision absolument satisfaisante. Dans la plupart des cas, l'évacuation est réglée par des purgeurs automatiques qui déchargent dans autant de serpentins noyés dans une bâche à circulation d'eau froide ; la température peut ainsi être suffisamment abaissée pour rendre négligeable la perte par évaporation.

Des dispositions sont prises pour rendre possibles les relevés de températures et de courbes d'indicateur partout où ils présentent de l'intérêt. Au point de vue de recher-

1. *La Lumière électrique*, 1er juillet 1882, p. 18.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

ches d'ordre plus élevé, il convient de rappeler ici que MM. Callendar et Nicholson, au laboratoire Mac Donald, ont pu relever la température variable en différents points du métal du cylindre et à diverses profondeurs au moyen d'un élément thermo-électrique [1], et que M. Bryan Donkin s'est livré à des recherches du même genre en se servant de thermomètres à mercure très délicats.

L'usage étendu qui est fait de l'indicateur exige une installation pour le tarage des ressorts de ces instruments; cette opération peut être pratiquée à froid par charge directe appliquée au piston, comme on a l'habitude de le faire dans les essais industriels; on peut aussi tarer les ressorts au moyen d'une petite chaudière à vapeur en relation avec un manomètre à mercure, auquel cas cette installation est utilisable pour la vérification des manomètres métalliques. A Hanovre, la colonne mercurielle permet de mesurer des pressions de 18 atmosphères (14 mètres environ); un ascenseur à bras transporte l'observateur à la hauteur du ménisque. Au laboratoire de Gand, j'ai utilisé la tour de support d'un réservoir nécessaire au service des eaux pour installer une colonne de 12 mètres de hauteur (environ 15 atmosphères), à peine suffisante pour les moteurs à gaz; un escalier en zigzag permet de suivre très commodément le niveau de la colonne. Une installation du même genre existe à Zurich.

Le calibrage des instruments et des moyens de jaugeage forme à lui seul une série d'exercices préalables fondamentaux dont l'importance ne saurait être exagérée.

C. — MACHINES THERMIQUES AUTRES QUE LA MACHINE A VAPEUR

La plupart des laboratoires possèdent un ou plusieurs moteurs à gaz; M. Slaby, dont on connaît les recherches très étendues (V. Appendice), dispose à l'école technique supérieure de Berlin d'un moteur à gaz et d'un moteur à alcool; un moteur à pétrole Diesel de 10 chevaux a été depuis peu installé à Munich; à Stuttgart, outre un moteur de 8 chevaux à gaz de ville, se trouve un moteur à gaz pauvre de 25 chevaux avec gazogène. L'École polytechnique de Zurich, le laboratoire de Leeds, le King's College à Londres, les écoles de Hanovre et de Darmstadt, ont plusieurs moteurs à gaz et à pétrole [2].

Il me paraît inutile d'allonger cette nomenclature; le moteur à gaz de ville s'installe facilement, il est d'assez faible puissance pour se prêter commodément à l'essai au frein; un seul homme peut le conduire, l'opérateur saisit aisément l'ensemble des relevés, et les expériences peuvent être de courte durée. C'est là un ensemble de conditions qui font de cette machine un appareil classique très propre à servir de préparation à l'étude plus complexe de la machine à vapeur.

Le volume du gaz est mesuré par un compteur préalablement vérifié au moyen d'une cloche dont le déplacement est connu.

La détermination du volume de l'air aspiré est importante au point de vue de la composition du mélange; dans beaucoup d'expériences, on s'est contenté d'évaluer ce volume par différence, en fonction de l'espace engendré par le piston, ce qui exige la connaissance de températures et de pressions malheureusement toujours incertaines.

Dans quelques cas, cette difficulté a été résolue en faisant passer l'air à travers un compteur, mais comme cet appareil entraîne un certain abaissement de pression qui modifierait la composition du mélange, on emploie une soufflerie pour refouler l'air.

La puissance calorifique du gaz, sa composition chimique, la température et la com-

1. *Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, vol. 132, 1897-98.

2. La machine à air chaud semble abandonnée; elle n'est représentée à ma connaissance qu'à Hanovre et à Cambridge.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

position des gaz de l'échappement, font l'objet de déterminations aussi exactes que possible. La puissance calorifique peut être évaluée par l'obus de Mahler, mais elle se mesure beaucoup plus rapidement au moyen d'un calorimètre spécial construit par Junkers, à Dessau (Anhalt), appareil qui est aujourd'hui très répandu, même dans les ateliers.

La température des gaz de l'échappement peut s'évaluer, soit au moyen de pyromètres, soit en introduisant au point choisi des boules de fer dont le poids et le calorique spécifique sont connus et qui, après échauffement, sont plongées dans un calorimètre.

La quantité de chaleur soustraite à l'enveloppe se mesure facilement, et avec toute la précision possible.

Des expériences comparatives peuvent être poursuivies sur le moteur à gaz pour étudier l'influence du taux de la compression initiale, de la vitesse, de la composition du mélange, du mode d'allumage, et d'autres facteurs.

D. — HYDRAULIQUE ET MACHINES QUI S'Y RATTACHENT

Les circonstances favorables à l'établissement de moteurs hydrauliques sur des chutes naturelles sont évidemment très rares, la plupart des écoles étant établies dans les villes. A Hanovre, les élèves de l'École technique supérieure sont admis à faire des essais détaillés sur les turbines et les pompes d'une usine de distribution d'eau, mais c'est là un cas exceptionnel. Les moteurs hydrauliques qu'on peut installer dans les laboratoires fonctionnent soit avec l'eau d'une distribution, soit avec de l'eau relevée dans un réservoir; dans ce dernier cas, les pompes peuvent être actionnées par transmission dépendant d'un autre moteur, et se prêtent elles-mêmes à des essais de rendement, ainsi qu'à des recherches sur le fonctionnement des soupapes [1].

Les canalisations hydrauliques et les bassins de jaugeage permettent le contrôle des compteurs d'eau.

L'intérêt qui s'attache au moteur hydraulique dans un pays de chutes d'eau comme la Suisse a conduit l'école de Zurich à donner un grand développement à toutes les recherches qui s'y rapportent.

Un château d'eau, dont le réservoir se trouve à 40 mètres de hauteur, alimente des turbines à haute pression, en même temps qu'un autre réservoir a été disposé pour donner une chute de 5 mètres, sur laquelle on a monté des turbines à basse pression. L'eau est relevée au moyen de pompes à piston dépendant de la transmission principale des machines à vapeur, et dont le débit est de 4 mètres cubes par minute. Ce volume serait insuffisant pour les turbines à basse pression, aussi divers appareils élévatoires, qui peuvent eux-mêmes servir à des expériences, concourent à alimenter le bas réservoir.

On trouve à Zurich :

1° Une turbine à basse pression dont la roue a 800 millimètres de diamètre; divers appareils injecteurs et des roues de tracé différent peuvent être montés sur le même dispositif et permettent les essais comparatifs;

1. A Hanovre (v. l'Appendice), on a installé dans le laboratoire une roue Pelton, un moteur à piston de Schmid, une pompe différentielle de course variable pouvant fonctionner aux vitesses de 30 à 180 tours par minute. La hauteur variable d'élévation est obtenue par étranglement de la conduite de refoulement. V. aussi dans l'Appendice le laboratoire de machines de Berlin.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

2° Une turbine à haute pression sur laquelle on peut étudier, non seulement les questions de rendement, mais la régularisation automatique produite par divers appareils servo-moteurs. La canalisation de prise d'eau a été allongée à dessein au moyen d'une conduite cylindrique de 200 mètres de longueur, dans le but de rechercher l'influence de l'inertie de la colonne liquide sur la régularisation ; dans le même but, un réservoir d'air a été installé sur cette conduite;

3° Une turbine à haute pression de Girard.

Le réseau de conduites compliqué reliant les réservoirs, les turbines et les pompes se prête à diverses combinaisons intéressantes au point de vue de la détermination des pertes de charge.

Quant aux recherches d'hydraulique proprement dites, elles sont presque forcément limitées à la détermination des coefficients de dépense des ajutages et déversoirs, des pertes de charge dans les canalisations, et des phénomènes accompagnant l'écoulement des liquides dans les longues conduites.

Un matériel consistant principalement en réservoir et bâches calibrées suffit à ce genre d'expériences.

Certaines recherches spéciales ont pu être entreprises parfois au moyen de dispositifs d'une simplicité inattendue ; ainsi, le professeur Unwin a déterminé la loi et les coefficients du frottement de diverses surfaces dans l'eau, en se servant de disques horizontaux actionnés par un arbre et immergés dans une cuve très librement suspendue; le couple de rotation communiqué à l'arbre était mesuré par le moment des réactions à appliquer à la cuve pour l'empêcher de tourner. Au laboratoire de Leeds, un dispositif existe pour mesurer la pression des jets sur des surfaces planes ou courbes, normales ou inclinées. Il est évident que l'expérimentateur ingénieux pourra toujours multiplier les objets de recherches, et trouver dans chaque cas le genre d'appareil qui permet d'éliminer le mieux les causes d'erreur ; il n'y a pas de règle à tracer à cet égard.

A l'hydraulique générale, se rattache aussi le tarage des instruments mesureurs de la vitesse (tube de Pitot, moulinet de Woltmann). Ces expériences se font, à Turin, en déplaçant à une vitesse connue les instruments à calibrer dans l'eau immobile d'un canal. Une installation semblable est projetée à Zurich, et le rapport du conseil des écoles mentionne également comme possibles les recherches expérimentales sur le rendement des hélices ou la résistance à la propulsion des navires au moyen de modèles. On sait que ces installations existent en effet, notamment dans les arsenaux des amirautés anglaise et américaine et dans un chantier privé de l'Écosse. Il est à remarquer cependant qu'elles sont extrêmement coûteuses et exigent un outillage dispendieux pour le façonnage des modèles.

Enfin, les expériences d'hydraulique pourraient s'étendre utilement aux phénomènes qui s'observent dans les eaux courantes à ciel ouvert; les divers axes hydrauliques possibles seraient réalisés dans des canaux de sections et de pentes variées, débouchant à différents niveaux par rapport à un bassin d'aval. C'est le désir de réaliser ces expériences qui avait déterminé un hydraulicien belge, feu E. Boudin, professeur à l'Université de Gand, à faire, il y a vingt ans, les premières démarches pour obtenir l'établissement d'un laboratoire, et qui a décidé du choix de son emplacement, situé entre deux rivières à niveaux différents. Toutefois les installations préconisées alors sont restées à l'état de projet, et il a paru plus pratique de consacrer les crédits obtenus à des objets d'un intérêt plus général et plus pressant.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

E. — AÉRODYNAMIQUE ET MACHINES QUI S'Y RATTACHENT

L'aérodynamique présente un champ de recherches analogue à l'hydraulique, d'abord par les problèmes fondamentaux de l'écoulement sous diverses pressions, des pertes de charge dans les tuyaux, ensuite par le tarage des anémomètres et autres instruments.

Les ventilateurs, les compresseurs d'air avec leurs canalisations et les aéromoteurs se rattachent à ce sujet.

Les dispositifs d'expérience sont simples, et les appareils peuvent être de dimensions réduites. (V. dans l'Appendice ce qui concerne les laboratoires de Leeds, Hanovre, Zurich et Berlin.)

Le ventilateur se prête à des mesurages simultanés du travail transmis, du débit et de la pression; si, en outre, on fait varier la résistance au passage de l'air par des diaphragmes convenablement échelonnés, on peut relier les résultats trouvés par des courbes dont l'interprétation est instructive. Pareil travail est tout désigné comme exercice de laboratoire, il peut être pratiqué sur plusieurs appareils de systèmes différents ayant même dimension d'ouïes, ou sur deux ventilateurs géométriquement semblables et ne différant que par la grandeur.

Le compresseur d'air, l'aéro-moteur et la canalisation qui les relient peuvent aussi donner lieu à des recherches simples et intéressantes.

F. — ESSAIS MÉCANIQUES DIVERS

Les dynamomètres de transmission et les freins entrent fréquemment comme auxiliaires dans les essais que nous avons énumérés jusqu'ici; il n'y a donc pas lieu de nous y arrêter spécialement; mais il est un grand nombre d'expériences élémentaires sur le fonctionnement des mécanismes qui peuvent trouver place dans un laboratoire: je citerai, par exemple, la vérification ou plutôt la recherche des lois du frottement, pour autant qu'elles existent, et les résistances passives diverses.

Des expériences nombreuses ont montré, et je crois que le professeur Thurston a été l'un des premiers à travailler dans cette voie, que les tourillons bien polis et abondamment lubrifiés donnent lieu à un frottement beaucoup moindre qu'on ne le croyait généralement depuis Poncelet et Morin. Des machines ingénieuses ont été construites pour ces recherches; elles sont en même temps des auxiliaires utiles pour déterminer les propriétés lubrifiantes des huiles.

Tous les appareils de levage, depuis le vérin et les palans de divers genres jusqu'aux treuils les plus compliqués, peuvent aussi être étudiés utilement, puisqu'ils forment une collection naturelle de mécanismes dont on peut mesurer le rendement avec facilité; c'est ainsi qu'à Hanovre, on a installé un beffroi en charpente sur lequel on peut monter des palans et des treuils. A Zurich, un pont roulant de 10 tonnes, qui dessert le laboratoire principal, et plusieurs grues à bras, serviront à des expériences dynamométriques.

§ 4. — **Place donnée dans les Programmes aux exercices de Laboratoire.**

Ces exercices ne peuvent, dans aucun cas, être institués au détriment de la formation théorique; le temps nécessaire doit être trouvé dans la spécialisation des études, et

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

dans la suppression de branches positivement accessoires ; il faut aussi pratiquer de larges coupes dans les cours surchargés de détails technologiques, qui sont nés d'une fausse entente de la mission de l'École. Tout homme qui a été en sérieux contact avec la pratique sera d'avis, je pense, que l'on peut décharger l'enseignement de bien des descriptions fastidieuses, et les remplacer avec avantage par quelques visites bien choisies, précédées de conférences dans lesquelles seraient développées les idées générales sur les matières envisagées [1].

Les exercices de laboratoire se présentent naturellement, dans l'ordre des leçons, comme application et complément de celles-ci ; pour certains sujets, il peut être utile de les faire précéder, mais en les menant alors de façon sommaire, de manière à donner une première idée d'ensemble du problème à résoudre, et sauf à les recommencer plus tard avec tout le soin et la précision désirables.

Dans les écoles anglaises, les études durent généralement trois ans, la première année étant plus spécialement consacrée aux sciences pures ; à la *central Institution* de Londres, les élèves sont exercés au travail d'atelier dès la première et la seconde années, la troisième est presque exclusivement consacrée aux exercices et recherches de laboratoire.

Au Yorkshire College de Leeds, les exercices sont répartis sur les trois années (V. l'Appendice) ; le professeur Goodman constate que les recherches auxquelles les élèves s'appliquent le mieux sont celles qui se font sur une échelle assez grande, et qui n'ont pas trop le caractère des expériences de physique ; il n'est pas rare que les élèves entreprennent des travaux personnnels pendant la dernière année de leur séjour à l'école. Trois ou quatre essais complets de chaudières et de machines à vapeur sont exécutés pendant chaque session ; le laboratoire ne comprend pas le travail d'atelier proprement dit.

Le professeur Capper (King's College à Londres) commence par le travail d'atelier, mais le considère comme purement préliminaire au stage ; après ces exercices, une série d'expériences est organisée de manière à utiliser autant que possible toutes les ressources que présente le laboratoire. Les élèves sont répartis en groupes de 18 à 20, travaillant simultanément.

L'avis du professeur Hudson Beare (University College à Londres), conforme d'ailleurs à celui de ses collègues anglais, est que les travaux de laboratoire sont absolument nécessaires aux études de l'ingénieur mécanicien, et qu'ils produisent leurs meilleurs effets lorsqu'ils sont combinés avec les leçons et les exercices graphiques. Dans cet établissement, et c'est partout la règle, les élèves expérimentent eux-mêmes, sous la direction du professeur et des assistants ; on attache moins d'importance aux résultats en eux-mêmes qu'à faire naître l'esprit d'observation, la réflexion et l'habitude de la précision ; néanmoins, en quittant le laboratoire, l'élève a pu se former un carnet rempli des résultats de ses propres expériences et renfermant les constantes physiques de la plupart des matériaux usuels, ainsi que des données utiles tirées des essais de chaudières et de machines. Le professeur Beare, tout en attribuant de l'importance au travail manuel d'ajustage, constate qu'il n'est pas possible, faute de temps, de lui consacrer beaucoup de temps à l'école. Les élèves travaillent par groupes de trois ou quatre à chaque expérience, et transportent leurs annotations dans des formules imprimées qui sont destinées à les guider pas à pas dans la marche à suivre ; des

1. Le personnel enseignant n'est pas toujours responsable de l'encombrement des programmes, qui provient, dans certains pays de la pression exercée par les corps administratifs ; ceux-ci s'imaginent bien à tort trouver, dans les écoles, de jeunes ingénieurs immédiatement utilisables pour leurs services lorsque leur mémoire a été surchargée de recettes et même de règlements et de prescriptions qui n'ont rien de technique.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

pages blanches sont laissées pour les diagrammes, les observations particulières, etc.

Ces détails peuvent paraître minutieux, on ne saurait cependant les critiquer si l'on considère qu'ils contribuent à donner de la méthode, de la clarté et de l'exactitude dans la manière de présenter les résultats d'essai.

En Allemagne, les études d'ingénieur mécanicien comprennent souvent quatre années ; elles sont quelquefois réduites à sept semestres obligatoires, c'est, par exemple, le cas à Stuttgart, où les travaux de laboratoire sont commencés dans le semestre d'été de la troisième année, et comportent par semaine une leçon et trois séances d'exercices ; le même temps leur est consacré pendant le septième semestre.

A la *Koenigliche technische Hochschule*, à Berlin, les études de la division des mécaniciens durent trois ans, mais elles peuvent être complétées par une quatrième année pour les diplômés qui veulent se spécialiser dans la mécanique générale, ou la traction des chemins de fer, ou l'électro-technique.

Les exercices commencent, dès la deuxième année, pendant le semestre d'été ; ils comprennent : 1° deux séances par semaine dans le laboratoire du professeur Slaby (machines à gaz) ; 2° deux séances de deux heures par semaine pendant toute l'année dans le laboratoire de résistance (Versuchsanstalt), dirigé par M. Martens ; 3° deux séances par semaine pendant le semestre d'hiver dans le laboratoire de machines, sous la direction du professeur Josse. Dans la troisième année, les exercices continuent dans le laboratoire de machines à raison de deux jours par semaine pendant le semestre d'hiver, et de quatre jours pendant le semestre d'été. Les élèves qui font une quatrième année en vue de se spécialiser dans la mécanique générale passent une partie notable du temps au laboratoire des machines.

Une rétribution spéciale est exigée pour l'usage de chacun des laboratoires.

Les exercices ont été inaugurés en 1896 à l'école de Hanovre ; le professeur Frese rapporte qu'ils sont suivis avec zèle et empressement par tous les élèves (environ une centaine en tout pour la deuxième et la troisième année) ; les élèves électriciens pratiquent aussi les exercices relatifs aux machines à vapeur. Le programme consacre à ces travaux 4 heures d'exercices par semaine pendant l'hiver et 8 heures pendant l'été pour chacune des deux années ; les élèves sont répartis en groupes de 4 à 8, trois ou quatre groupes travaillent simultanément sous la direction immédiate de trois assistants et de deux mécaniciens. Les machines du laboratoire de Hanovre sont très variées, mais établies sur une échelle plus réduite que dans beaucoup de laboratoires (V. l'appendice).

Le laboratoire de l'École polytechnique de Zurich vient d'être ouvert, les exercices de machines thermiques sont dirigés par le professeur Stodola, ceux d'hydraulique par le professeur Präsil. Les études à Zurich ont une durée de 7 semestres, elles peuvent être complétées par un huitième semestre. Les exercices sont pratiqués dans les sixième et septième semestres ; cependant, on compte se servir du laboratoire pour faciliter l'exposé des leçons dans les années antérieures ; les promotions sont de 60 à 70 élèves ; on compte les répartir en 20 groupes, soit en tout 40 groupes pour les deux promotions ; 10 groupes pourront être admis simultanément au laboratoire sous la direction du professeur, d'un ingénieur à poste fixe, de 4 assistants, du chef machiniste et d'un chauffeur capable. Le budget prévoyait pour la mise en service du laboratoire un supplément annuel de dépenses de 38 700 francs, mais ce chiffre a été dépassé (V. l'Appendice).

Le laboratoire de l'Université de Liège est presque exclusivement consacré à l'étude mécanique et calorimétrique de la machine à vapeur ; les élèves sont au nombre de 150 environ, ils sont répartis par groupes de 10, chacun de ces groupes fait un essai dans le courant du mois de mars ; chaque essai demande 12 opérateurs, y compris le professeur et le personnel ; après l'essai, chaque élève dicte à tous les autres les résul-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

tats de ses observations (V. l'Appendice, ainsi que les ouvrages de M. Dwelshauvers-Dery qui y sont cités).

§ 5. — **Dépenses d'établissement.**

A titre d'indication seulement, j'ai cherché à réunir des renseignements sur le coût d'établissement des laboratoires de quelques écoles techniques. Toutefois, les chiffres qui m'ont été fournis ne peuvent être directement comparés. Ainsi, en Angleterre, la dénomination d'*Engineering Laboratory* englobe non seulement les salles de machines et leur outillage, mais les salles de dessin et même les amphithéâtres où se donnent les leçons ; dans ces conditions. une forte partie de la dépense a été absorbée par les constructions, dont les prix sont extrêmement variables d'une ville à l'autre, suivant l'importance architecturale donnée aux bâtiments et la cherté du terrain.

De plus, l'outillage a été quelquefois offert, à titre gracieux, par les industries locales, et sa valeur n'est pas toujours comptée dans les prix d'établissement. La liste suivante, très incomplète, ne servira tout au plus qu'à donner un premier aperçu :

Cambridge. — Les constructions comprennent trois auditoires, deux salles de dessin, trois salles de laboratoires, dont l'une est exclusivement consacrée à l'électricité ; la dépense totale a été de 625 000 francs.

Liverpool (University College). — Les seules donations de Sir Walker et de M. Harrison, pour cet établissement, atteignent un total de 730 000 francs, évidemment inférieur à la dépense.

Leeds (Yorkshire College). — Bâtiment, salles de cours, salles de laboratoires et outillage, une grande partie de celui-ci provient de dons. La dépense a été de 250 000 francs.

Hanovre. — Salles de laboratoire et outillage : 150 000 francs.

Stuttgart. — Outillage seul : Résistance, 62 500 ; machines, 350 000 ; total, 412 500 francs.

Zurich. — L'établissement comprend le laboratoire d'électricité ; les chaudières, machines et dynamos alimentent, en outre, l'éclairage (1 200 lampes de 16 b.) et le chauffage de l'École. Dépense pour les bâtiments : 800 000 francs ; dépense pour l'outillage : 425 000 francs. Total : 1 225 000 francs.

Darmstadt. — Le laboratoire sert aussi de station centrale pour l'éclairage et le chauffage, 235 000 francs.

Gand. — Terrain, constructions spéciales et machines : 300 000 francs. (V. l'Appendice.)

CHAPITRE II

QUELQUES MOTS SUR LES LABORATOIRES OFFICIELS D'ESSAIS

Les descriptions qui précèdent, qui sont loin de comprendre tous les laboratoires existants, suffiront à donner une idée de l'importance que ce nouvel organisme a déjà acquise, bien que sa création ne remonte qu'à vingt-cinq ans. Son éclosion à peu près simultanée dans trois contrées d'importance capitale, l'unanimité avec laquelle son utilité a été reconnue par tous les hommes compétents, les travaux remarquables qu'il a déjà produits, démontrent qu'il arrive à son heure, et que bientôt on le trouvera dans toutes les écoles techniques, au grand avantage d'une science qui a largement contribué à la prospérité de notre époque.

Toutefois, il y a lieu d'aller plus loin et de se demander si ces laboratoires, qui sont

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

avant tout des instruments d'instruction et de recherches savantes, peuvent satisfaire tous les besoins pour lesquels le concours des pouvoirs publics est nécessaire.

Je ne le pense pas, et je n'en veux pour preuve que ce fait, c'est que le *Versuchsanstalt* de Berlin, qui comprend en tout 74 personnes, et qui n'est qu'une division d'un ensemble encore plus vaste, a accompli en 1898-1899, dans le département de l'essai des métaux seulement, 4112 recherches différentes, et dans celui des matériaux pierreux, ciments, etc., 23 839 essais. Pour exécuter un pareil amoncellement de travaux, il faut autre chose que le personnel d'une école absorbé par l'enseignement, lequel doit rester sa préoccupation essentielle ; il faut une administration spéciale et des employés permanents, des services de réception, d'expédition et de comptabilité.

Les laboratoires d'enseignement peuvent bien, à la rigueur, se livrer exceptionnellement aux recherches demandées par des particuliers, lorsqu'elles présentent un intérêt scientifique, mais on concevrait difficilement qu'ils exécutent tous les essais industriels qui se présentent, et dont beaucoup doivent constamment se répéter dans les mêmes conditions. Il convient donc, à mon avis, que les écoles techniques possèdent leurs propres laboratoires, qu'elles en aient à tout instant la libre disposition, et qu'en règle générale, elles n'effectuent pour l'extérieur que des essais gratuits et présentant un intérêt spécial dont le professeur est seul juge. Les écoles ne sont d'ailleurs pas qualifiées pour donner des certificats d'épreuve, leurs essais seraient donc toujours officieux.

Ainsi, et sans qu'il y ait lieu de craindre le gaspillage, on peut très bien admettre que les écoles des mines et des ponts et chaussées, celles des arts et manufactures, et d'autres, possèdent chacune un laboratoire organisé d'après les besoins, d'ailleurs un peu différents, de leur enseignement. Et on peut considérer, en outre, comme indispensable, dans tout grand pays, un établissement officiel d'essais physiques et mécaniques, dont le programme pourra être aussi vaste qu'on le voudra ; sans parler des étalonnages demandés par l'électro-technique, la mécanique proprement dite demanderait à une institution de ce genre une foule de recherches qui, aujourd'hui, ne se font pas faute de moyens, ou se font mal, faute de machines convenables et d'expérimentateurs spécialement formés. La partie essentielle d'un pareil laboratoire serait vraisemblablement consacrée à la résistance et aux autres propriétés physiques de matériaux extrêmement divers, mais il rentrerait parfaitement dans sa mission d'étalonner ou de vérifier des ressorts, dynamomètres, appareils de pesage, indicateurs, compteurs à gaz et compteurs d'eau, voire même des machines à essayer les matériaux. (V. Appendice, Versuchsanstalt.)

APPENDICE

RENSEIGNEMENTS SUR QUELQUES LABORATOIRES

I. **Laboratoires anglais**[1]. — Les laboratoires établis avant l'année 1887, sont les suivants :

University College, Londres, établi en 1878 ;
Mason Science College, Birmingham, établi en 1882 ;
Cooper's Hill, établi en 1883 ;

1. Ces données ne s'étendent pas aux années antérieures à 1887, pour lesquelles des renseignements très précis sur l'état des laboratoires anglais et autres ont été donnés par le Dr A.-B.-W. Kennedy.
The Use and Equipment of Engineering Laboratories, *Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, vol. LXXXVIII, 1887.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

University College, Bristol, établi en 1883;
City and Guilds Central Institution, Londres, établi en 1884[1];
Firth College, Sheffield, établi en 1885;
Yorskhire College, Leeds, établi en 1886[2].

Depuis lors, plusieurs autres laboratoires ont été érigés, parmi lesquels il en est de très importants, et quelques-uns ont été complétés, notamment le premier[3] et le dernier mentionnés dans la liste ci-dessus; parmi les nouveaux on peut citer :

Owens College, Manchester;
King's College, Londres;
University College, Liverpool;
Durham College, Newcastle;
Engineering Laboratory, Cambridge;
Nottingham College, Nottingham;
Dulwich College[4];
Cardiff College;
Bradford technical College[5].

Un laboratoire important est en voie d'érection à l'Université de Glascow.

De nombreuses allusions sont faites dans le cours du rapport aux machines de ces divers établissements; celui de Cambridge possède comme outillage en ce qui concerne les machines (renseignements du professeur Ewing) :

Un moteur compound horizontal de 50 chevaux;
Un moteur compound vertical à simple effet, à grande vitesse, de 25 chevaux;
Deux moteurs monocylindriques de 10 à 20 chevaux;
Deux moteurs à gaz;
Un moteur à pétrole;
Une turbine à vapeur Parsons;
Une turbine à vapeur de Laval;
Une machine à air chaud;
Une machine frigorifique à ammoniaque.

Le professeur Goodman donne les renseignements suivants sur la répartition des exercices entre les trois années d'études du Yorkshire College, à Leeds[6].

1re ANNÉE. — Effet utile des poulies (simple, à trois réas, Weston, palan épicycloïdal, palan Higginson).

Effet utile des mécanismes (vis, vis tangente, roues dentées, presse hydraulique, machine Denison).

Coefficient d'élasticité (E) de fils longs.

Essais de traction de métaux.

Diagrammes divers d'indicateur (machines à vapeur, à gaz, pompes à air, pompe à vapeur).

Rendement mécanique du moteur à vapeur sous diverses charges.

Essai de machine à vapeur dans des conditions simples.

Trois essais simples de chaudières.

Essais de pulsomètre et d'injecteur.

Essais de soufflerie à jet de vapeur pour le tirage forcé.

Essais calorimétriques de combustibles.

1. *Engineering*, 1888, 2e sem., p. 473.
2. *Id.*, 1896, 2e sem., p. 262, 327, 390, 449.
3. *Id.*, 1893, 1er sem., p. 728.
4. *Id.*, 1889, 2e sem., p. 507.
5. *Id.*, 1896, 1er sem., p. 5, 73, 143, 211, 277, 356, 370, 465.
6. Ces exercices débutent en première année par des mesurages de surfaces, de volumes, des recherches de centres de gravité, la détermination des tensions dans des systèmes triangulés, dans les câbles des ponts suspendus, les divers membres des grues et bigues de levages, etc., successivement par le calcul et par l'expérience. Nous laissons de côté ce genre de travaux, sur lequel d'ailleurs on peut réserver toute opinion.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

2e ANNÉE. — Essais de traction, compression et cisaillement (fer, cuivre, fonte, acier dur, bronze, acier doux, aluminium, bois, cordages métalliques, chaînes, boulons).

Essais de flexion (fonte, fer, profilés, bois, acier).

Pièces en compression de diverses sections.

Essais de torsion (fer et acier doux, bronze, fonte), torsion et flexion.

Pièces chargées excentriquement, crochets.

Poinçonnage.

Ressorts à lames et en hélice.

Analyse des gaz de la combustion.

Essai du titre de la vapeur.

Vérification d'indicateurs.

Diagrammes d'une machine à vapeur à distribution déréglée.

Essai de moteur à vapeur et chaudière dans des conditions variées.

Essai de chaudière de Cornouailles.

Essai de moteur à gaz (Otto).

Explosion de mélanges gazeux.

3e ANNÉE. — Coefficient de contraction d'orifices en mince paroi et de divers ajutages.

Contrôle du temps nécessaire pour vider un réservoir.

Vitesse de l'eau (tube de Pitot, moulinet, jet libre).

Écoulement dans les tuyaux (vitesse critique, perte de charge, effet de contractions et d'élargissements).

Pression de jets sur une surface (plane, creuse, inclinée, conique).

Roue Pelton.

Pompe centrifuge, pompe à vapeur, coups de bélier dans les conduites.

Essais dynamométriques de machines-outils.

Frottement de régulateurs.

Volant.

Rendement de ventilateurs (Blackman, Capel, Schiele).

Détermination des tensions dans une poutre Warren.

Pression sur les appuis d'une poutre continue.

Tensions dans les parois épaisses de cylindres.

Essais de cylindres à parois minces.

Frottement des cordes et courroies.

Essais de pierres, ciment et béton.

Piliers et voûtes en briques.

II. **Koenigliche technische Hochschule, Berlin.** — Les exercices sont pratiqués dans trois laboratoires : 1° celui du professeur Slaby (machines à gaz); 2° *Le Königliche mechanisch-technische Versuchsanstalt*, sous la direction du professeur Martens (résistance des matériaux); 3° le laboratoire de machines, sous la direction du professeur Josse (moteurs à vapeur, hydraulique).

Le *Versuchsanstalt* a été fondé en 1871 comme laboratoire officiel d'essais, les élèves n'y sont admis que depuis quelques années à pratiquer des recherches sur la résistance des matériaux. Les renseignements suivants, obligeamment communiqués par le professeur Rudeloff, donneront une idée de ce vaste établissement, encore unique en son genre.

Il comprend quatre divisions :

A. *L'essai des métaux*, sous la direction du professeur Rudeloff;

B. L'essai des matériaux de construction, directeur M. Gary, ingénieur;

C. L'essai des papiers, directeur M. Herzberg, chimiste.

E. L'essai des huiles, directeur Dr D. Holde.

L'établissement exécute les essais qui lui sont demandés par des particuliers, ainsi que des recherches scientifiques.

Le personnel comprenait en 1898-99 :

Le directeur et 4 directeurs de divisions, 18 assistants, 20 aides, 1 secrétaire, 2 copistes,

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

4 commis, 1 mécanicien-chef, 4 aides, 1 garçon de bureau, 14 ouvriers, 4 garçons de laboratoire, soit, ensemble, 74 personnes.

Matériel. — Il comprend les installations nécessaires pour essayer des éprouvettes façonnées, ainsi que des éléments constitutifs de construction, et tous matériaux, tels que métaux, bois, cuirs, textiles, tissus, fils, papier, pierres, ciments et mortiers, matières de graissage, peinture, enduits protecteurs, etc.

Le matériel, réparti suivant quatre divisions, se compose des objets suivants :

A. — *Essai des métaux et éléments divers :*

1. Une batterie de pompes foulantes, actionnée par courroies, fournissant l'eau à 400 atmosphères ;

2. Des pompes foulantes automatiques, actionnées par la distribution d'eau, fournissant l'eau à 300 atmosphères;

3. Un accumulateur pour 100 atmosphères ;

4. Une machine à essayer, système Hoppe, de 500 000 kilogrammes, installée pour essais de traction, compression et flambage;

5. Une machine à essayer, système Werder, de 100 000 kilogrammes, produisant tous les modes de déformation;

6. Une machine à essayer, système Pohlmeyer, de 100 000 kilogrammes, installée pour essais de traction, compression et flexion, avec appareil enregistreur Martens;

7. Une machine à essayer, système Martens, de 50 000 kilogrammes, servant à la rupture d'éprouvettes rondes et aux petits essais, installée pour essais à diverses températures;

8. Une machine à essayer, système Pohlmeyer, de 50 000 kilogrammes;

9. Une machine à essayer, système Wedding, à traction par vis, avec romaine à double levier;

10. Une machine Martens, de 1 000 kilogrammes, pour petites éprouvettes;

11. Une machine Rudeloff, à vis, avec appareil inscripteur Martens, traçant sur verre le diagramme microscopique de la déformation;

12. Une machine pour essais de torsion, système Martens, capable de produire un moment maximum de 2 200 000 kilogramme-centimètres;

13. Une machine Rudeloff, pour fils inférieurs à 10 millimètres;

14. Une installation pour essais de cisaillement, système Martens, à employer avec les machines 6, 8 et 16;

15. Un mouton de choc, système Cramer, de 600 kilogrammes, avec 10 mètres de levée; le poids de la partie métallique de la chabotte est de 10 000 kilogrammes. Cet appareil sert aux essais de rails, bandages, essieux; il est muni de mesureurs Martens; une installation est projetée pour l'essai de boulons de cuirassement;

16. Un petit mouton pour essais de flexion et traction par choc;

17. Installation pour essais de fers à plancher, toitures, etc., à la résistance par choc;

18. Presses, conduites, fosses, manomètres pour essais de résistance à la pression intérieure jusqu'à 10 000 atmosphères;

19. Une presse à vis pour essais de flexion, système Martens;

20. Un grand nombre de pièces d'attelage pour les machines précédentes;

21. De nombreux appareils à miroirs de divers genres, système Bauschinger et système Martens ;

22. Calibres pour mesures de précision; microscopes et autres instruments pour l'examen des propriétés physiques des matériaux;

23. Appareil pour essais de dureté, système Martens, par la rayure au moyen du diamant;

24. Un four à réchauffer, pour éprouvettes mesurant au maximum $1^m,50$ de longueur, $0^m,30$ de largeur, 0^m, 13 d'épaisseur;

25. Un four à réchauffer à gaz pour petites éprouvettes et essais de pliage;

26. Un four à creuset pour alliages et fontes;

27. Une forge pour essais de soudage;

28. Six tours, trois raboteuses, quatre scies à froid et machines à fraiser, atelier mécanique pour le façonnage des éprouvettes et la construction des attaches, calibres, etc.;

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

29. Machines à rectifier à la meule, et installations pour préparer les sections pour la morsure aux acides et l'examen microscopique; les sections peuvent être préparées en toutes grandeurs, jusqu'à plusieurs décimètres carrés;

30. Installation pour photographier les sections de rupture et les surfaces des pièces essayées;

31. Appareil micro-photographique, système Martens, construit par Carl Zeis, à Iéna, pour photographier les sections par réflexion ou par transparence, donnant un grossissement linéaire de 1 000;

32. Deux machines de Wœhler, pour tractions fréquemment répétées, permettant chacune l'essai de 4 éprouvettes ;

33. Deux machines de Wœhler pour flexions fréquemment répétées en sens opposé, permettant d'opérer chacune sur 8 éprouvettes;

34. Deux machines de Wœhler, pour flexions fréquemment répétées en sens opposé, permettant d'opérer chacune sur 6 éprouvettes;

35. Trois machines pour torsions fréquemment répétées ;

36. Une machine de Martens, pour flexions fréquemment répétées;

37. Deux appareils pour essai des câbles et des épissures sous l'influence de chocs répétés ;

38. Une machine pour flexions répétées sur des jantes à gorges de divers diamètres, de fils, torons et câbles soumis en même temps à la traction;

39. Les appareils nécessaires pour la vérification de machines à essayer, soit dans l'établissement, soit au dehors; à cette fin sont préparées des éprouvettes de contrôle très exactes, jusqu'à 10 000, 100 000 et 500 000 kilogrammes, ainsi que les instruments de précision y attachés;

40. Le contrôle des machines à essayer les matériaux peut être entrepris et conduit d'après les mêmes principes que le contrôle des machines de l'établissement.

41. Pour l'étalonnage des appareils d'essai au choc, on procède par comparaison avec les moutons de l'établissement au moyen de dés en cuivre.

B. — *Essai des matériaux divers.* — Le matériel consacré aux recherches de résistance et autres propriétés physiques des pierres naturelles et artificielles, bois, verre, carton, bitume, matières, ciments, plâtre, etc., comprend :

1. Une presse hydraulique pour recherches à la compression, jusqu'à 140 000 kilogrammes.

2. Une presse hydraulique pour mortiers et recherches de flexions sur les tuiles, ardoises, etc.;

3. Une machine Michaélis pour ciments;

4. Un appareil de contrôle, système Bauschinger, pour la machine n° 1;

5. Moutons, système Bœhme, Tetmajer, Klebe, Nagel et Kaemp, pour essais de mortiers;

6. Moules de divers genres pour confection d'éprouvettes de mortiers et ciments;

7. Scies à diamants pour façonner les éprouvettes de matériaux pierreux;

8. Scie pour découper les briques ;

9. Une machine à raboter à diamants pour dresser les pierres;

10. Une machine à roder, système Bauschinger;

11. Une installation de congélation, pour essais de gélivité;

12. Une installation de mouture (laminoir, moulin à billes) ;

13. Un appareil enregistreur à aiguille, système Amsler-Laffon;

14. Une installation de microscopie;

15. Un appareil pour la détermination des densités apparentes, d'après Mann, Schumann, Bauschinger, Klebe, etc.;

16. Une étuve à sécher;

17. Une installation pour essais de porosité;

18. Un appareil pour déterminer le poids volumétrique du ciment;

19. Des appareils de criblage et tamisage;

20. Des fours pour essais d'incombustibilité;

C. — *Essai des papiers, etc.* — Cette division comprend les instruments et installations nécessaires pour les essais de résistance, ainsi que la détermination des propriétés physiques et chimiques du papier, des fils, tissus et matières fibreuses, et notamment :

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

1. Une machine Martens, à romaine, pour essais de résistance jusqu'à 500 kilogrammes, avec commande hydraulique et appareil inscripteur;

2. Une machine Tarnogrocki, de 200 kilogrammes, pour tissus et cartons;

3. Une machine Schopper, de 150 kilogrammes, à pendule, avec indicateur d'allongement;

4. Quatre machines Hartig-Reusch, de 18 kilogrammes, à ressort, avec inscripteur, pour essais de ficelles, papiers, etc.;

5. Cinq machines Wendler, de 20 kilogrammes, à ressort, avec inscripteur, pour essais de papier; deux de ces instruments sont montés en chambre hermétique pour les essais de papiers et fils sous diverses températures et dans divers états hygrométriques;

6. Machine Schopper de 10 kilogrammes, pour essais de fils et de papiers;

7. Trois moteurs hydrauliques pour actionner les machines 5 ci-dessus;

8. Installation pour essais à un degré d'hygrométrie déterminé;

9. Un compteur de torsion pour fils, système Schopper;

10. Un appareil Dalén pour mesurer l'allongement du papier sous différentes températures et divers états hygrométriques;

11. Installation pour mesurer la force absorbante du papier buvard, d'après Winkler;

12. Un autoclave pour débouillir les matières brutes;

13. Une installation de microscopie;

14. Un laboratoire de chimie;

15. Une installation de micro-photographie;

D. — *Essai des huiles.* — Cette division entreprend les recherches nécessaires pour déterminer les coefficients de frottement et les propriétés physiques et chimiques des matières de graissage. On y trouve :

1. Deux machines Martens, pour essayer les matières fluides et semi-fluides au point de vue du coefficient de frottement, sous des pressions allant jusqu'à 250 kilogrammes par centimètre carré, et des vitesses atteignant 4 mètres par seconde;

. . . . . .

Conditions des épreuves, etc. — Toute personne qui soumet des matériaux au Versuchsanstalt a le droit de désigner elle-même le genre d'épreuves qu'elle désire faire pratiquer; la demande formule tous les points sur lesquels les recherches doivent porter, les propriétés à déterminer, etc. Pour les métaux, il est recommandé d'envoyer cinq éprouvettes au moins, afin de pouvoir établir des moyennes; elles doivent être façonnées suivant un dessin prescrit; l'établissement se charge aussi de ce travail moyennant un tarif très réduit (3 fr. 75 à 6 fr. 25 pour l'éprouvette cylindrique normale de 30 à 40 millimètres). Les dimensions des pièces à essayer sont limitées d'après leur nature; pour la traction (câbles, courroies, chaînes, etc.), on admet jusqu'à 17 mètres en longueur et $0^m,75$ en largeur ou hauteur; les essais peuvent se faire jusqu'à 500 000 kilogrammes; on peut essayer par compression des colonnes, contre-fiches, etc., jusqu'à 15 mètres en longueur et $0^m,75$ en hauteur ou épaisseur, sous des efforts inférieurs à 500 000 kilogrammes [1].

Tarif. — Les règlements renferment un tarif très détaillé, dans lequel les essais sont répartis en 419 numéros; un essai à la traction et à la compression, avec détermination de la limite d'élasticité et de la résistance à la rupture coûte 12 fr. 50 jusqu'à 30 000 kilogrammes, 16 francs jusqu'à 100 000, et 37 fr. 50 jusqu'à 500 000 kilogrammes; un essai de charge de bout ou au flambage, jusqu'à 500 000 kilogrammes, ne coûte que 50 francs; un essai de fonte, comprenant trois épreuves de flexion, six de traction dont deux avec mesurages de précision, six essais de compression et six épreuves au choc, coûte 93 fr. 75, c'est l'essai le plus cher parmi ceux qui ne comportent pas d'analyses chimiques.

Depuis l'année 1883, la commission directrice publie des annales comprenant par année six à huit livraisons, sous le titre : *Mittheilungen aus den Koeniglichen technischen Versuchsanstalten.* Ces annales sont consacrées à des études techniques et au compte rendu des expériences les plus intéressantes.

1. Des instructions très minutieuses sur tous les essais sont contenues dans la *Vorschritten für die Benutzung der K. mech-technische Versuchsastanlt.* Berlin, Springer.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Travaux exécutés en 1888-89. — *La section A* (métaux) a reçu 295 demandes, dont 37 provenaient d'administrations et 258 de particuliers ou sociétés ; elles ont donné lieu à 4 112 recherches comprenant notamment :

1 838 essais de traction (acier 264, fer 505, cuivre 17, alliages 270, câbles métalliques 33, courroies 97, fils métalliques 377, cordes 82, chaînes 47, tuyaux 21, aluminium 21, divers 104) ;

829 essais de compression et flambage ;

142 essais de flexion ;

165 essais de torsion ;

179 essais de choc (plomb 6, essieux 10, acier et fer 163) ;

344 essais technologiques (forgeage 4, pliage 306, poinçonnage 24, emboutissage 10) ;

15 essais de cisaillement ;

24 essais de frottement ;

27 essais de dureté ;

Parmi les essais spéciaux qui ont été exécutés, le rapport annuel signale :

Des recherches sur la résistance des billes en acier ;

Des recherches sur la résistance à l'oxydation de divers fils d'acier ;

Des recherches sur diverses espèces de fonte ;

Des recherches sur l'effet de charges répétées trois mille fois (entre 8 et 30 kilog. par millimètre carré) sur les bronzes ;

Des essais de compression sur les bois, ayant pour objet de déterminer l'influence de l'humidité et de l'injection ;

Des essais de traction et de flexion sur l'aluminium ;

Des recherches sur les rivures au point de vue de la forme à donner au corps des rivets ;

Des recherches sur la pression à faire supporter aux tuyaux de caoutchouc armés de fil enroulé ;

Des recherches sur les bouteilles métalliques destinées à contenir des gaz fortement comprimés et sur leur mode de fermeture ;

Des recherches sur les cadres de bicycles ;

Des recherches ayant pour objet de fixer les prescriptions de police relatives à la construction des marches d'escalier en pierre artificielle. Des tronçons d'escalier comprenant six marches ont été essayés ; pour les escaliers en porte à faux, la marche inférieure seule est soutenue sur toute sa longueur ; les essais ont été effectués sous des charges croissantes, les installations sont disposées pour pouvoir atteindre la charge de 45 000 kilogrammes ;

La vérification de cinq machines à essayer, à la demande d'usines et d'administrations ;

Des expériences sur les effets des ruptures de tuyaux à acide carbonique comprimé à 60 atmosphères, enfouis sous terre.

La machine de 500 tonnes a été employée à des expériences sur des blocs de béton, à la compression d'une colonne de marbre, à un essai de rupture sur un câble métallique de 120 millimètres de diamètre, etc.

La section B (matériaux de construction) a reçu 403 demandes, qui ont donné lieu à 23 839 recherches ; les demandes émanent de 108 administrations et de 295 personnes privées ; elles sont originaires de tous les pays d'Allemagne, de plusieurs contrées de l'Europe (Autriche Belgique, France, Hollande, Roumanie, Russie, Suède) et même des États-Unis.

Les essais exécutés comprennent 16 952 opérations sur les mortiers et ciments et 6 887 essais de matériaux pierreux naturels ou artificiels.

La section C (papiers) a reçu 432 demandes d'administrations et 383 de personnes privées, qui ont donné lieu à 1 758 épreuves.

La division D (huiles) a exécuté 561 essais.

Laboratoire de M. Slaby. — Les recherches de M. Slaby sur les machines à gaz ont commencé en 1886 ; M. Slaby a publié en 1894 une première série de travaux sous le titre : *Calorimetrische Untersuchungen ueber den Kreisprozess der Gasmaschine*, in-4° 240 p. Berlin, Léonard Simion, 1894.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

L'extrait suivant, de la table des matières, servira d'indication sur le genre de recherches pratiquées dans ce laboratoire.

1. Puissance calorifique du gaz d'éclairage.
2. Produits de combustion, leur chaleur spécifique.
3. Dispositifs d'expérience et moyens de mesurage.
4. Frottement du piston.
5. Recherches sur l'influence de la vitesse du piston.
6. Période d'aspiration.
7. Vérification des indicateurs.
8. Période de compression.
9. Inflammation.
10. Détente.
11. Échappement.
12. Influence de la vitesse de piston sur le bilan calorifique.
13. Influence de la température des parois.

Le *laboratoire de machines* a été décrit par le professeur Josse dans un ouvrage récent (*Mittheilungen aus dem Maschinen-Laboratorium der Kgl. technischen Hochschule zu Berlin.* 1re livraison : 73 figures et 2 planches; 2e livraison : 39 figures (Munich et Leipzig, R. Oldenbourg); quelques-unes des recherches qui y ont déjà été effectuées sont rapportées dans la 2e livraison.

La création de ce laboratoire est due surtout à l'impulsion du professeur Riedler; sa construction avait été commencée en 1896, lorsque ce savant technicien lui fit don de plusieurs machines, d'une valeur globale de 150 000 francs environ. En même temps, la maison A. Borsig, de Berlin, offrit au nouvel établissement deux générateurs importants. Plusieurs machines, gracieusement fournies par diverses firmes, vinrent encore augmenter l'importance des installations projetées, et il fut décidé de les consacrer en partie à l'éclairage électrique de l'institut.

Le laboratoire, tout à fait distinct du *Mechanische technische Versuchsanstalt*, comprend un bâtiment de chaudières et une vaste halle de machines avec annexes. Les générateurs du chauffage, au nombre de sept, ont été concentrés dans la même salle que les trois chaudières nouvelles spécialement affectées aux expériences et à la production de la vapeur pour les machines.

Ces chaudières comprennent :

1. *Un générateur Lancashire*, de 80 mètres carrés, timbré à 12 kilogrammes;
2. *Un générateur à tubes d'eau, système Heine*, de 150 mètres carrés, timbré à 18 kilogrammes;
3. *Un générateur à tubes d'eau, système Heine*, de 50 mètres carrés, timbré à 10 kilogrammes;

A cette installation se trouvent annexés deux pompes d'alimentation à vapeur, des injecteurs, des réservoirs pour jauger l'eau d'alimentation, un réchauffeur, etc.

Les chaudières et leurs massifs sont disposés de manière à permettre les prises de gaz et les relevés de températures; sur le carneau de départ se trouve monté un appareil continu pour le contrôle des gaz (système Custodis à Dusseldorf). L'une des chaudières est chauffée par un gazogène (système Axdorfer), complètement fumivore; une autre est munie de l'appareil fumivore Froehlich.

Le surchauffeur Schwoerer, à foyer séparé, est établi à proximité des machines, comme il sera indiqué plus loin,

Une conduite de vapeur de 100 millimètres, pourvue de séparateurs d'eau, amène la vapeur de l'un ou l'autre des générateurs aux diverses machines en fonctionnement.

Dans les dépendances du bâtiment des chaudières se trouve un petit atelier de réparations avec moteur, transmissions, machines-outils, etc.

La salle des machines est une halle rectangulaire de $55^m,50$ de longueur sur 10 mètres de largeur, éclairée latéralement et par la toiture; elle est desservie par un pont roulant qui laisse une hauteur nette disponible de $6^m,20$ sous crochet. Une annexe rectangulaire de $20^m,00 \times 8^m,00$, établie sur l'un des longs côtés, renferme les locaux de service (professeur, assistants, machinistes), le dépôt d'instruments de précision, ainsi que les batteries d'accumulateurs très importantes demandées par l'éclairage. La grande halle est donc uniquement affectée aux machines; plusieurs moteurs très importants y sont montés d'une manière permanente sur fondations

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

spéciales, ils sont accouplés à des dynamos, à des pompes, etc.; toutefois, des grillages de fondation en fonte, plus ou moins analogues aux tables de grandes machines-outils, sont disposés à proximité pour recevoir des appareils quelconques à expérimenter, tels que pompes, cylindres soufflants ou compresseurs, moteurs hydrauliques, etc. Les bâtis de certains moteurs sont même conçus de manière qu'on puisse y appliquer divers cylindres moteurs ou opérateurs.

Les canalisations (vapeur, eau, air comprimé) sont groupées de part et d'autre de la halle, parallèlement à sa longueur, d'un côté pour l'arrivée, de l'autre pour le départ (ou pour l'échappement); des branchements établis de distance en distance permettent le raccordement avec diverses machines. Ces canalisations sont contenues dans des caniveaux recouverts de tôles carrelées amovibles partout où les conditions d'accès n'ont pas exigé d'autres dispositions.

Le laboratoire ainsi compris permet d'aborder des recherches extrêmement variées; à côté d'appareils fixes ou permanents, c'est une halle de montage qui permet la fixation facile de toutes les machines possibles, et leur raccordement avec les canalisations qui leur sont propres.

Les machines motrices sont chargées au moyen de pompes, de compresseurs, de dynamos, et produisent, sous différentes formes, de l'énergie utilisable pour actionner d'autres moteurs importants, jusqu'à concurrence de plusieurs centaines de chevaux.

Le plan suivi à Berlin est celui qui paraît le mieux adapté à un laboratoire établi sur une aussi grande échelle, et où l'on s'est proposé, en même temps qu'un but d'enseignement, d'aborder en grand des recherches ou des essais qui sont demandés par l'industrie privée.

Les machines sont ici très puissantes et d'une extrême variété, comme on en jugera par leur nomenclature ci-après.

MOTEUR A VAPEUR. — 1. *Moteur à vapeur à quadruple expansion*, de 220 chevaux (don du professeur Riedler), type marin à quatre cylindres montés deux à deux en tandem, construit par la société Vulkan de Stettin. Pression de marche jusqu'à 18 kilogrammes; diamètres : 225, 335, 480, 685 millimètres; course commune : 500 milllimètres; tiroirs cylindriques au premier et au deuxième cylindres, tiroirs plans aux troisième et quatrième; commande elliptique Klug; régulateur Proell, agissant par servo-moteur hydraulique; condenseur par surface à circulation indépendante, par pompe à vapeur *duplex*, pompe à air actionnée par balancier; vitesse, 180 révolutions par minute, fonctionnement possible à triple ou à double expansion par suppression des deux premiers cylindres.

Cette machine est chargée par une dynamo à courant continu dont l'armature est directement montée sur l'arbre; pendant les recherches, la résistance est fournie par une batterie de lampes. La vapeur est pesée à la sortie du condenseur par surface. Ce moteur peut être alimenté à la vapeur surchauffée, bien que ce genre de recherches soit plus particulièrement praticable sur le moteur décrit au numéro suivant.

2. *Moteur à triple expansion, de 150 chevaux*, construit par la Société de Gorlitz, à trois cylindres, dont deux horizontaux en *tandem*, avec distribution Collmann à soupapes et un cylindre vertical avec distribution par tiroir; les bielles agissent sur un même coude; pression de marche : 12 kilogrammes, diamètres : 270, 430, 675 millimètres, course : 500 millimètres; 150 révolutions par minute, pouvant s'élever à 170; conditions de marches variées; échappement à l'atmosphère ou dans un condenseur central indépendant, avec pompe de circulation centrifuge actionnée par électro-moteur; pompe à air *simplex* de Blake.

Cette machine peut fonctionner à la vapeur surchauffée, soit au premier cylindre seul, soit au premier et au second; le surchauffeur Schwœrer comprend deux groupes de tuyaux indépendants à des pressions différentes, chauffés par les deux parcours successifs des gaz d'un même foyer.

L'arbre est prolongé pour l'application de la charge; il porte à son extrémité l'armature d'une dynamo à courant continu contribuant à former volant et qui peut absorber tout le travail moteur; il suffit de relever les balais de la dynamo pour la rendre inactive et laisser la puissance disponible pour un autre usage. L'arbre porte encore, entre le moteur et la dynamo, un coude tournant entre les paliers d'un bâti horizontal, sans destination déterminée, sur la collerette duquel on peut boulonner des cylindres divers, voire même des cylindres à vapeur spéciaux.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Cette machine sert à des recherches thermiques, à des essais de rendement organique, etc.

3. *Moteur compound horizontal, de 60 chevaux,* construit par la Société Vulkan (don du professeur Riedler). Cylindres de 340 et 530 millimètres de diamètre, avec 500 millimètres de course; pression : 10 kilogrammes; 60 à 100 révolutions; distribution Rider au petit cylindre, tiroir plan au grand cylindre.

Ce moteur actionne une pompe de pression à pistons différentiels par le prolongement de la tige du petit piston, tandis que l'autre tige attaque la pompe à air; le condenseur peut être enlevé et remplacé par tout autre appareil, l'échappement se faisant alors à l'atmosphère.

4. *Locomobile compound, à condensation, de 40 chevaux* (don de la maison R. Wolf, à Magdebourg). Chaudière tubulaire à foyer intérieur, à faisceau amovible; cylindres de 175 et 320 millimètres de diamètre et 320 millimètres de course; timbre : 10 kilogrammes, distribution de Rider au petit cylindre, tiroir Trick au grand; 135 révolutions.

5. *Machine compound verticale à grande vitesse* (don du professeur Riedler), du type des moteurs d'éclairage employés à bord par la Société Vulkan. Fonctionnement à 10 kilogrammes, 400 révolutions; cylindres de 200 et 350 millimètres de diamètre, 160 millimètres de course; tiroir cylindrique à la haute pression, tiroir Trick plan à la basse pression; force; 40 chevaux.

Ce moteur est amovible et peut-être installé en un point quelconque du laboratoire, les canalisations sont raccordées par tuyaux flexibles.

6. *Machine monocylindrique à soupapes, de 40 chevaux.*

7. *Machine monocylindrique, à distribution Meyer, de 8 chevaux.*

8. *Trois pompes à vapeur à action directe.*

MACHINES HYDRAULIQUES ÉLÉVATOIRES. — 9. *Une pompe à pistons plongeurs différentiels,* actionnée par le moteur 3, admettant des soupapes automatiques et des soupapes commandées, munie d'un réservoir d'air dans lequel l'air est renouvelé par un compresseur à vapeur Westinghouse, à action directe; la pression peut s'élever jusqu'à 25 kilogrammes; la hauteur est produite par un jeu de diaphragmes percés en acier trempé, placés dans une boîte après le réservoir d'air; l'eau retourne à l'aspiration, elle s'échauffe lentement par l'action continue de l'étranglement, mais l'élévation de température est rendue insensible par la grande capacité du puisard. L'air qui s'accumule dans le réservoir d'aspiration peut être enlevé par une communication avec le condensenr.

Cette pompe est disposée pour des recherches de rendement volumétrique et mécanique, l'étude de fonctionnement des soupapes, etc.

10. *Pompe centrifuge,* actionnée par un électro-moteur.

11. *Pompe Mammouth* (émulseur à air comprimé), installée sur un forage de 30 mètres de profondeur, tubé à 156 millimètres de diamètre; le niveau est maintenu à 4 mètres sous le sol.

12. *Diverses pompes.*

MOTEURS HYDRAULIQUES. — 13. *Un moteur à piston de Riedler* (don du professeur Riedler), à deux pistons différentiels, actionnant des manivelles à angle droit; ce moteur est à introduction variable, dépendant d'un régulateur à servo-moteur hydraulique.

14. *Une roue Pelton.*

MACHINES PNEUMATIQUES. — 15. *Un cylindre soufflant* (don du professeur Riedler), à appliquer au bâti du moteur 2; les deux faces du piston peuvent fonctionner séparément; pour l'une des faces, les obturateurs sont commandés; l'espace nuisible peut être modifié par le déplacemeut du piston, le jeu entre piston et couvercle varie de 1 à 30 millimètres. Diamètre du piston, 850 millimètres; course, 500 millimètres; pression variable de 0^k,600 à 1 kilogramme; vitesse jusqu'à 120 tours par minute, l'air est refoulé par une longue conduite à un réservoir de 16 mètres cubes.

16. *Un compresseur à vapeur Westinghouse.*

17. *Un ventilateur centrifuge* actionné par électro-moteur.

18. En projet : *un compresseur compound* en liaison avec un aéro-moteur qui sera l'une des

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

machines du laboratoire; le surchauffeur Schwoerer sera employé pour chauffer l'air avant son admission au moteur.

INSTALLATIONS ÉLECTRIQUES. — Ces installations ne doivent pas servir aux mêmes fins que celles d'un laboratoire d'électricité proprement dit, les dynamos y sont employées pour charger les moteurs, le courant produit actionne des électro-moteurs pour la commande de diverses opérations mécaniques. Ces électro-moteurs, dont le rendement est mesuré au préalable pour divers régimes, servent en même temps de dynamomètres.

Le courant engendré pendant les expériences de moteurs à vapeur peut être dirigé dans le réseau de l'éclairage, ou charger une importante batterie d'accumulateurs, ou passer dans une résistance formée de lampes à incandescence qui peut absorber jusqu'à 200 chevaux, et qu'on peut faire varier de 5 chevaux à la fois au moyen d'un commutateur.

TRANSPORTS DE FORCE. — Les installations permettent d'étudier les divers systèmes de transport de l'énergie au moyen de la vapeur, de l'air comprimé, de l'eau sous pression et de l'électricité. Les comparaisons sont facilitées par le fait que le moteur à vapeur à triple expansion peut engendrer l'énergiesous diverses formes.

ESSAIS DIVERS POUR L'INDUSTRIE PRIVÉE. — Les deux grands générateurs peuvent fournir collectivement 4000 kilogrammes de vapeur à l'heure à la pression de 2 kilogrammes, ce qui rend possible l'essai de machines modernes jusqu'à 600 chevaux de puissance. Les dynamos fonctionnant en parallèle avec la batterie d'accumulateurs peuvent fournir environ 400 chevaux aux bornes d'une réceptrice. Les accès du laboratoire, ses moyens de levage, les dispositions prévues pour les fondations et les canalisations permettent le montage très rapide de machines quelconques dans un but d'expérimentation industrielle ou de recherches scientifiques.

Quoique récentes, les installations ont déjà permis d'entreprendre une série d'essais sur des machines importantes, et notamment :

1° Une machine combinée à vapeurs d'eau et d'acide sulfureux (brevet Behrend et Zimmermann). Le système a pour objet d'élever le rendement thermique de la machine à vapeur par l'abaissement de la température inférieure du cycle, il est basé sur la même idée que la machine à vapeurs d'eau et d'éther essayée en France avec un succès relatif par Du Trembley, vers 1840;

2° Plusieurs pompes de mines à grande vitesse, actionnées par électro-moteurs et par moteur à vapeur;

3° Un compresseur d'air à marche rapide ;

4° Un élévateur à émulsion d'air.

Il est essentiel de remarquer que si de pareilles recherches sont à la rigueur possibles dans les ateliers privés, elles peuvent être entreprises d'une manière bien plus complète dans un laboratoire qui dispose de moyens de contrôle beaucoup plus parfaits et d'un personnel exercé.

Le laboratoire de machines de Berlin est donc appelé non seulement à rendre à l'industrie les services indirects que l'on peut attendre du perfectionnement des méthodes d'enseigner, mais à concourir directement à l'œuvre des constructeurs et des inventeurs.

Le personnel comprend, outre le professeur directeur, un ingénieur, un contremaître-chauffeur, quatre chauffeurs, un chef-machiniste, trois machinistes, trois mécaniciens, un électricien et un aide électricien pour le service de l'éclairage.

EMPLOI DU LABORATOIRE POUR L'ENSEIGNEMENT. — Les exercices sont répartis sur la 2e et la 3e année d'études de la section des ingénieurs mécaniciens; ils comprennent sommairement :

EN 2e ANNÉE : A. — *Des recherches sur les éléments des machines* (essais de joints et bourrages, vérifications de manomètres et d'indicateurs, rendement de transmissions par courroies, engrenages, etc.).

B. — *Des recherches élémentaires sur le fonctionnement des machines* (démontage et remontage, rendement au frein d'électro-moteurs et petites machines à vapeur, rendement de petites pompes, expériences sur les ventilateurs, pompes centrifuges, roue Pelton, maniement des compteurs de tours, tachymètres, anémomètres, indicateurs, réducteurs de course, etc.).

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

En 3e année : *La chaudière à vapeur* (combustion, analyse des gaz, pouvoir calorifique, températures et tirage, service de l'alimentation, foyers fumivores et gazogènes, vaporisation, pertes dues aux conduites, etc.).

La machine à vapeur (démontage et remontage, réglage de tous systèmes de distribution, condensation, essais de machines mono- et poly-cylindriques, avec ou sans condensation, avec ou sans surchauffe, étude calorimétrique des essais, influence des enveloppes, essai du titre de la vapeur, régularisation).

Les machines élévatoires (fonctionnement des pompes, recherches sur les pompes de distribution, rendements volumétrique et mécanique à différentes vitesses, à diverses hauteurs d'aspiration et de refoulement, diverses soupapes automatiques ou commandées, diagrammes de levée des soupapes; mêmes essais pour pompes de pression, pompes diverses).

Les moteurs hydrauliques.

Les machines à air (ventilateurs centrifuges, compresseur simple et compound, avec ou sans injection d'eau, avec ou sans enveloppe réfrigérante, avec injection au réservoir intermédiaire, machine soufflante avec différentes soupapes et distributions, compresseur d'air Westinghouse).

III. **Kœnigliche technische Hochschule, Munich.** — Cette école dispose de deux laboratoires; le plus ancien, fondé en 1891, est relatif à la résistance des matériaux; le second, établi en 1876 par le professeur Linde, et depuis longtemps dirigé par le professeur Schroeter, est consacré à l'étude des machines. Il renfermait une machine à condensation monocylindrique Sulzer et un petit moteur à distribution Rider; son outillage a reçu les importants compléments qui suivent :

1. Une machine à vapeur de 70 chevaux, à 160 révolutions, fonctionnant avec ou sans surchauffage, et actionnant directement une dynamo;
2. Une chaudière à tubes d'eau système Durr, de 40 mètres carrés de surface de chauffe;
3. Un moteur à pétrole Diesel, de 10 chevaux, avec frein électro-magnétique de Rieter.

IV. **Kœnigliche Württembergische technische Hochschule, Stuttgart.** — Deux laboratoires ont été installés par le professeur C. Bach; le premier, pour la résistance des matériaux, a été ouvert en 1884, il se trouve dans les locaux de l'École, et comprend :

1. Une machine horizontale de Werder, de 60 000 kilogrammes, pour essais de traction, compression, flexion et torsion;
2. Une machine de 1 200 kilogrammes, pour épreuves de fils à la traction;
3. Une machine verticale de 50 000 kilogrammes pour essais de traction et compression;
4. Une machine verticale de 30 000 kilogrammes pour essais de compression;
5. Une machine verticale pour essais de compression jusqu'à 15 000 kilogrammes;
6. Une machine pour traction et torsion;
7. Les installations pour essais de ciment, pierres, etc.;
8. Un atelier mû par moteur à gaz et comprenant 2 machines à raboter, 1 étau-limeur, 2 fraiseuses, 1 foreuse.

Le laboratoire de machines a été inauguré en 1886, dans les locaux de l'école, il comprenait alors :

1. Une machine à vapeur compound de 60 chevaux, à condensation par injection ou par surface;
2. Une chaudière à vapeur et accessoires.

Un bâtiment spécial, commencé en 1898 et sur le point d'être terminé, est destiné à abriter le laboratoire de machines, dont le matériel est complété comme il suit :

3. Un moteur à vapeur de 150 chevaux, à triple expansion, à 4 cylindres, avec condensation par surface ou par injection;
4. Un moteur à vapeur surchauffée de 50 chevaux, et accessoires;
5. Trois chaudières à vapeur;
6. Un moteur de 8 chevaux à gaz de ville;
7. Un moteur de 25 chevaux à gaz pauvre, avec gazogène;

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

8. Une installation de pompes.

Des turbines seront montées dans l'avenir.

La dépense de premier établissement pour le nouveau laboratoire s'élève à 625 000 francs, dont la moitié a été absorbée par les constructions; l'outillage établi antérieurement avait coûté environ 100 000 francs.

Indépendamment du rôle qu'ils sont appelés à remplir dans l'enseignement, et qui a été développé dans le cours du rapport, ces laboratoires sont aussi destinés à exécuter des recherches pour l'industrie; ils ont été le point de départ de travaux importants et variés, publiés pour la plupart dans le recueil des ingénieurs allemands depuis l'année 1881; ces mémoires ont été réunis en un volume séparé, publié par le professeur C. Bach, à l'occasion du 20e anniversaire de la section wurtembergeoise de l'Union des Ingénieurs allemands en 1897 (*Abhandlungen und Berichte*, etc., in-4°, 294 p. — Stuttgart, Arnold Bergstraesser, 1897). Nous en donnons ci-après le sommaire : Résistance et allongement des courroies en cuir. — Résistance du plomb à la compression. — Élasticité des courroies et des câbles de transmission. — Recherches sur les mouvements des soupapes automatiques des pompes. — Élasticité des courroies en tissus de coton imprégnés. — Théorie de la flexion envisagée pour la fonte de fer. — Résistance à la flexion de la fonte. — Recherches sur la résistance à la torsion. — Recherches sur la résistance des plaques de forme plane. — Sur le calcul des couvercles de boîtes à tiroirs. — Recherches sur la résistance des rivures au glissement. — Sur la résistance des parois planes entretoisées. — Sur les changements de forme des galets et rails de roulement. — Sur le calcul des parois planes de chaudières consolidées par tirants ou entretoises. — Recherches faites à l'arsenal impérial de Dantzig, de 1887 à 1892, sur la résistance des tubes-foyers. — Un point faible de nos chaudières. — La résistance au glissement des rivures à la main et des rivures mécaniques. — Déformations (dépressions et bosses) des parois cylindriques de chaudières à la suite de surchauffages. — Influence du matage des tôles et des têtes de rivets sur la résistance au glissement des assemblages rivés. — Recherches sur l'élasticité du béton. — Recherches sur la résistance à la traction et à la torsion simultanées des vis en fer et en fer homogène. — L'explosion des bouteilles à acide carbonique et ses causes. — Recherches sur l'élasticité et la résistance à la compression de corps en mortier de ciment et béton de ciment. — Résistance et élasticité du granit par traction, compression, flexion, et cisaillement. — Discussion sur la loi reliant la tension élastique à la déformation pour différents corps.

Le professeur Bach a continué d'importantes recherches expérimentales sur les fonds emboutis.

V. **Kœnigliche Technische Hochschule, Hanovre.** — Le laboratoire, qui comprenait un noyau de machines déjà anciennes, vient d'être agrandi et complété, et forme en réalité un établissement nouveau pour lequel une somme de 150 000 francs a été dépensée; il est exclusivement destiné à l'enseignement et aux recherches scientifiques, et n'exécute pas de recherches pour le public. Ce laboratoire comprend 6 salles en rez-de-chaussée, ayant ensemble 740 mètres carrés de surface utile; il est placé sous la direction du professeur F. Frese, qui en a publié récemment une description très complète (Zeitschrift des Vereines D. I., 17 et 24 février 1900 et *Bulletin de la Société d'Encouragement pour l'industrie nationale*, mars 1900, p. 487.) La disposition générale de ce laboratoire et de ses machines est donnée par la figure 1 et sa légende.

Les transmissions sont étudiées pour se prêter à des essais dynamométriques.

On trouve dans ce laboratoire une installation de Julius Pintsch, de Berlin, pour la vérification des compteurs, qui jouent un rôle important dans les recherches sur l'écoulement de l'air par orifices et ajutages. Le pulsomètre est disposé en vue de recherches scientifiques, il porte des appareils autographiques pour recueillir la loi des pressions dans les chambres, etc. La pompe différentielle est disposée en vue de répéter les expériences de Bach sur le fonctionnement des soupapes, elle est à course et vitesse variables; des douilles d'indicateur existent en six endroits pour la prise de diagrammes.

Les exercices de laboratoire sont répartis entre la 3e et la 4e année d'études; ils comportent une heure de leçon par semaine ainsi que quatre heures d'exercices en hiver et huit heures d'exer-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

cices en été. Ils se font sous la direction du professeur et de trois assistants. La première année

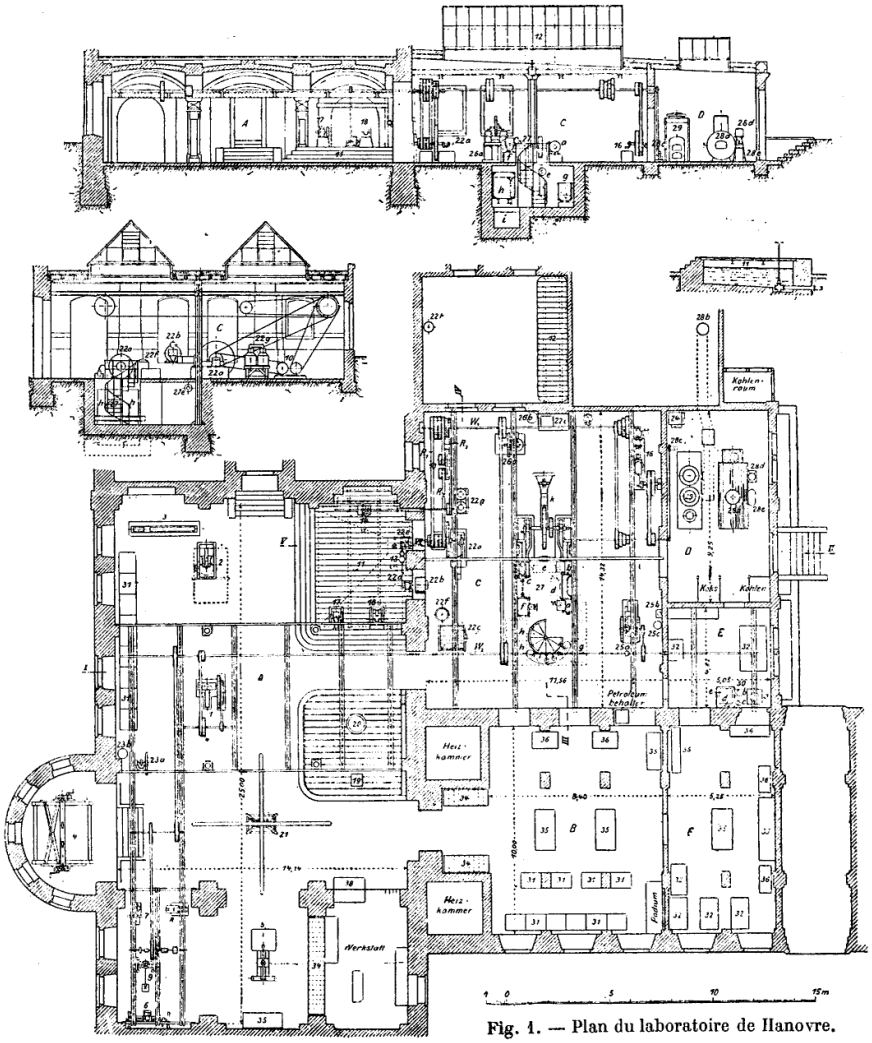


Fig. 1. — Plan du laboratoire de Hanovre.

1. Machine pour l'essai des matériaux *Schench*, 50 tonnes; 2. Machine pour l'essai des matériaux *Tarnogrocki*, 10 tonnes 3. Machines pour l'essai des matériaux *Lenner*, 3 tonnes; 4. Charpente pour l'essai des crics et des moufles; 5. Appareil pour l'essai des vérins; 6. Tour parallèle; 7. Étau laminoir; 8. Fraiseuse; 9. Dynamomètre de transmission *Butchelder;* 10. Dynamomètre de transmission *Rieter;* 11. Réservoir d'eau en maçonnerie de 30 mètres cubes; 12. Réservoir d'eau en tôle de 20 mètres cubes; 13. Compteur d'eau; 14. Pompe rotative; 15. Pulsomètre; 16. Pompe différentielle; 17. Roue *Pelton;* 18. Machine à eau sous pression de *Schmid;* 19. Déversoir *Weisbach* pour l'écoulement des liquides; 20. Appareil pour l'écoulement des gaz; 21, Tarage des anémomètres; 22. Moteur à gaz : *a*, moteur de 8 chevaux; *b*, compteur de précision pour le gaz; *c*, compteur de précision pour l'air; *d*, ventilateur *Root;* *e*, roue *Pelton;* *f*, gazomètre; *g*, refroidissement; *h*, pot d'échappement, *i*, table pour le calorimètre *Junher*, etc.; 23, *a*, machine à gaz, atmosphérique; *b*, mesure de l'eau de refroidissement; 24. Compteur pour le moteur à gaz; 25. *a*, moteur à pétrole de 3 ,5; *b*, mesure du pétrole; *c*, mesure de l'eau de refroidissement; 26. *a*. machine à air chaud *Rider* de 1 cheval; *b*, mesure de l'eau de refroidissement; 27. Machine à vapeur : *a b c*, cylindre à haute, moyenne et basse pression; *d e*, réservoir; *f*, pompe à air du condensateur; *g*, récipient pour l'eau des purges; *h*. mesure de l'eau de condensation; *i* écoulement du condensateur; *k*. frein; 28. Chaudières : *a*, chaudières; *b*, cheminées; *c*, pompe alimentant; *d*, mesure de l'eau d'alimentation; *e*, échappement de la pompe alimentaire; 29. Surchauffeur; 30, Tarage des indicateurs; *a*, chaudière; *b*, cylindre à eau sous pression; *c*, réservoir à mercure; *d*, échelle et manomètre à mercure; *e*, sortie du mercure; 31. Table pour les étudiants; 32. Table pour les professeurs; 33. Table pour le calorimètre *Junher*, etc.; 34. Armoires pour les étudiants; 35. Armoires pour les instruments; 36. Armoires pour les notes et les registres, etc.

est consacrée aux machines élévatoires diverses, aux machines hydrauliques, anémomètres,

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

dynamomètres et à la résistance des matériaux. La dernière année est employée aux travaux pratiques sur les machines motrices calorifiques.

Le caractère spécial de ce laboratoire est de réunir un très grand nombre de moyens de recherche sur une échelle modeste et dans un espace restreint.

VI. **Grossherzogliche technische Hochschule, Darmstadt.** — Cette école possède un laboratoire pour la résistance des matériaux, dirigé par le professeur Berndt; un laboratoire de machines qui sert en même temps d'installation centrale d'éclairage et de chauffage a été établi en 1895, il est dirigé par le professeur Gutermuth; enfin, un laboratoire d'hydraulique, qui sera dirigé par le professeur Pfarr, est en voie d'installation.

Le laboratoire de machines occupe un bâtiment spécial en rez-de-chaussée; il comprend les chaudières, machines et dynamos pour l'éclairage et le chauffage, une batterie d'accumulateurs, un atelier et un dépôt de charbon; la chaufferie mesure $14^{m},80$ de largeur sur $16^{m},26$ de profondeur, la salle de machines mesure 8 mètres de largeur et a la même profondeur que la chaufferie.

Il y a trois chaudières de 80 mètres carrés de surface de chauffe chacune (à tubes d'eau, Cornouailles, Lancashire à tubes Galloway) disposées pour des essais comparatifs; chacune d'elles peut être alimentée par injecteur ou par l'une des trois pompes à vapeur disposées à cette fin. L'eau de condensation des conduites de chauffage est ramenée dans des réservoirs et utilisée pour l'alimentation. Les installations de chauffage elles-mêmes sont de différents systèmes et se prêtent aux expériences.

Le moteur à vapeur principal est compound horizontal, et développe 100 chevaux à 110 révolutions; la distribution du cylindre à haute pression est à soupapes; celle du cylindre à basse pression est à valves Corliss. Le moteur est disposé dans toutes ses parties en vue des expériences; l'échappement peut être dirigé dans l'atmosphère en traversant un réchauffeur, ou être employé au chauffage, le fonctionnement peut aussi avoir lieu à condensation par injection ou par surface.

Les machines pour l'essai des matériaux et les moteurs à gaz (ceux-ci de divers systèmes, et au nombre de 4) occupent une salle séparée dans le soubassement du corps principal de bâtiments.

VII. — **Polytechnikum, Zurich.** — Le laboratoire pour l'essai des matériaux, sous la direction du professeur Tetmajer, existe depuis 1880. Le laboratoire de machines vient d'être complètement réorganisé. Les chaudières et machines ont été établies de manière à former une usine centrale d'éclairage et de chauffage pour les locaux anciens et nouveaux; le nouveau laboratoire comprend aussi la division électro-technique. Les installations mécaniques sont dirigées par les professeurs Stodola et Präsil; on en trouvera ci-après une analyse sommaire.

A. — MACHINES THERMIQUES. — *a. Moteurs à vapeur et accessoires.* — 1. Une machine horizontale à triple expansion, de 120 chevaux, à 3 cylindres agissant sur 3 manivelles, pouvant fonctionner simple et compound, avec ou sans condensation; les manivelles peuvent être calées sous divers angles; les systèmes de distribution sont différents aux divers cylindres. Il y a un volant séparé pour le frein; la machine actionne, par une transmission à corde, une poulie qui peut être embrayée sur la transmission principale;

2. Un moteur vertical développant 40 chevaux normalement, avec régulateur d'arbre et à tiroir cylindrique, se prêtant à des essais de régularité. Cette machine peut fonctionner comme appareil de secours pour l'éclairage, et développer jusqu'à 100 chevaux;

3. Un moteur vertical, à grande vitesse, de 10 chevaux;

4. Une turbine à vapeur de Laval;

5. Un condenseur à surface, avec pompe à air à vapeur, fonctionnant comme condensation centrale pour tous les moteurs;

6. Un condenseur-éjecteur;

7. Une pompe de circulation à vapeur Worthington. — Un pulsomètre;

8. Un réfrigérant d'eau de condensation.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

b. Chaudières et accessoires. — 9. Une chaudière à tubes de fumée, avec réchauffeur, de 30 à 40 mètres carrés de surface de chauffe, timbrée à 12 atmosphères;

10. Une chaudière à bouilleurs de 70 mètres carrés, timbrée à 12 atmosphères;

11. Une chaudière horizontale à tubes d'eau, timbrée à 20 atmosphères;

12. Une petite chaudière verticale (type de pompe à incendie), fournissant de la vapeur séparément aux petits moteurs ;

13. Un surchauffeur Schwoerer à employer avec la chaudière 10.

14. Deux petites pompes d'alimentation à vapeur;

15. Deux injecteurs;

16. Une installation pour le chauffage au pétrole à appliquer à l'une des chaudières;

17. — — au combustible pulvérulent;

18. Un appareil de chauffage mécanique;

19. Une installation pour le chauffage à tirage forcé;

20. Les accessoires.

c. Moteurs à gaz et à pétrole. — 21. Un moteur à gaz de 5 chevaux;

22. Un moteur à pétrole de 5 chevaux;

23. Compteur de gaz et d'air.

d. Tuyaux et conduites. — Ceux-ci forment un réseau compliqué, disposé de manière à permettre l'alimentation de l'un quelconque des moteurs au moyen des divers générateurs. L'échappement des machines peut se faire à l'air libre, ou être dirigé vers le condenseur à surface, ou vers le condenseur-éjecteur, ou dans les canalisations de chauffage.

B. — Section d'hydraulique et compresseur d'air. — Pour les moteurs hydrauliques, en vue d'obtenir une pression constante indépendante de celle de la distribution d'eau, on a installé un réservoir à grande hauteur (au moins 40 mètres), dans lequel l'eau est relevée par des pompes et autres moyens dépendant du laboratoire. Pour alimenter les turbines à basse pression, un second réservoir a été établi donnant une chute de 5 mètres. Les appareils proprement dits comprennent :

24. Une turbine à basse pression d'environ 800 millimètres de diamètre, avec divers appareils injecteurs et roues de rechange.

25. Une turbine à haute pression, munie d'installations spéciales pour recherches sur la régularisation. — Divers régulateurs à servo-moteurs hydrauliques et mécaniques, volants de masse variable, réservoir d'air;

26. Une turbine à haute pression, de Girard;

27. Un frein régulateur pour les diverses turbines;

28. Une pompe jumelle, actionnée par la transmission principale, munie de soupapes échangeables de divers genres, et admettant des soupapes commandées;

29. Un réservoir d'air, tant pour la pompe que pour la turbine 25;

30. Une pompe centrifuge;

31. Un compresseur d'air et transmission à l'air comprimé;

32. Un ventilateur centrifuge;

33. Des appareils à jet concourant avec la pompe 28 à relever l'eau motrice pour les turbines à basse pression. Un réseau de conduites reliant les réservoirs, turbines, pompes, etc., se prêtant à de nombreuses combidaisons.

C. — Section électro-technique. — 34 à 39 (Pour mémoire);

D. — Transmissions et grues. — Les transmissions sont disposées de manière à servir d'objets de recherche ; elles comprennent :

40. Une ligne principale placée assez bas pour un facile accès, commandée à une extrémité par les machines à vapeur, et distribuant la force aux divers points de sa longueur aux dynamos, pompes, etc., au moyen d'embrayages à friction;

41. La transmission secondaire, à grande vitesse, est actionnée par les petites machines à vapeur et les moteurs à gaz. Des dynamomètres d'Amsler peuvent être appliqués aux divers accouplements pour des recherches de rendement, etc. ;

42. Un grue roulante électrique de 10 tonnes, et de $10^{m},50$ de portée, desservant la halle centrale des machines;

43. Des grues à bras, palans, palans à vis.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

E. — Instruments et appareils de mesurage. — Ils comprennent les freins, dynamomètres, une colonne mercurielle établie dans la tour du résevoir, les installations pour calibrer les moulinets de Woltmann, anémomètres, les appareils pour l'analyse du gaz, calorimètres, indicateurs de tirages, dasymètre, etc., etc.

F. — Chauffage, ventilation et atelier. — Les installations de chauffage sont conçues pour les divers locaux d'après des systèmes différents (eau, vapeur); les canalisations de vapeur sont disposées de manière à admettre, en été, la circulation d'un liquide refroidi par machine à glace (en projet), en vue d'étendre l'outillage expérimental et de multiplier les objets de recherche.

L'atelier est prévu pour servir surtout aux réparations et aux travaux divers que nécessite la préparation des expériences.

Coût d'installation. — Outillage.

Moteurs à vapeur (nos 1 à 8)	78 300 francs.
Chaudières et accessoires (nos 9 à 20)	40 900 —
Moteurs à gaz et à pétrole (pour mémoire); ces appareils ont été repris dans les collections préexistantes.	
Tuyauteries	18 000 —
Hydraulique, etc. (nos 24 à 33)	56 100 —
Tuyauterie et conduites	27 000 —
Division électrique (nos 34 à 39)	57 000 —
Transmissions et grues (nos 40 à 43)	36 000 —
Instruments et appareils de mesurage	30 000 —
Chauffage, ventilation, atelier	10 000 —
Transport et montage	35 000 —
Fondations et massifs de chaudières	18 000 —
Divers et imprévus	18 700 —
Total	425 000 —

Budget des dépenses annuelles (prévisions).

Concierge, nettoyage des locaux, entretien du mobilier		4 000 francs.
Personnel (assistants supplémentaires)	3 200 francs.	
Premier et second machinistes	4 700 —	
Un chauffeur diplômé	2 000 —	
Un second chauffeur et un nettoyeur	3 600 —	
		13 500 —

Matières (il est rappelé que l'installation sert à l'éclairage et au chauffage de l'école).

Charbon	9 900 francs.	
Huiles et déchets	900 —	
Gaz et pétrole	1 500 —	
Eau	1 200 —	
Entretien (y compris celui de la batterie d'accumulateurs)	6 500 —	
Matières pour l'atelier	1 200 —	
		21 200
Total		38 700 francs.

N. B. — Ces prévisions sont dépassées.

Les bâtiments ont occasionné une dépense de plus de 800 000 francs, mais ils comprennent plusieurs salles de cours et de dessin.

VIII. — **Écoles spéciales annexées à l'Université de Liège.** — Le laboratoire a été fondé par M. Dwelshauvers-Dery, professeur de mécanique appliquée et de physique indus-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

trielle[1]; le moteur à vapeur monocylindrique, de 300 millimètres de diamètre et 600 millimètres de course, a été construit en 1880; sa distribution a été modifiée depuis, et il a été muni d'un condenseur à surface. Cette machine est décrite, ainsi que tous les appareils qui s'y rattachent, dans un volume ayant pour titre : *Données relatives à la machine à vapeur*, par *V. Dwelshauvers-Dery*. (Liège, Desoer, 1897.)

Le laboratoire de Liège a été installé vers la fin de 1893; il a été employé depuis lors pour l'enseignement. On trouvera dans un ouvrage récent de M. Dwelshauvers-Dery (*Documents sur le Laboratoire de mécanique de l'Université de Liège et sur l'Enseignement qui y est donné.* Liège, Desoer, 1900), des renseignements circonstanciés sur le fonctionnement de cette institution et sur les travaux qui y ont été accomplis, travaux dont voici l'indication sommaire.

1. Essais montrant l'économie due à l'emploi des enveloppes de vapeur et à la détente plus ou moins prolongée.
2. Économie due à la purge de la chapelle, et à celle de l'emploi de la surchauffe et de l'enveloppe.
3. Vérification de l'équivalent mécanique de la chaleur au moyen du frein de la machine.
4. Étude de huit essais de machine à vapeur.
5. Études expérimentales sur la compression de la vapeur dans l'espace mort.

IX. — **École polytechnique annexée à l'Université libre de Bruxelles.** — Le laboratoire doit comprendre un atelier de machines-outils, des appareils pour l'essai des matériaux et des machines thermiques. Jusqu'ici, l'installation comprend une machine à vapeur monocylindrique de 80 chevaux, à distribution Corliss, alimentée par un générateur Babcock et Wilcox; elle est en fonctionnement depuis deux ans.

X. — **Écoles spéciales annexées à l'Université de Gand.** — Ces écoles comprennent plusieurs divisions; c'est aux ingénieurs-mécaniciens que s'adressent les exercices de laboratoire dans leur ensemble, tandis que les ingénieurs civils ont à s'appliquer surtout aux expériences d'élasticité et d'hydraulique.

Les travaux du laboratoire ont été commencés en 1883; ils ont été interrompus à leur début, et n'ont été repris qu'en 1894, pour être poursuivis depuis lors avec beaucoup de lenteur. Le programme en avait été arrêté en 1881-82, en ce qui concerne l'hydraulique et la résistance des matériaux, par feu E. Boudin, inspecteur général des ponts et chaussées, qui professait alors ces cours. Ce savant, à qui on doit de belles recherches théoriques sur l'axe hydraulique des cours d'eau, avait projeté de faire des expériences sur les canaux à ciel ouvert, au moyen de volumes relativement considérables; cette circonstance a décidé du choix de l'emplacement du laboratoire, qui aurait pu autrement être logé avec avantage dans les dépendances des bâtiments universitaires.

Il existe entre le canal de la Pêcherie et le bas Escaut une dénivellation variable suivant les époques et les heures de marée, et qui permettrait de réaliser les dispositifs d'expérimentation projetés; un aqueduc de prise d'eau de 1 000 mètres environ de longueur, en béton de ciment comprimé, composé de deux corps ovoïdes ayant ensemble $1^{m2},50$ de section, a été construit en 1885 pour amener l'eau du canal de la Pêcherie dans un bassin situé à l'un des angles du terrain du laboratoire. Les choses en sont restées là en ce qui concerne cette installation; il a été jugé préférable de consacrer les ressources à des objets moins spéciaux, à l'exemple de ce qui a été fait partout depuis lors. Ces premiers travaux ont été exécutés sur les plans de M. Wolters, inspecteur général des ponts et chaussées.

En 1890, l'auteur de ce rapport a été chargé de dresser les plans et devis des constructions

1. Voir p. 83. M. Dwelshauvers-Dery a publié dans le *Génie civil* (t. XVIII, 1890-91), sous le titre : *Les laboratoires de Mécanique et les Écoles techniques supérieures*, une série d'articles que l'on consultera utilement. Voir aussi la *Revue générale des Sciences pures et appliquées*, 15 juin 1891.

Le même auteur a publié, en collaboration avec M. Julien Weiler, un volume intitulé : *Enquête sur l'Enseignement de la Mécanique* (Liège, Nierstrasz, 1893), dans lequel sont recueillis les avis d'un grand nombre de personnes sur l'utilité des laboratoires.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

et de l'outillage à installer pour la résistance des matériaux et les machines. Les adjudications et les livraisons ont été retardées par diverses causes, dont la plus importante fut l'hésitation

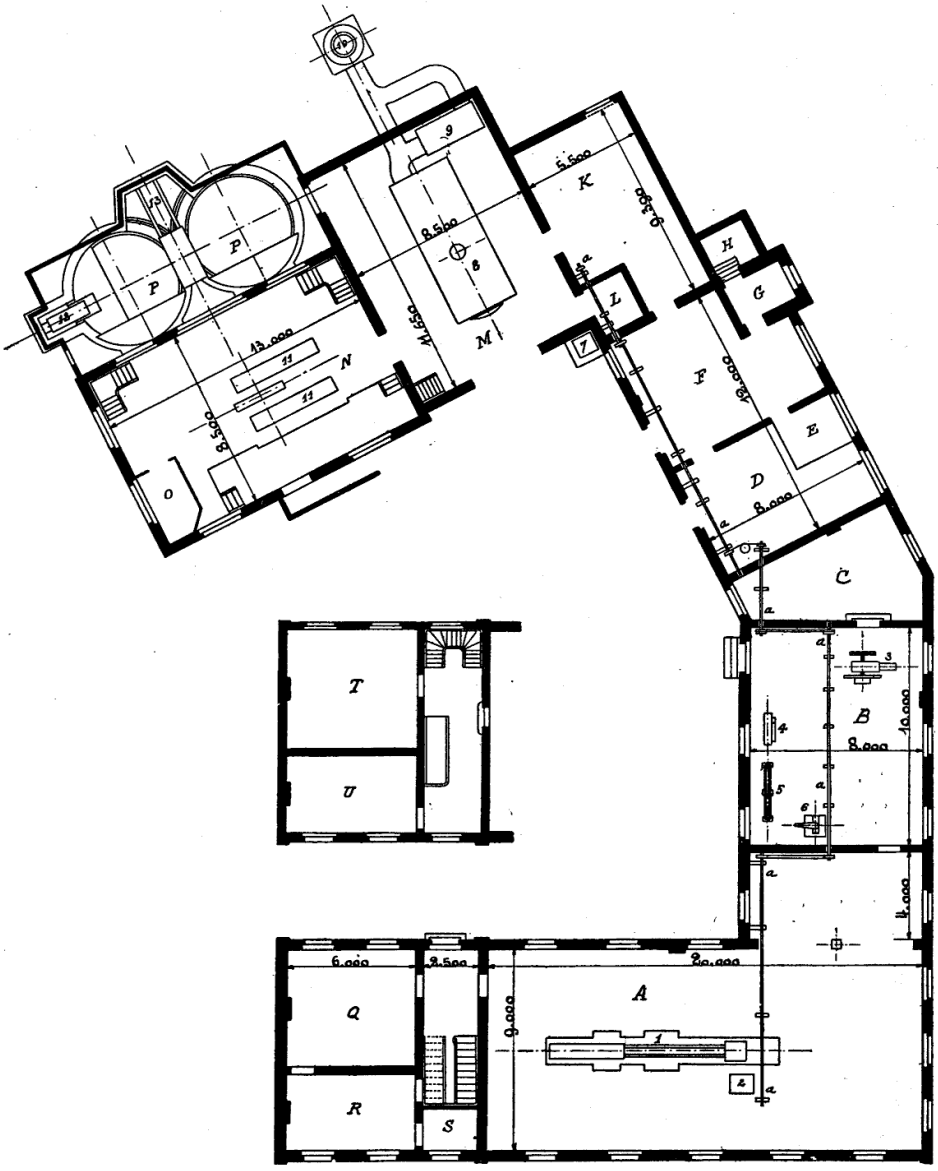


Fig. 2. — Plan du laboratoire de l'Université de *Gand*.

apportée par les pouvoirs publics à décréter les ressources nécessaires pour un objet dont ils comprenaient mal l'utilité.

Cependant, les installations pour la résistance des matériaux, quoique imparfaitement outillées encore, ont pu être affectées à l'enseignement depuis 1898. Les autres parties du laboratoire sont à peu près achevées, il ne reste plus à monter que les tuyauteries, et à acquérir

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

le petit outillage scientifique nécessaire à la conduite des expériences, pour que soit livré à sa destination cet établissement relativement modeste, si on le compare à ceux de Berlin, Stuttgart, Zurich, etc.

Le terrain spécialement acquis pour l'érection de l'établissement, et dont l'étendue avait été déterminée par les besoins de l'expérimentation hydraulique, a une surface d'un peu plus de 1 hectare ; l'espace couvert par les constructions est de 1 154 mètres carrés ; à l'exception d'un pavillon surmonté d'un étage, tous les bâtiments sont en rez-de-chaussée ; leur situation dans un quartier peu luxueux, et aux confins de la ville de Gand, a permis de leur donner un caractère architectural très simple. La dépense immobilisée a cependant été assez élevée, la nature fangeuse du sol ayant exigé des fondations profondes faites en partie sur piliers, en partie sur pilotis et plateau en béton. L'administration des ponts et chaussées a été chargée de la surveillance et de la conduite des travaux.

La disposition et la destination des diverses salles sont indiquées par la figure 2 et sa légende :

LÉGENDE DE LA FIGURE 2.

A, Salle d'expériences de résistance et d'élasticité.
1, Machine horizontale Greenwood et Batley, de 113 tonnes.
2, Pompes de pression à trois plongeurs.
a, Transmission pour les pompes.
B, Atelier de machines-outils.
3, Moteur à gaz Otto, de 10 chevaux.
4, Machine à raboter latérale.
5, Tour complet à fileter.
6, Foreuse radiale.
a, Transmission.
C, Forge, four à recuire et à tremper.
D, Laboratoire pour essais mécaniques divers (anémomètres, ventilateurs, etc.).
E, Cabinet de professeur ou d'assistant.
F, Laboratoire de calorimétrie.
G, Tour de snpport d'un réservoir d'eau, colonne manométrique.
H, Local voûté pour le dépôt des tubes d'oxygène comprimé (service de l'obus calorimétrique).
I, Pompe d'alimentation des divers réservoirs.
7, Puisard d'aspiration, *a*, transmission.
K, Dépôt de charbon pour essais, pesage du combustible, jaugeage de l'eau d'alimentation.
M, Salle du générateur.
8, Chaudière de Cornouailles, de 30 mètres carrés de surface de chauffe.
9, Économiseur projeté.
10, Cheminée.
N, Salle du moteur à vapeur expérimental.
11, Moteur compound horizontal.
O, Dépôt d'huiles, chiffons, outillage (dans le sous-sol).
P, Bassins de jaugeage calibrés.
12, Prise d'eau.
13, Puisard d'aspiration de la pompe d'épuisement.
Q, Salle de réunion d'élèves.
R, Cabinet de professeur ou d'assistant.
T (à l'étage), salle de microscopie.
U, Dépôt d'instruments de précision.
N. B. — La maison du concierge forme une construction séparée, elle n'est pas représentée dans la figure.

L'outillage des différentes salles est sommairement analysé dans ce qui suit.

Résistance et élasticité. — L'appareil essentiel, installé dans la salle A, est une machine destinée à soumettre les échantillons de matériaux à des essais d'extension et de compression, de flexion et de torsion ; elle est horizontale et peut produire un effort de 250 000 livres anglaises

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

(113 250 kilogrammes). La distance nette disponible entre les points d'attache des éprouvettes des essais de traction est d'environ 2 mètres. Cet engin est desservi par un pont roulant transbordeur, avec treuil à bras actionné par corde pendante, nécessaire pour la manipulation facile des pièces du banc et de certaines pièces à essayer.

Les essais d'élasticité se font à l'aide de l'appareil Martens, modification de celui de Bauschinger; son principe est le suivant : l'extension de deux fibres opposées de l'éprouvette produit la rotation de deux miroirs, et cette rotation est mesurée par le déplacement de l'image réfléchie de deux règles graduées, que l'on observe au moyen de lunettes à réticules; la moyenne de ces déplacements représente la dilatation moyenne amplifiée de la pièce. L'approximation atteint 1/5 000 de millimètre.

Dans l'appareil Bauschinger, la rotation des miroirs est obtenue en les montant sur rouleaux pincés entre l'éprouvette et une barrette entraînée par un second point de la pièce; les prismes de l'appareil Martens, qui remplacent les rouleaux, sont à arêtes vives, et s'opposent mieux aux glissements et déplacements accidentels; l'ensemble de l'appareil est plus léger et plus facile à manier.

Pour les essais d'élasticité des bois, on se sert de préférence des appareils Manet-Rabut, qui permettent d'opérer sur une pièce de grande longueur, rendue ici nécessaire par le manque d'homogénéité de la matière.

Bien qu'une machine puissante soit nécessaire pour des essais qui porteraient, par exemple, sur la résistance à l'écrasement d'un pilier de maçonnerie, ou pour d'autres expériences qu'il est utile de pratiquer dans une école, il est avantageux d'adjoindre à cet appareil des machines spéciales plus petites, d'un emploi plus commode pour certains genres d'éprouvettes. La salle comprend l'espace nécessaire pour cette extension de matériel.

Atelier de machines-outils. — On y a installé un petit nombre de machines-outils (tour, machine à raboter, petite foreuse radiale), surtout du façonnage et de la mise à dimensions des éprouvettes.

Les élèves ne seront pas exercés au travail manuel proprement dit; il n'est pas inutile, cependant, qu'ils aient sous les yeux des types de machines-outils modernes bien étudiées, qu'ils puissent complètement démonter et dessiner, et qui pourront d'ailleurs servir à des essais dynamométriques. L'outillage comprend aujourd'hui une telle diversité de machines compliquées et spéciales, qu'on ne peut s'en occuper d'une manière détaillée à l'école, et qu'il faut se résigner à l'analyse raisonnée d'un petit nombre d'outils fondamentaux relativement simples, sur lesquels les principes essentiels sont mis en lumière. D'un autre côté, il est désirable aussi que l'élève ait l'occasion de se livrer aux opérations technologiques de traçage et de calibrage des pièces, au moyen de tracés qu'il a préparés; il se rend compte ainsi de l'importance qu'il y a à faire des dessins exacts et complètement cotés, il comprend aussi l'influence de la machine-outil sur les formes constructives, et son attention est utilement attirée sur un ordre de faits qu'il serait bien difficile d'atteindre autrement dans des cours oraux.

Moteur à gaz. — Un moteur à gaz Otto, de 10 chevaux, est installé dans l'atelier; il doit servir comme moteur expérimental, et est muni d'une poulie à quatre gorges, qui reçoit un frein funiculaire, et de divers appareils de contrôle.

Ce moteur commande l'atelier, ainsi qu'une transmission actionnant les pompes; il commande aussi une dynamo génératrice du courant d'excitation de la dynamo-frein du moteur à vapeur expérimental.

Laboratoire d'essais calorimétriques. — Dans le système d'enseignement des écoles spéciales de Gand, l'étude des combustibles et de la combustion est rattachée au cours de physique industrielle; aussi, les essais à poursuivre dans ce sens au laboratoire de mécanique sont-ils seulement destinés à fournir des données pour l'expérimentation des machines thermiques. Il importe, en effet, puisque ces essais ont pour objet d'établir l'emploi de la chaleur engendrée par une source, que les combustibles employés à l'alimenter soient exactement déterminés quant à leur pouvoir calorifique; il importe aussi que les produits de la combustion soient reconnus et dosés. Le laboratoire d'essais calorimétriques sera donc pourvu d'un obus de Malher pour la détermination du pouvoir calorifique des houilles employées aux essais de vaporisation, ainsi que d'un calorimètre Junkers pour l'essai du gaz et du pétrole, d'un appareil

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

genre Orsat pour l'analyse sommaire des gaz de la combustion, etc. Une annexe voûtée, placée en dehors de la circulation, mais en communication avec le laboratoire, permet le dépôt et la conservation des tubes d'oxygène comprimé nécessaires au service de l'obus.

A ce laboratoire est annexée la colonne manométrique destinée au tarage des manomètres, et surtout des ressorts d'indicateur. La pression est produite dans une petite chaudière sphérique en cuivre, chauffée par un brûleur à gaz; une prise à plusieurs tubulures permet le montage des indicateurs ou des manomètres à essayer, en même temps que la communication est établie avec la colonne mercurielle. La pression pourra s'élever jusqu'à 15 atmosphères, il importait donc de pouvoir observer le niveau du mercure sur une hauteur d'environ 12 mètres. La colonne en verre occupe le centre d'une tour carrée de 2 mètres de côté intérieur, contournée par un escalier en zigzag qui permet de suivre le niveau jusqu'au sommet. L'appareil a été fourni par Dreyer, Rosenkranz et Droop, de Hanovre.

La tour du manomètre a été utilisée pour supporter un réservoir de 10 mètres cubes, dont le niveau se trouve à 15 mètres au-dessus du sol, et qui est rempli au moyen d'une pompe actionnée par la transmission. Ce réservoir doit alimenter divers services.

Générateur. — La chaudière doit servir à des expériences isolées ou en conjugaison avec le moteur à vapeur. Elle est du système dit de Cornouailles, à un seul foyer intérieur ondulé, avec tubes Galloway au delà de l'autel; elle a 30 mètres carrés de surface de chauffe et est timbrée à 8 atmosphères. Le choix du type a été influencé par diverses considérations telles que la stabilité du régime, la siccité de la vapeur produite; il importait aussi, à cause de la réduction extrême du personnel, que la chaudière présentât peu de joints, etc., et fût d'une visite et d'un nettoyage faciles, enfin on a tenu à avoir un type industriel courant.

Il convenait de disposer le moteur d'expériences pour faire des essais comparatifs à diverses pressions, et celles-ci devaient pouvoir varier dans des limites assez larges; c'est cette considération qui a fait choisir le timbre adopté, à la limite des pressions employées dans les machines compound fixes.

Les carneaux du massif sont munis de nombreux regards, formés par des tubes en fer noyés dans la maçonnerie, et destinés à faire des prises de gaz, ainsi qu'à relever les températures.

La halle abritant la chaudière mesure $11^{m},65$ de longueur sur $8^{m},50$ de largeur; un espace suffisant est réservé pour le montage d'un économiseur Green et d'un surchauffeur à foyer séparé; des amorces sont réservées dans le carneau de départ pour le raccordement de ces appareils annexes.

La cheminée, construite en briques spéciales, a $0^{m},50$ de diamètre intérieur au sommet, et 17 mètres de hauteur au-dessus de la grille. Le carneau de départ est muni, sur une certaine longueur, d'un fourreau en fonte calibré, qui permettra de faire des jaugeages du courant gazeux au moyen de l'anémomètre. Ce passage est facilement accessible pour le nettoyage et pour le relevé des vitesses et de la température.

Il est indispensable, pour beaucoup d'essais, de rendre l'alimentation tout à fait indépendante, soit du moteur, soit de la chaudière; c'est pourquoi elle est faite par une batterie de petites pompes triplex, commandée par une transmission dépendant du moteur à gaz et aspirant dans une bâche remplie par des réservoirs-jaugeurs (voir plan des tuyauteries); cette installation se trouve dans l'annexe de la chambre de chauffe, à côté du pesage du charbon.

Un réservoir en tôle, de 17 mètres cubes de capacité, est installé au-dessus du poste du chauffeur; on y a amené l'écoulement des eaux pluviales de toutes les toitures, de manière à disposer d'une quantité d'eau douce assez considérable, qui sera employée au lavage, au remplissage, et même à l'alimentation du générateur dans la mesure du volume disponible. Ce réservoir servira aussi, en même temps que le château d'eau, à desservir d'autres besoins accessoires, et notamment à fournir de l'eau réfrigérante pour les purgeurs automatiques du moteur, le frein de Prony, le condenseur à surface, etc. La consommation d'eau pouvant devenir assez grande à certains moments, une pompe commandée par la transmission du moteur à gaz, et aspirant dans un puisard alimenté par un petit aqueduc de prise d'eau, pourra remplir à volonté soit le réservoir de la chaufferie, soit celui du château d'eau.

Cette pompe, de même que celle beaucoup plus petite servant à l'alimentation indépen-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

dante de la chaudière, est de fabrication américaine (système Gould, à trois plongeurs verticaux à commande par engrenages).

Moteur à vapeur expérimental. — La salle du moteur est contiguë à la chaufferie, avec laquelle elle se trouve largement en communication, notamment par le sous-sol, lequel est de plain-pied avec le dallage du chauffeur, puis, par un escalier conduisant de ce niveau au par-

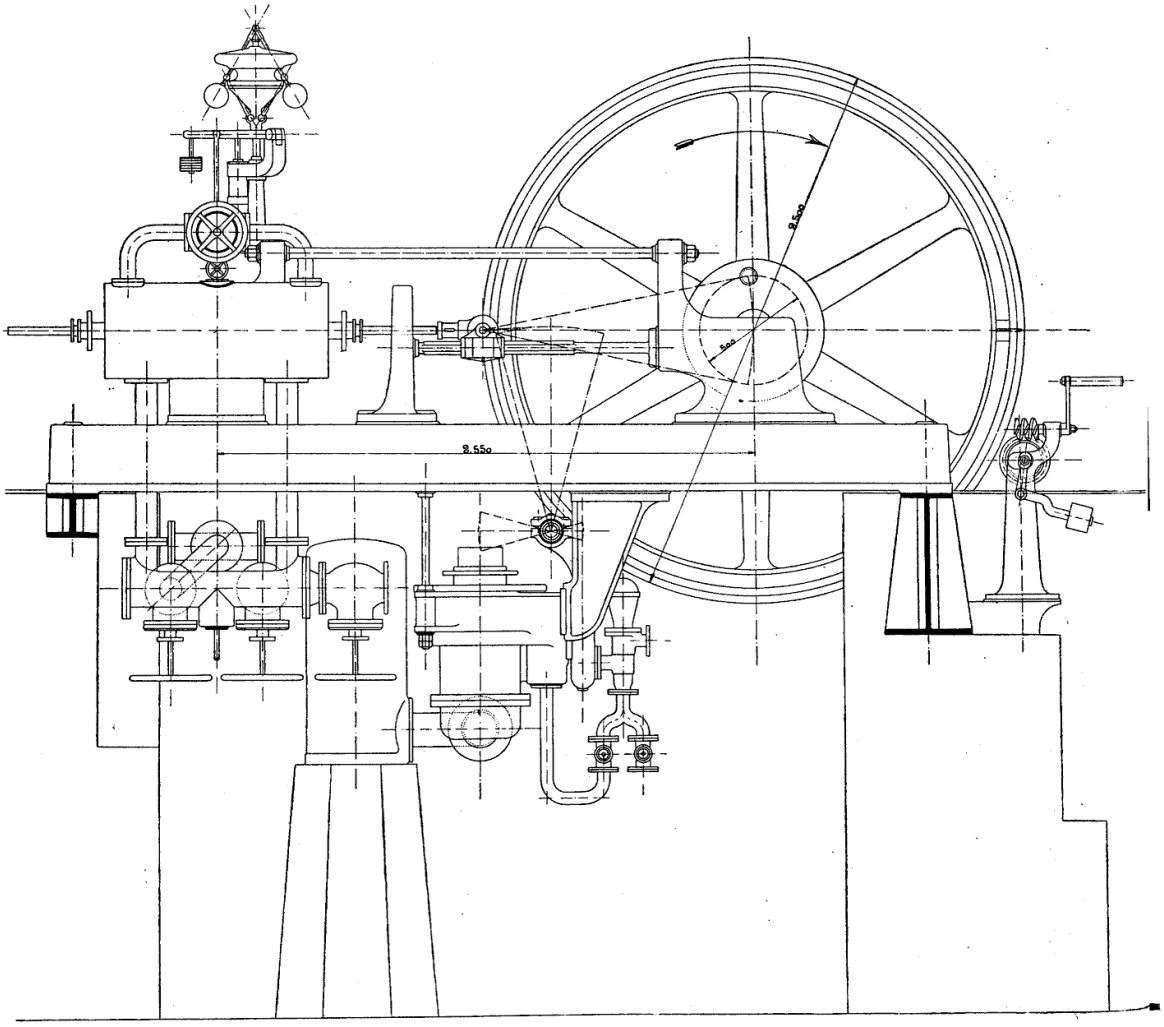


Fig. 3. — Moteur expérimental de l'université de *Gand*. Élévation.

quet de la machine, enfin par une passerelle longeant la conduite de vapeur et établissant une communication entre la machine et le dessus du massif de la chaudière. Ces communications sont nécessaires pour la facilité des observations et pour le contrôle permanent à exercer par le professeur sur les divers postes d'expérimentateurs.

Le moteur (fig. 3 et 4) est d'un type tout spécial, conçu pour se prêter à des conditions de fonctionnement multiples, et disposé, malgré ses dimensions réduites, pour un accès très facile de toutes ses parties. Il est du système compound, avec manivelles à angle droit (calage

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

invariable)[1] ; les pistons ont 250 et 400 millimètres de diamètre, avec une course commune de 500 millimètres ; le volant-poulie, de $2^m,500$ de diamètre, est placé entre les deux machines, mais l'arbre est prolongé au delà du cylindre à basse pression, dont la manivelle est remplacée par un coude. Ce bout d'arbre porte la poulie du frein de Prony, qui est ainsi reportée hors de

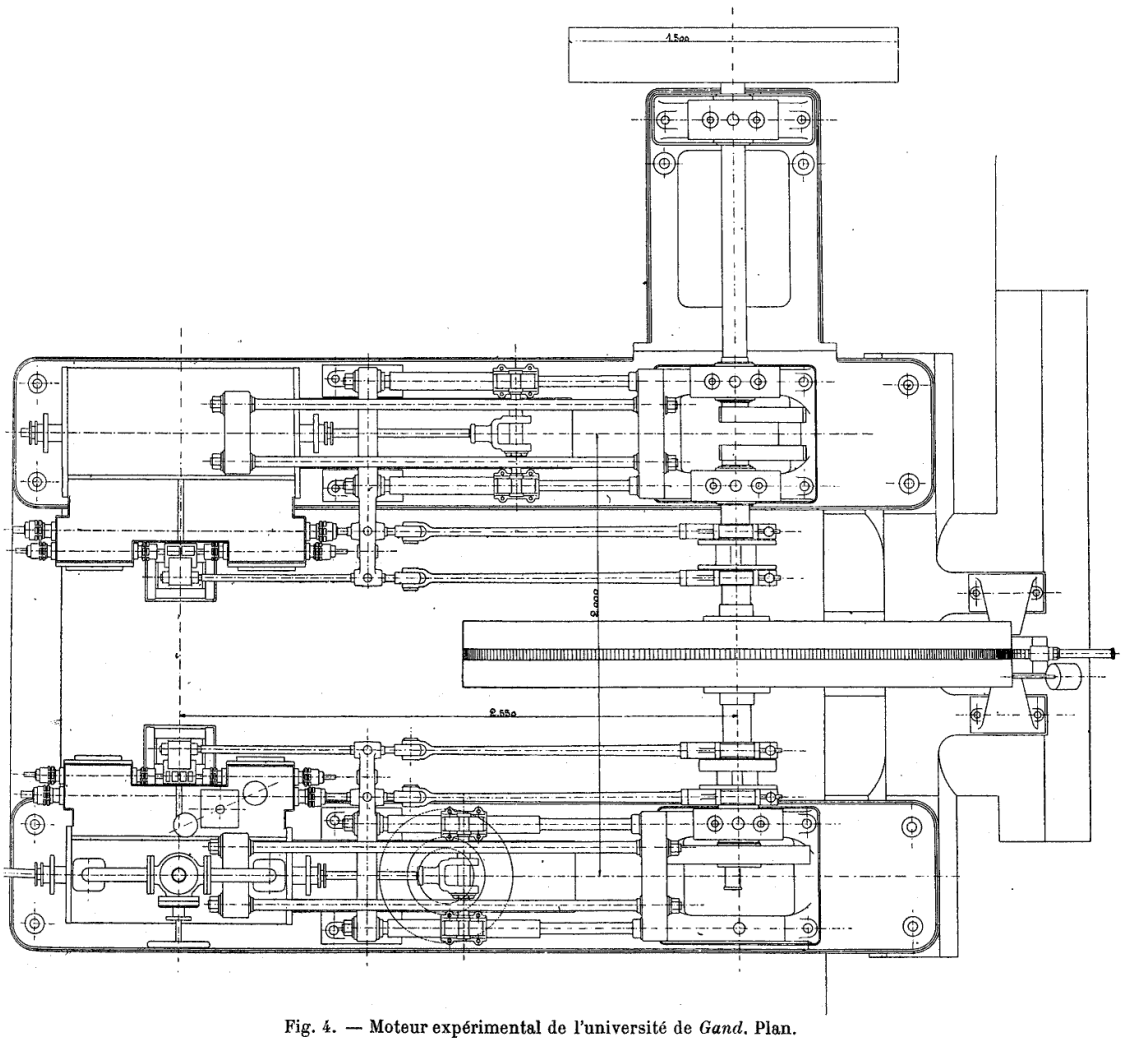


Fig. 4. — Moteur expérimental de l'université de *Gand*. Plan.

la circulation ; le frein peut rester monté d'une manière permanente, il suffit de le soulager pour le rendre inactif.

1. Il a été fourni par adjudication restreinte, sur les plans dressés par l'auteur dans l'hypothèse de l'emploi de quatre obturateurs Corliss à chacun des cylindres, avec faculté, toutefois, pour les soumissionnaires, d'employer d'autres distributeurs approuvés. Aucune des maisons appelées n'a consenti à se charger de la fourniture, ce qui a obligé à admettre un système de distribution (système Hertay) qui n'est certainement pas à l'abri de tout reproche pour une machine expérimentale. En principe, l'auteur pense que les tiroirs composés doivent être rejetés parce qu'ils donnent lieu, par leur chambre de vapeur, à des phénomènes complexes qui rendent difficile l'analyse calorimétrique.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

La machine est à condensation, mais des valves interposées dans les conduits permettent de la faire fonctionner dans diverses hypothèses, à savoir :

A simple cylindre, avec échappement au condenseur ou à air libre;

A double expansion, avec échappement au condenseur ou à air libre.

De plus, la vitesse peut varier entre 25 et 130 tours par minute ; la charge est réglable de manière à réaliser pour chacune de ces vitesses tous les degrés d'introduction.

Les dispositions sont prévues pour que la condensation puisse se faire par surface sans changements importants dans la tuyauterie.

La distribution est étudiée pour se prêter, dans une certaine mesure, à la variation de certaines phases ; les enveloppes peuvent être à volonté isolées ou être traversées par la vapeur.

Enfin, le mode de construction des bâtis permet, avec un minimum de démontages, de modifier complètement la distribution, et de substituer, par exemple, des obturateurs Corliss aux tiroirs conjugués qui ont été adoptés comme premier dispositif.

Si l'on ajoute que la pression peut varier dans de larges limites, et qu'il sera facile d'adjoindre un surchauffeur à la chaudière, on voit que le moteur fournit un champ d'expériences très étendu.

La courroie placée sur le volant-poulie actionne une dynamo-frein ; le courant engendré passe dans un rhéostat métallique dont la résistance peut être changée instantanément par un commutateur. La charge du frein de Prony ne se prête pas d'une manière pratique aux expériences prolongées, parce qu'elle exige une attention soutenue pour régler le serrage; il est difficile aussi, par ce moyen, de réaliser une charge rigoureusement constante ; ces raisons ont fait préférer le système adopté, le frein de Prony restant toutefois indispensable pour la détermination du rendement organique.

Pour la vitesse maximum de l'arbre de couche (130 tours), la puissance transmise à la poulie de la dynamo peut atteindre 54 chevaux, ainsi que toute valeur moindre ; pour la vitesse minimum (25 tours), la puissance maximum transmise peut atteindre 18 chevaux, et toute valeur inférieure. Les vitesses correspondantes de la dynamo sont de 650 et de 125 tours respectivement, et le voltage varie dans la même proportion.

Les conditions très variables imposées à la vitesse ont obligé à employer une machine à excitation indépendante; l'excitatrice est commandée à vitesse sensiblement constante par la transmission du moteur à gaz.

Le rhéostat est constitué par des fils de nickeline enroulés sur deux rangées de cylindres à gorges en porcelaine. Ces cylindres, de petite dimension et séparés les uns des autres par des rondelles en amiante, sont enfilés sur des tiges en fer entretoisées. La résistance totale est divisée en seize groupes; quinze de ceux-ci représentent chacun le quinzième du total, tandis que le seizième est deux fois moins résistant, ce qui permet de régler la charge à un trentième près.

Chaque groupe porte quatre cadres qui sont réunis à autant de touches de contact du tableau; cette disposition sert à supprimer une partie plus ou moins grande de la résistance de chaque groupe, résistance qui doit être réglée d'après le voltage correspondant à la marche.

Il existe aussi un dispositif qui permet de supprimer brusquement une partie quelconque de la charge, en vue de faire des essais de régularité.

Au point de vue de ses dispositions d'ensemble, le moteur présente ce caractère spécial qu'il est aussi accessible par le bas que par le haut, et que les observateurs peuvent, sans se gêner mutuellement, procéder à des relevés de diagrammes sur les cylindres et sur la pompe à air, recueillir et peser les eaux de purge, relever le volume d'eau injecté dans le condenseur et le volume du trop-plein, les températures, etc., en un mot, faire dans un endroit commode, largement ouvert et bien éclairé, les observations qu'exigent les essais les plus complets. Ce but a été atteint en disposant la machine sur des bâtis de fonte ayant la forme de cadres, appuyés à leurs extrémités seulement sur des piles de maçonnerie. Sous le parquet, l'espace est ainsi absolument libre sur une hauteur de $2^{m},20$, les piles étant elles-mêmes assez écartées pour ne pas gêner la circulation.

Les purgeurs automatiques des eaux condensées dans les conduits, chapelles et enveloppes sont réunis en batterie, leurs écoulements sont refroidis dans des serpentins séparés immergés

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

dans une même bâche réfrigérante, un seul observateur peut ainsi être chargé de ce service.

La figure 5 reproduit à échelle plus grande une partie du plan d'ensemble, les tuyauteries y sont indiquées et pourront être suivies au moyen de la légende ci-après (voir p. 81).

Dispositifs de jaugeage. — Les dispositifs de jaugeage de l'eau d'injection et du trop-plein du condenseur consistent en deux bassins circulaires de 5 mètres de diamètre, pouvant contenir une tranche d'eau de $2^{m},50$ d'épaisseur. Ces deux bassins sont indépendants, mais ils peuvent être vidés dans un puisard commun dont ils sont isolés par des robinets-vannes, et qui est mis à sec par une pompe centrifuge actionnée par un électro-moteur dépendant de la génératrice dont il a déjà été question. Le débit est suffisant pour épuiser l'un des bassins en quinze minutes. Des flotteurs permettront de lire les variations du niveau; en supposant que cette lecture puisse être faite à 1 millimètre près, les volumes seront connus avec une approximation de 20 litres.

Sur la prise d'eau de l'un des bassins, prise qui se fait sur un aqueduc au moyen d'un bec rectangulaire (voir *h*, fig. 5), peuvent être montés des orifices et des ajutages de divers diamètres dont il sera possible de mesurer avec une grande approximation les coefficients de contraction et de dépense.

Laboratoire pour essais mécaniques divers. — Une salle de 8 mètres sur $5^{m},40$ (voir D, fig. 5) est réservée pour le montage d'appareils variés à commander par la transmission; il est considéré comme désirable pour le moment d'y installer une machine pour l'essai des lubrifiants, un ventilateur centrifuge, etc.

Détail des sommes dépensées pour les bâtiments et l'outillage du laboratoire de Gand :

Terrain ($1^{h},8^{a},91^{c}$)	41 175 francs.		
Murs de clôture et palissade	13 359	—	
Aqueduc de prise d'eau d'environ 1 000 m. de longueur.	44 800	—	
Canalisation de raccordement au service des eaux	502	—	
— de gaz	750	—	
	100 586	—	100 586
Bâtiments, fondations de machines, réservoirs de jaugeage, cheminée, maison de concierge	100 126	—	100 126

Outillage.

Machine à essayer	31 500	—	
Pont roulant pour le service de cette machine	1 790	—	
Instruments de précision	1 111	—	
Machines-outils de l'atelier	5 302	—	
Transmissions générales	3 113	—	
Moteur à gaz	3 850	—	
Générateur, massif et carneaux	5 575	—	
Moteur à vapeur expérimental	16 275	—	
Pompes	1 357	—	
Installation électrique et pompe d'épuisement	10 500	—	
Instruments (indicateur, colonne manométrique, calorimètre de Junkers)	3 060	—	
Dépenses encore à faire (tuyauteries, courroies, parquet de la chambre des machines, instruments, petit outillage de l'atelier)	20 000	—	
TOTAL DE L'OUTILLAGE	103 433	—	103 433
TOTAL GÉNÉRAL			304 145

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

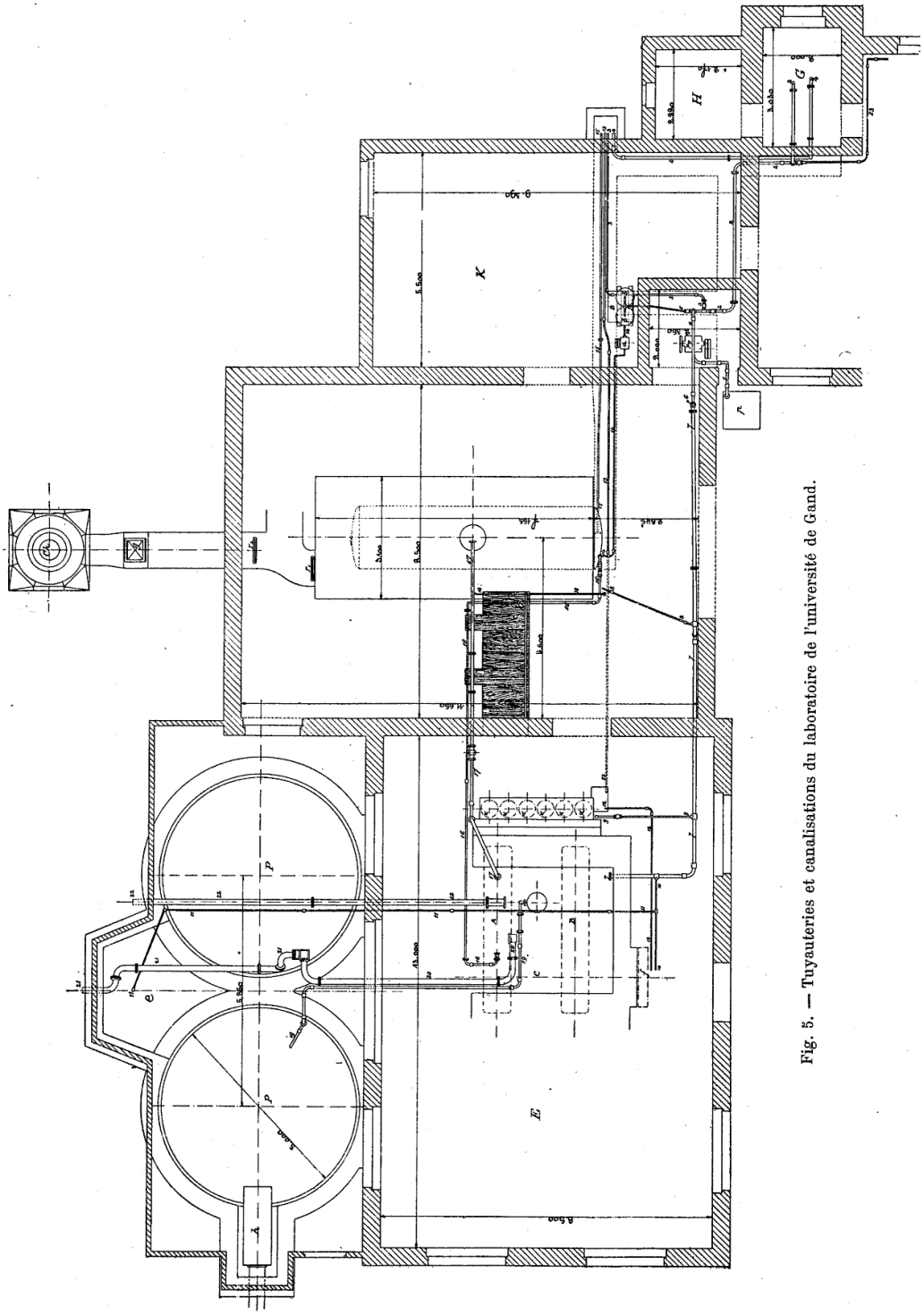


Fig. 5. — Tuyauteries et canalisations du laboratoire de l'université de Gand.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

LÉGENDE DE LA FIGURE 5.

G, Tour du manomètre, supportant un réservoir.
H, Dépôt de tubes d'oxygène.
K, Dépôt de charbon.
E, Emplacement de la dynamo-frein et du rhéostat.
A, Axe du cylindre à haute pression.
B, Axe du cylindre à basse pression.
C, Axe de l'arbre.
f, Poulie du frein de Prony.
P, P, Bassin de jaugeage.
e, Puisard de la pompe de vidange.
h, Prise d'eau de l'un des bassins.
p, Puits d'aspiration de la pompe Po. — 1, tuyau d'aspiration. — Po, pompe Gould triplex, actionnée par la transmission, pour l'alimentation du château d'eau, ainsi que du réservoir de la chaufferie. — 2, alimentation du château d'eau. — 3, vidange des tuyaux. — 4, trop-plein du réservoir. — 5, alimentation des réservoirs-jaugeurs *bb*. — 6, alimentation du réservoir de la chaufferie. — 7, alimentation du condenseur par surface, et divers. — 8, aspiration de l'injecteur. — 9, alimentation du bac réfrigérant des eaux de purge. — R, serpentins réfrigérants des purgeurs automatiques. — 10, réfrigérant du frein de Prony. — 11, amorçage de la pompe centrifuge. — 12, eau de décharge du frein. — 13, vidange. — *a*, pompe d'alimentation de la chaudière, actionnée par transmission. — 14, aspiration au réservoir B, rempli par les réservoirs jaugeurs, et refoulement à la chaudière. — 15, vidange de la chaudière. — 16, refoulement de la pompe alimentaire dépendant de la machine. — 17, prise de vapeur de la machine. — 18, prise de vapeur de l'injecteur. — 19, injection du condenseur. — 20, trop-plein du condenseur à injection ou de l'eau de circulation du condenseur à surface. — 21, décharge éventuelle de ces eaux à l'extérieur. — 22, échappement de vapeur à l'atmosphère. — 23, eau réfrigérante du moteur à gaz.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

DEUXIÈME QUESTION

MONOGRAPHIE DU LABORATOIRE DE MÉCANIQUE

DE L'UNIVERSITÉ DE LIÈGE

Par M. V. DWELSHAUVERS-DERY,

DIRECTEUR

On est tous d'accord aujourd'hui sur la nécessité d'adjoindre des laboratoires aux autres outils qui servent à l'enseignement de la science des machines. Mon honorable collègue, M. Van Beneden, professeur d'anatomie comparée, comparant l'étude du mécanisme créé de main d'homme à celle de l'organisme humain, dit : « Je me figure que, pour connaître la machine, il ne suffit pas d'être initié à *son anatomie;* il faut encore connaître les conditions de son fonctionnement, en d'autres termes, *sa physiologie*. Or, la physiologie est une science expérimentale... »

L'ensemble des connaissances qui constituent la science des machines comprend :

1° La mécanique abstraite;

2° La description raisonnée des machines, leur anatomie;

3° L'art de la construction des machines et celui de l'exécution et du montage des pièces;

4° La physiologie des machines, c'est-à-dire la connaissance expérimentale des conditions de vie de la machine.

Des musées, des collections de modèles peuvent suffire à l'enseignement des trois premières parties, mais sont sans valeur pour celui de la physiologie des machines, que l'on comprend souvent sous le nom de mécanique appliquée aux machines. La nécessité d'un laboratoire de mécanique résulte du caractère expérimental de cette dernière partie de la science des machines.

Il y a quelque dix ans, j'avais sollicité l'opinion de professeurs et ingénieurs renommés, dont plusieurs font la gloire et l'ornement de ce Congrès, sur l'utilité d'annexer des laboratoires de mécanique aux écoles d'ingénieurs. L'un d'entre eux, mon ami Julien Weiler, me répondit par une lettre ouverte, élargissant la question et l'étendant à toutes les lacunes de notre enseignement. Cette lettre fut adressée à tous les ingénieurs belges figurant sur les listes des diverses sociétés, ainsi qu'à plusieurs étrangers, avec demande de donner leur avis motivé dans une forme qui en permît la publication. Ces avis sont recueillis dans un volume publié en 1893 sous le titre de : *Referendum des ingénieurs, enquête sur l'enseignement de la mécanique.* Liège, Marcel Nierstrasz.

On y voit clairement que s'il y a des divergences d'opinion sur plusieurs points de la lettre de M. Weiler, l'unanimité est acquise à l'utilité des laboratoires de mécanique.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Et de Comberousse a résumé l'opinion générale en ces termes : *La mécanique ne peut pas aujourd'hui se passer de laboratoires plus que la chimie.* Plusieurs ont cru trouver dans la lettre ouverte une tendance de l'auteur à amoindrir, sinon à exclure, l'enseignement théorique, pour lui substituer une sorte de pratique que donnerait le laboratoire. Comme si les laboratoires de chimie avaient exclu l'enseignement théorique de la chimie! N'ont-ils pas, au contraire, provoqué des recherches qui ont enrichi le domaine de la théorie, autant que celui des affaires industrielles?

Le fond de la pensée de M. Weiler, qui ressort visiblement de son écrit, sera bien mis en lumière, je crois, par une simple comparaison qui a malheureusement le défaut d'un peu de vulgarité.

Vous voulez faire de votre fils un bon joueur de billard. On vous présente deux écoles pour le former. Laquelle choisirez-vous?

Dans *la première*, on le met immédiatement à l'œuvre, avec un billard, des billes, des queues; on le fait s'exercer lui-même à faire des effets, à couler, à éviter de queuter, à faire des coups particuliers, etc. Pour ne pas laisser au hasard et à sa divination seule la recherche du comment et du pourquoi des effets et des réflexions comme des transformations de mouvement, on lui donne un enseignement théorique, méthodique, mais ayant toujours l'appui de l'exemple pris sur le vif. Ainsi, par l'exercice, l'apprenti a la théorie gravée dans la mémoire ; il sait, à ne pas l'oublier, tout ce que comporte la théorie de son art; il ne le sait pas seulement pour un jour, pour le jour où, par un examen, on jauge ce qu'il a conservé de ses études dans son cerveau, mais pour toujours, et surtout pour le mettre en pratique quand il en sera requis.

Dans *la deuxième* école, il n'y a ni billard, ni billes, ni queues; mais l'enseignement théorique y est fortement organisé, complet, bien pondéré, année par année, avec une suite parfaite, des interrogations périodiques multipliées et un examen général à la fin de chaque année. On verse aux élèves à pleines mains la mécanique abstraite et les mathématiques qu'elle comporte, la mécanique appliquée aux chocs particulièrement, à l'élasticité, aux transformations de mouvements par l'effet de la réflexion sur des bandes ou des sphères, aux frottements de roulement, etc., etc. Même on ajoute des notions complètes sur l'art de fabriquer les billards et les billes, sur les défauts de fabrication et les moyens d'y parer, sur les meilleurs matériaux, tant ivoire que bois, ardoises, étoffes, etc. Botanique, chimie, géologie, sont des fondements de connaissance nécessaires comme les mathématiques.

Pour absorber tant de matières, il faut à l'élève quatre à cinq années d'études; et, comme on ne peut pas indéfiniment verser de la science dans son cerveau sans qu'il déborde, on jauge son contenu à la fin de chaque année; et le pauvre cerveau s'empresse ensuite d'aller se vider, sans le secours d'aucun professeur, pour se préparer aux exercices de l'année suivante. Ce qu'il a conservé au bout de ses études, couronnées du diplôme tant envié, lui sera-t-il utile dans sa carrière de joueur de billard? On l'ignore; ce point reste livré au hasard bien plus que l'étude des principes pour celui qui a été nourri d'abord des applications pratiques. Le jeune diplômé aura donc des connaissances générales, étendues, toutes groupées autour de l'art du billard ; mais devant des billes, il ne prouvera qu'une incapacité pratique plus grande de beaucoup que celle d'un élève n'ayant que deux ou trois leçons dans la première école. S'il s'agissait de discuter la manière de faire les coups, de produire les effets, etc., peut-être reprendrait-il l'avantage sur l'élève de la première école à son début, et son apprentissage de la pratique aura moins de durée.

Je le demande : A laquelle de ces écoles le père confiera-t-il l'éducation de son fils? A la première, s'il en veut faire un artiste au jeu de billard. A la deuxième, s'il se contente d'en faire un homme complet, connaissant les fondements des sciences qui

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

sont groupées autour de l'art de jouer au billard et en font un ensemble analogue à celui qu'on a nommé humanités.

Or, M. Weiler voulait adjoindre des exercices de jeu de billard aux études encyclopédiques de la deuxième école, estimant que ce qui manquait au jeune joueur de billard c'était le maniement de la queue qui crée le sentiment de la direction, de l'impulsion, etc., toutes choses réelles et utilisables que l'on n'acquiert pas par des formules mathématiques.

De même on peut apprendre à calculer, dessiner et rédiger des projets de machines sans en avoir jamais vu fonctionner; il suffit de suivre intelligemment les méthodes enseignées. Mais ce que l'on ne peut acquérir sans les exercices du laboratoire, c'est la connaissance du fonctionnement des machines, de leur manière de vivre et de se comporter, de leurs vices et de leurs vertus, des soins qu'elles réclament pour être capables de produire les effets voulus tout en se conservant en santé et bonne contenance : autant de choses aussi précieuses en pratique, qu'impossibles à faire entrer dans nos formules. Il y faut du coup d'œil, ce qui ne vient pas à qui ne voit que du papier, de l'écriture et des images.

Donc l'enquête de M. Weiler, ouverte à tout le monde, offrant une tribune libre à toute personne qui voudrait exprimer sa pensée au sujet de l'éducation des ingénieurs, a montré qu'à l'unanimité on considérait les laboratoires de mécanique comme une annexe indispensable aux écoles techniques. Aujourd'hui que la plupart en sont pourvues, on peut affirmer que rester en arrière du progrès sur ce point, c'est risquer de faire tarir une des sources les plus abondantes de la richesse publique. On ne discute pas les laboratoires d'électricité ; pourquoi hésiter pour les laboratoires qui mettent en valeur d'autres forces naturelles, telles que la chaleur et l'attraction ?

On a fait une objection fondée à l'introduction des travaux de laboratoire de mécanique: ils ne trouveraient plus place dans des programmes déjà trop touffus et produisant un surmenage fatal au cerveau comme à la santé des jeunes gens et au niveau même de l'enseignement. Les laboratoires de mécanique ne rendront donc tous les services qu'il est permis d'en attendre que si les jeunes gens trouvent le temps de s'y livrer à des travaux sérieux; et, pour le leur procurer, il faudrait sabrer vigoureusement dans les touffes des programmes.

C'est vrai ; seulement, faut-il que les laboratoires de mécanique, à l'exception des autres moyens d'enseignement, rendent immédiatement tous les services qu'il est permis d'en attendre ? A-t-on tenu cette rigueur aux laboratoires de chimie ? Les exercices pratiques de chimie ont pris petit à petit une large place dans les programmes touffus ; pourquoi le même sort serait-il interdit aux laboratoires de mécanique, surtout dans les écoles qui forment des ingénieurs mécaniciens ? Il faut les introduire au risque de n'avoir présentement qu'une partie de l'effet utile qu'ils donneront en entier un jour, quand on aura sagement émondé les programmes et qu'on en aura enlevé les verrues qui cachent les beautés foncières de ses formes. Là où les mœurs et coutumes soulèvent des résistances (surtout des questions d'amour-propre et de personnalités) à l'introduction des laboratoires dans les écoles techniques, il faut les enfoncer à coups de marteau, comme des clous, dans le programme touffu.

Ce sont de telles résistances qui m'ont coûté vingt ans d'efforts incessants, perpétuellement renouvelés, de 1873 à 1893, pour arriver à posséder seulement les éléments d'un laboratoire, une machine à vapeur avec les instruments de mesure et un bâtiment pour protéger le tout. Si je me permets d'en parler en présence de tant d'autorités dont les moments sont précieux, c'est qu'il en a été question au dernier Congrès de mécanique de Paris en 1889, et que j'ai à remercier ce Congrès de son appui moral déci-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

sif qui a assuré mon succès; car quatre ans après, la machine de mon laboratoire roulait sous les yeux de mes élèves et était soumise à leurs observations et investigations.

Un laboratoire de mécanique, qui doit être approprié au milieu dont il veut conquérir une portion, ne se fait pas tout d'un coup, ni en un jour, ni sur un patron donné qui ne tient pas compte des conditions locales, ni sans une expérience acquise au prix de nombreuses fautes et erreurs. Il en est du métier d'expérimentateur comme des autres; on peut naître avec des dispositions pour devenir expérimentateur, c'est une question d'atavisme; mais on ne le devient que de la même façon qu'on devient forgeron. Donc, en disant ici ce qui a été fait à Liège relativement à mon laboratoire pour répondre au vœu exprimé par l'honorable président de la Commission organisatrice du Congrès, qui m'en a demandé la monographie, je n'ai aucunement la prétention d'exposer ce que doit être en général un laboratoire, ni même les traits généraux qu'il doit posséder ; je veux simplement et modestement montrer ce que les circonstances ont fait le mien, avec le caractère que lui a donné une action lente et continue toujours dans la même direction, et les traces des résistances parfois violentes, le plus souvent sourdes et cachées, qui menaçaient son existence dès avant sa naissance. Je suis soutenu par l'espoir d'avoir contribué à l'œuvre que ce Congrès achèvera, l'introduction des laboratoires de mécanique dans les écoles techniques qui en manquent encore.

Conçu avant 1873, alors qu'il n'en existait pas un seul au monde, mon laboratoire est resté à l'état de projet sans commencement d'exécution jusqu'en 1878, alors que j'obtins de l'État un subside de 10 000 francs pour enrichir mes collections de *modèles*. J'en profitai pour acheter non des mécanismes isolés, peu utiles pour l'enseignement quoique conformes aux exigences de l'Administration, mais bien un ensemble de modèles de cylindre, de piston, de crosse, de bielle, d'arbre, de volant, de condenseur, de bâti et même de pierres de fondations et de blocs de maçonneric (!), etc., propres à être assemblés et montés pour composer une machine fonctionnant et vivante. Mon programme général de machine de laboratoire était fait depuis longtemps avec l'aide et l'inspiration de Hirn qui m'avait initié au métier d'expérimentateur. La distribution devait se faire par quatre organes séparés, réglables chacun séparément, afin d'obtenir tel diagramme d'indicateur que l'on désirerait. Le condenseur par injection, disposé de manière à faciliter la mesure de la quantité d'eau provenant de la pompe à air. Un frein réglable à volonté et automatiquement. Des mesures prises pour faciliter l'évaluation de la quantité d'eau vaporisée dans la chaudière. Un manomètre à mercure pour mesurer la pression dans la chaudière et pour tarer les ressorts d'indicateur. Un appareil sans ficelle pour manœuvrer les porte-papier des indicateurs. Des thermomètres à air pour observer avec exactitude les températures de l'eau de condensation à son entrée et à sa sortie du condenseur. La machine membrée de manière à pouvoir marcher indifféremment à des vitesses variant entre 30 et 100 tours à la minute.

L'exécution fut confiée à la maison Beer, et la machine du laboratoire de Liège fonctionna à Bruxelles toute la durée de l'Exposition nationale de 1880. On aurait pu la monter au milieu des locaux universitaires de Liège, ne fût-ce que dans un hangar existant. L'autorisation me fut refusée et les pièces de la machine démontée restèrent remisées chez le constructeur durant cinq ans malgré mes réclamations. C'est afin de la rendre utile à l'enseignement que mon ami Ch. Beer me proposa de lui donner un abri dans ses ateliers, de la monter ainsi que la chaudière, et de subir avec moi les risques et chances à courir si la résistance aveugle et obstinée à nos projets finissait par les faire abandonner. De 1885 à 1892, la machine fut montée dans un local couvert ;

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

mais la chaudière restait en plein air, sous le simple abri d'un toit sur poteaux ; le tout à deux lieues de Liège. Un tramway abrégeait la route, sans doute ; mais un tel déplacement pour les étudiants présentait de graves inconvénients, aussi bien que de faire des observations par tous les temps, vent, pluie, neige, froid, soleil ardent. Rien ne rebuta nos élèves, rien ne put ralentir notre zèle jusqu'au jour où le recteur Roersch ayant voulu voir de ses propres yeux nos conditions de travail, résolut fermement d'obtenir de l'État une installation dans le sein de notre Université et digne d'elle. Il y parvint après trois années d'efforts. A la fin de 1893, le laboratoire actuel était en mesure de fonctionner utilement: les bâtiments ont coûté environ 40 000 francs et l'aménagement 30 000 francs.

Pendant les huit ans de fonctionnement à Jemeppe, dans les locaux libéralement mis à notre disposition par M. Ch. Beer, nous n'avons pas fait un seul essai qui, à notre avis, fût digne d'être présenté au public. Je n'étais pas certain de mes mesures dans des limites d'exactitude plus étroites que celles des essais appelés parfois pratiques ou industriels. Mais ces années de réclusion à Jemeppe ne furent pas perdues pour l'enseignement, loin de là. On ne naît pas expérimentateur, je l'ai dit déjà, on le devient par la même méthode que forgeron. A moins d'être un génie extraordinaire, on ne peut pas prévoir, sans avoir eu des exemples sous les yeux, toutes les circonstances qui se présenteront dans une installation donnée, tous les problèmes qu'il faudra y résoudre, soit de mécanique, soit d'organisation des essais en concordance avec les programmes d'études des élèves, sans froissement pour personne. Il y avait donc un apprentissage à faire ; et, guidé par la volonté ferme et constante d'obtenir de l'exactitude et de la précision dans toutes nos mesures, nous avons, petit à petit, découvert bien des défauts dans la machine, dans les instruments, dans l'organisation des essais. Nous les avons fait disparaître petit à petit, sauf les gros défauts qui nécessiteraient des dépenses supérieures aux ressources du crédit annuel et exigeraient des subsides extraordinaires. Nous avons, enfin, enchâssé les exercices de notre laboratoire dans le programme général des études.

Les grands défauts étaient les suivants : la distribution se faisait à notre première machine par soupapes équilibrées attaquées par déclic, de manière qu'il était impossible de déterminer exactement la position du piston aux moments où les organes de distribution se fermaient ou s'ouvraient. La chute des soupapes a une durée constante (ou variable suivant l'entretien et autres circonstances), et si on fixe le déclic de manière à la provoquer au moment où le piston occupe une position donnée, la position qu'il occupera au moment de la fermeture dépendra de la vitesse de sa marche ; avec un même réglage, on n'obtenait pas le même degré de détente à des vitesses différentes. J'en ai fait très souvent l'expérience. Nous devions donc remplacer le système de distribution par un système desmodromique de quatre tiroirs, actionnés par excentriques, qu'on peut régler à volonté l'un indépendamment des autres. Notre système actuel est tel que nous pouvons régler les ouvertures et fermetures des lumières, à moins d'un dixième de millième de la course du piston. Le cylindre devait donc être remplacé par un autre.

Le condenseur par injection devait être aussi remplacé par un condenseur par surface. En effet, nous déterminions, par empotement, le poids d'eau sortant de la pompe à air et comprenant celle qui avait évolué dans le cylindre, M_a, et celle par laquelle on avait condensé la vapeur, M_e. On observait donc $M_a + M_e$, la somme, et il fallait un autre moyen pour déterminer les deux termes séparément. Nous employions le moyen bien connu consistant à constater le niveau et la pression à la chaudière au commencement et à la fin de l'essai, le poids d'eau d'alimentation introduite au cours de l'essai, et évaluant les fuites au jugé ; enfin, on arrêtait la machine pour la remettre en

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

marche et commencer l'essai, et on l'arrêtait de nouveau à la fin. Pour obtenir un peu d'exactitude par cette méthode, il faut que la durée de l'essai soit très longue, afin de noyer dans de grandes masses les erreurs des constatations du commencement et de la fin.

Ainsi l'observation des volumes d'eau dans la chaudière, au commencement et à la fin de l'essai, pouvait nous conduire à des erreurs de plus de 25 kilogrammes. Comme parfois, nous ne dépensions pas 250 kilogrammes de vapeur par heure, en fonctionnant une heure, nous risquions une erreur de 10 p. 100; il fallait fonctionner dix heures pour la réduire à 1 p. 100. Et les élèves, perdant en voyages déjà deux heures, avaient à peine deux heures à consacrer aux observations.

De plus, la méthode de jaugeage de l'eau de la pompe à air par empotement, nécessitant de multiples manipulations, entraînait aussi à des erreurs assez considérables, parce qu'elles portaient sur le poids total de l'eau, dont la vapeur condensée, et ayant évolué dans le cylindre, ne forme que la trentième partie environ.

La consommation de vapeur mesurée de cette façon, étant fort sujette à caution, nous avons résolu de la constater avec la plus rigoureuse exactitude par le moyen (employé par le colonel English) d'un condenseur par surface, où l'eau de circulation restant séparée de la vapeur condensée, peut être jaugée à part et par d'autres moyens que cette dernière, parce que la quantité en est beaucoup plus abondante.

Hirn faisait passer toute l'eau de son condenseur à injection par un orifice circulaire, et mesurait la tête d'eau moyenne, ce qui lui fournissait les éléments du calcul du volume d'eau écoulé. Nous y avons substitué un déversoir rectangulaire (à l'exemple de M. Donkin), et nous l'avons taré avec le plus grand soin, le coefficient du débit étant fonction de la tête d'eau.

Pour la consommation de vapeur dans le cylindre, indépendamment de celle des enveloppes, sa mesure a commandé toute la méthode d'essai. A l'exemple de Willans, nous avons fait arriver l'eau de la pompe à air dans un bac placé sur une bascule munie d'un fléau et d'un curseur. Le curseur étant mis à une division donnée du fléau correspondant à un poids P kilogrammes d'eau dans le bac, on laisse arriver l'eau petit à petit, jusqu'à ce que le fléau, en se relevant, fasse, par un contact électrique, partir une sonnerie avertissant l'observateur qu'il y a P kilogrammes d'eau dans le bac. Cet observateur, placé en face du compte-tours, en note le numéro au moment où il entend partir le signal électrique.

Cette disposition permet de vérifier si la machine marche à un régime suffisamment constant. Voici comment. Le bac de la bascule est muni d'un robinet de vidange, qui reste ouvert jusqu'au moment où commencent les observations, de manière que, au commencement de l'essai, il n'y a pas d'eau dans le bac. L'observateur place le curseur à la division, 20 kilogrammes, par exemple, et il fait connaître à tous les observateurs l'heure précise du commencement de l'essai. Les montres étant réglées, chaque observateur consignera ses observations toutes les deux minutes dans un carnet *ad hoc*, à partir du signal du commencement. Ce signal est donné en pleine marche de la machine, par l'observateur de la consommation, qui, en même temps, note l'heure et le numéro du compte-tours, tandis que le robinet du bac est vivement fermé. Ensuite l'observateur de la consommation note à chaque minute, successivement, le numéro du compte-tours. Et, la sonnerie partant quand il y a 20 kilogrammes d'eau dans le bac, il note le numéro du compte-tours à l'instant du signal. Ce dernier chiffre tombe entre ceux du commencement et de la fin de la minute dans laquelle le signal est donné. On peut en déduire l'heure précise de ce signal par une simple proportion supposant que la vitesse est régulière dans cette minute. Nous avons employé, dans ce but, tout d'abord une montre à rattrapante, mais nous avons reconnu que, malgré la plus stricte

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

attention, nous étions loin d'atteindre la même exactitude que par le procédé précédent.

Ces inscriptions faites, l'observateur repousse le curseur à 40 kilogrammes plus loin, et de nouveau, il continue à observer le compte-tours et attend le signal de la sonnerie.

Et il recommence de la sorte, en avançant toujours de 40 en 40 kilogrammes.

De ses observations, il peut déduire *le temps* que la machine met à consommer 40 kilogrammes de vapeur, et le *nombre de tours* qu'elle a faits dans ce temps. Si ce temps et ce nombre de tours sont constants, le régime de la machine est parfait. Comme la perfection n'est pas de ce monde, force est de se contenter d'une certaine approximation.

A cet effet, nous choisissons, dans tout l'ensemble d'un essai, trois périodes successives de 40 kilogrammes qui nous donnent une approximation satisfaisante, et nous en composons l'essai. Le commencement de la première de ces périodes est, pour l'étude de l'essai, pris comme commencement de l'essai même ; et la fin de la dernière période de 40 kilogrammes, comme fin de l'essai, bien que les observations soient poursuivies encore tout un temps après ce moment.

Remarquons que nous faisons toujours abstraction de la première pesée, parce que l'état du bac, au moment où l'on ferme le robinet, n'est pas toujours le même, et qu'ainsi on pourrait commettre des erreurs.

Voici un exemple des inscriptions relatives à la consommation de vapeur dans le cylindre. Il est du 17 mars 1900. La première pesée est de 10 kilogrammes, les suivantes de 30 kilogrammes chacune.

HEURES.		COMPTE-TOURS.		HEURE DU SIGNAL.		
h.	min.			h.	min.	sec.
II	45	1737	Signal à 0 kg.			
II	48	1875				
		1894	Signal à 10 kg.	II	48	24,26
	49	1922				
II	59	2380				
		2403	Signal à 40 kg.	II	59	29,36
	60	2427				
III	10	2888				
		2903	Signal à 70 kg.	III	10	19,57
	11	2934				
III	21	3392				
		3403	Signal à 100 kg.	III	21	14,35
	22	3438				
III	32	3896				
		3903	Signal à 130 kg.	III	32	9,13
	33	3942				
III	42	4355				
	43	4401	Signal à 160 kg.	III	43	0,00

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

De ces observations, on déduit le tableau suivant :

HEURES.	DIFFÉRENCES.	COMPTE-TOURS.	DIFFÉRENCES.	POIDS.	DIFFÉRENCES.
min. sec.	min. sec.				
45 0,00		1 737		0	
	3 24,26		157		10
48 24,26		1 894		10	
	11 5,10		509		30
59 29,36		2 403		40	
	10 50,21		500		30
70 19,57		2 903		70	
	10 54,78		500		30
81 14,35		3 403		100	
	10 54,78		500		30
92 9,13		3 903		130	
	10 50,87		498		30
103 0,00		4 401		160	

ESSAI.	HEURES.	COMPTE-TOURS.	POIDS.	POUR MOYENNES.
	min. sec.			h. min.
Commencement . .	59 29,36	2 403	40	II 59
Fin	92 9,13	3 903	130	III 45
Différence. . .	32 39,77	1 500	90 kg.	Div. 24
Soit.	1 959,77	3 000 coups		

La durée totale de l'essai est donc $\Theta = 1959^{s},77$. Le chronographe était réglé de manière qu'il n'y a aucune correction à faire de l'heure.

La durée d'un coup de piston est

$$0 = \frac{3\,000}{\Theta} = 0^{s},6533.$$

La consommation de vapeur dans le cylindre, par coup de piston, est

$$M_a = \frac{90}{3\,000} = 0^{kg},030\,000.$$

Les moyennes des observations se faisant toutes les deux minutes porteront sur les chiffres inscrits depuis $II^{h},59$ jusque $III^{h},45$.

Nous ferons remarquer que, si la durée de ce que nous conservons comme essai régulier paraît courte, en revanche, la machine marchait dès 8 heures du matin et avait pris parfaitement son régime avant $II^{h},45$, comme il est constaté par l'observation périodique de la marche des températures et d'autres quantités.

Nous avons soigné tout particulièrement la levée des diagrammes d'indicateur. Aux ficelles nous avons substitué une liaison rigide par excentrique et bielle dans le même

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

rapport que la manivelle et la bielle de la machine, 1 : 5 ; et le mouvement de la tige rigide menée par ce système commande celui des tambours par l'intermédiaire de ficelles aussi courtes que rigoureusement possible.

Jusque des vitesses de 50 tours et même de 60 tours par minute, nous employons des indicateurs Richards, au delà, des Crosby.

Nous tarons souvent les ressorts de nos indicateurs afin de nous assurer de leur bonne conservation.

Nous opérons par l'application de poids directement sur le piston de l'indicateur fixé à chaud dans une position renversée. Notre mode de tarage est employé par d'autres depuis que M. Bollinckx l'a fait connaître et perfectionné. Il exige de la part de l'opérateur une grande délicatesse de manipulation. On commence par tirer la ficelle du papier pour tracer une horizontale prise comme origine. Puis on met un poids de π kilogrammes [1] et on trace une nouvelle horizontale; un deuxième poids égal de π kilogrammes, et une nouvelle horizontale ; et ainsi de suite dans les limites de la force du ressort. Ensuite on enlève le dernier poids, et on trace une ligne qui doit, si le ressort est bon et si l'on a bien opéré, coïncider avec l'avant-dernière ligne tracée. On continue de la sorte à enlever successivement les poids jusqu'au retour à l'état primitif. Le dépôt, comme l'enlèvement des poids, doit se faire en douceur, petit à petit, de manière qu'on voie le crayon descendre ou monter sans aucune secousse ; ensuite il faut s'assurer, en imprimant une légère rotation au plateau à poids, qu'il ne se produit ni frottement ni coincement. Ces opérations se font naturellement à chaud.

Nous suivons la vapeur avec le thermomètre depuis la chaudière jusqu'à la sortie de la pompe à air. Nous avons remplacé partout les thermomètres à air par des thermomètres à mercure tarés par le Reichs-Anstalt de Berlin, parce que l'entretien des thermomètres à air était d'une excessive complication, et des accidents fréquents faisaient souvent rater des essais.

Nous avons toujours conservé le manomètre à mercure à air libre, n'ayant jamais rencontré un seul manomètre métallique qui nous assurât une équivalente précision certaine. La constatation exacte de la pression à la chaudière a trop d'importance dans un essai pour que l'on se contente de l'observation d'un manomètre métallique.

Notre frein est du système Weyher et Richmond, avec poulie graissée en dehors et refroidie en dedans par un courant d'eau. Il se règle automatiquement dans des limites fort restreintes. Il est muni de tout ce qui est nécessaire pour mesurer à la fois le travail du frottement par tour et la quantité de chaleur développée par la consommation de ce travail. Ainsi, il a pu servir à la détermination de l'équivalent mécanique de la calorie.

Pour de plus amples détails, voir :

1° *Données relatives à la machine à vapeur du laboratoire de l'Université de Liège.* Liège, Desoer, 1897.

2° *Documents sur le laboratoire de l'Université de Liège.* Liège, Desoer, 1900.

3° *Revue Universelle des Mines*, etc., passim.

4° *Revue de Mécanique*, passim.

Nous avons, outre les instruments ci-dessus, un strophomètre de Ransom pour l'essai des régulateurs, un dianomégraphe de Pichault pour l'étude des distributions, un

1. Ce nombre 3,1416 kilogrammes a été choisi pour simplifier les calculs.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

appareil Barr pour mesurer la résistance des fils métalliques, un banc d'épreuves de Kennedy, de la force de trois tonnes. Mais ces appareils ne servent encore qu'à des démonstrations et non à des expériences et à des mesures exactes, à des recherches qui conviennent mieux à un doctorat spécial qu'à l'enseignement général. Or, avant de songer à une organisation nouvelle, à une innovation, si utile qu'elle pût être, il fallait tout d'abord imposer les exercices de laboratoire et les enfoncer dans le programme touffu, malgré toutes les résistances, malgré le manque de tout encouragement, par l'évidence seule de l'utilité des résultats obtenus ; et, dans ce but, réaliser les vues de Hirn qui, conseillant l'introduction des laboratoires dans les écoles techniques, désirait que le travail y fût organisé de manière que *les élèves pussent déjà produire des résultats utiles tout en étudiant.*

C'est vers ce but que tous nos efforts ont tendu ; et dès que nos installations furent améliorées et satisfaisantes, nous avons fait part au public du résultat de nos travaux dans une série d'articles publiés dans la *Revue Universelle des Mines*, etc., et dans la *Revue de Mécanique*. Nos recherches ont porté sur l'économie des enveloppes, de la surchauffe, de la purge de la chapelle, de la compression dans l'espace mort par le piston, de l'étranglement de la vapeur avant son admission au cylindre.

Ces expériences ont donné lieu à quelques discussions portant particulièrement sur la théorie et l'interprétation des résultats et qui ont ainsi apporté peu de lumière dans les questions, beaucoup moins que les moindres expériences n'auraient fait.

Qu'il nous soit permis, en manière de conclusions, de revenir sur l'utilité des laboratoires de mécanique.

Suivant la coutume, les élèves sont interrogés fréquemment et périodiquement par des répétiteurs. Les répétitions qui seraient réduites à de simples récitations ne présenteraient guère d'utilité. Chez nous, l'élève y apporte du sien ; il doit y résoudre des problèmes numériques avec résultats chiffrés au degré d'approximation demandé. Par exemple, on lui donnera des diagrammes d'indicateur avec les renseignements voulus, et on lui demandera la force en chevaux à un dixième de cheval près ; ou la consommation de vapeur par cheval-heure au gramme près, etc.

On ne changera rien à la question, mais on vivifiera l'enseignement, on le rendra plus intéressant et plus instructif, en donnant à l'élève des diagrammes et des renseignements réels et non choisis au hasard, recueillis dans un essai réel de machine où l'élève aura lui-même joué un rôle d'observateur.

Toutes les applications numériques de résistance des matériaux, de cinématique, de dynamique, de physique des machines, se rapportent à la machine du laboratoire et c'est ainsi que celle-ci donne plus de vie à l'enseignement de la théorie, parfois rectifie même celle-ci ou la fait comprendre dans sa signification véritable. Elle sert à combler cet abîme que *Poncelet, le père de la mécanique*, a signalé comme existant entre la mécanique abstraite des corps dépourvus de propriétés physiques, et la mécanique appliquée aux corps réels, pourvus d'une âme, doués de forces intérieures tendant à conserver leur forme et leur figure, résistant aux forces extérieures agissant pour les altérer, en un mot, doués d'une énergie interne, d'un caractère propre qui se manifestent toujours au détriment de l'énergie que l'homme met à soumettre ces corps à sa propre volonté. Les corps dont nous faisons les pièces de nos machines ont une âme, une âme différant sans doute de celle des organismes animaux, mais pas plus invisible, et, comme elle, manifestant son existence par des faits, des phénomènes indéniables.

L'introduction de l'existence de l'âme des pièces de machines dans l'étude de leurs mouvements, apporte des modifications parfois profondes dans l'application et dans les conclusions des principes de la mécanique abstraite qui ne considère les corps que

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

comme des solides géométriques dépourvus de qualités physiques, d'âme. La grandeur, l'importance de ces modifications ne peuvent pas être mises en relief par la théorie ; il y faut l'expérience ; il faut que les pièces de machines soient sollicitées pour exercer leurs résistances et dévoiler leur âme ; il faut que les machines vivent et soient étudiées dans leurs fonctions ; il faut, comme l'a dit mon honorable collègue M. Van Beneden, que la machine marche devant les yeux de celui qui veut étudier aussi sa physiologie et pas seulement son anatomie.

De même, pour avoir traité le métal de nos cylindres à vapeur comme un corps géométrique dépourvu de la qualité physique d'être sensible à la chaleur, la théorie abstraite de la machine à vapeur s'est mise en flagrante contradiction avec les faits d'expérience. Hirn l'a bien fait voir, et, de même que Poncelet, il a montré un abîme à combler, et les matériaux pour le combler : l'expérience.

Quand les élèves ont vu fonctionner la machine, qu'ils ont été intéressés aux manifestations de sa vie, ils étudient avec plus de goût, à la lumière de la théorie, la manière de se comporter de la machine jusque dans les moindres détails ; ainsi ils acquièrent des connaissances solides qui se gravent profondément dans la mémoire comme des *choses vues*, et qui lui font apprécier la science expérimentale au risque de perdre confiance dans la science dogmatique. Malheureusement, par suite de l'exubérance des programmes d'études, les élèves ne peuvent pas fréquenter le laboratoire aux moments les plus instructifs, ceux de la préparation et de la vérification de la machine et des instruments avant les expériences. Quoi qu'il en soit, malgré bien des imperfections, malgré la parcimonie des subsides, nous croyons avoir montré qu'un laboratoire de mécanique annexé à une École technique, peut produire des travaux utiles à la pratique comme à la science et aux étudiants.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

DEUXIÈME QUESTION

LE LABORATOIRE MODERNE

ET

SON ÉVOLUTION ACTUELLE EN AMÉRIQUE

D'après M. le Dr R. H. THURSTON[1]

L. L. D. DIRECTEUR DU SIBLEY COLLEGE, CORNELL UNIVERSITY, ITHACA
OFFICIER DE L'INSTRUCTION PUBLIQUE DE FRANCE

L'organisation, aux États-Unis, des collèges désignés sous le nom de « Land Grant Colleges » provoquée par des concessions de terrains accordées en 1862 par le gouvernement général, suivant les clauses du bill Morill, a gratifié la nation d'un grand nombre de collèges et d'universités dont le but principal est, aux termes mêmes de la loi, de donner aux élèves l'instruction scientifique et littéraire fondamentale nécessaire au développement de l'agriculture et des arts mécaniques. Ces institutions, établies par les différents États de l'Union, ont eu souvent leurs ressources augmentées par de libérales dotations privées ou des États, et elles constituent actuellement l'un des éléments les plus importants et les plus utiles de l'instruction publique aux États-Unis. L'éducation technique scientifique et professionnelle y prospère dans les conditions les meilleures. Chacune de ces institutions constitue une véritable université, embrassant dans son programme les principales sciences, les grandes littératures, les arts fondamentaux, autant qu'il est possible de les y introduire : langues, histoire, philosophies anciennes et modernes, sciences naturelles, biologie, physique, chimie, mathématiques supérieures, droit, médecine, architecture, art de l'ingénieur. On s'efforce ainsi de les rendre aussi universelles que l'était, il y a 2000 ans, la célèbre université d'Alexandrie. On y développe le plus largement possible les moyens d'investigations et de recherches nécessaires pour le progrès de l'art de l'ingénieur; leurs laboratoires de mécanique très importants sont une source de découvertes, d'observations pratiques et scientifiques des plus utiles pour le progrès systématique des sciences appliquées.

Il existe aussi, aux États-Unis, un grand nombre d'institutions techniques considérables et parfaitement organisées, alimentées presque entièrement par des dotations particulières et par les inscriptions des élèves, dans lesquelles on poursuit des études analogues : nous possédons aussi dans les services de l'État, comme à la marine et à l'artillerie, des laboratoires d'une grande importance, et dont les travaux sont des plus considérables.

Nous nous proposons de faire connaître ici, sous une forme aussi condensée que pos-

1. La communication de M. Thurston, ainsi que celles des ingénieurs américains qui la suivent, étaient accompagnées d'un grand nombre de photographies et de documents qu'il nous a été malheureusement impossible de reproduire dans ce premier volume, où nous avons dû nous borner à un résumé de ces intéressants travaux.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

sible, le fonctionnement de quelques-unes de ces institutions, le caractère et l'importance de leurs laboratoires de mécanique et de leurs travaux.

Dans une discussion sur l'évolution de l'éducation technique aux États-Unis, à l'exposition internationale Chicago, en 1893, devant le Congrès international du génie civil, M. Thurston présenta un important mémoire sur ce sujet et en particulier sur les laboratoires de mécanique. Après avoir rappelé les services éminents rendus en Europe par les premiers laboratoires de ce genre : Conservatoire des arts et métiers de Paris, École des mines de Stockholm (1825) de Liège (1836) des ponts et chaussées de Paris (1843) King's College de Londres, Université d'Edimbourg, École polytechnique de Zurich (1890) laboratoire de Munich (1871) M. Thurston rappelle que c'est en 1891 seulement qu'il inaugura l'un des premiers laboratoires de ce genre aux États-Unis : celui de l'institut technologique Stevens, avec une machine à essayer qui lui permit de présenter dès 1893, à l'Institution des ingénieurs civils américains, un travail entièrement nouveau sur l'élévation de la limite d'élasticité par la fatigue. Peu à peu, les ressources du laboratoire s'accrurent et, en 1875, il put entreprendre, sous la direction de M. Thurston, des travaux pour le compte du bureau offiiciel des essais de matériaux des États-Unis. De 1875 à 1898, on y fit toute une série de recherches, aujourd'hui célèbres, sur les propriétés des alliages cuivre-étain-zinc, puis sur le graissage, recherches qui attirèrent sur ce laboratoire l'attention des ingénieurs, des industriels et des savants, les convainquirent de sa grande utilité et en assurèrent ainsi la prospérité.

Pendant longtemps, ce laboratoire se développa indépendamment de l'institution elle-même, presque entièrement par des subventions privées; actuellement, il est rattaché officiellement à l'Institution.

Le laboratoire de l'Institut technologique du Massachusetts date de 1884, époque à laquelle le professeur Whittaker, aidé de M. Dixwell, commença à réunir les appareils et machines nécessaires : il a pris rapidement un grand développement, comme nous le verrons dans le mémoire qui lui a été consacré par M. le professeur Lanza ; il en est de même du laboratoire du Sibley College, fondé en 1885 par M. Thurston, qui est peut-être actuellement le plus important des États-Unis, et qui sera aussi l'objet d'une description spéciale.

Les recherches et travaux de laboratoire font donc aujourd'hui presque universellement partie de l'enseignement technique aux États-Unis ; mais ces laboratoires, tous libéralement établis, ne servent pas seulement à l'enseignement. Le professeur, ses aides et ses élèves les plus avancés s'y livrent à des recherches originales soit dans le laboratoire même, soit sur des installations industrielles, soit encore à la demande des intéressés, auxquels ils rendent ainsi les plus grands services.

Mais, pour être réellement utiles, ces recherches doivent être faites par des hommes compétents, avec méthode et dans un but parfaitement déterminé : voici, à ce sujet, l'avis très précieux de M. Thurston.

Celui qui aborde une recherche doit, dit M. Thurston, avoir mieux qu'un vague désir d'en savoir, sur un sujet quelconque, un peu plus que tout le monde : cela ne suffit pas pour entreprendre un travail qui a bien des chances de s'étendre indéfiniment par lui-même et par ses ramifications. En général, plus on peut restreindre le sujet de ses recherches, mieux cela vaut : on doit, en dernière analyse, si l'on veut aboutir à un résultat rémunérateur, se réduire à une ou deux questions parfaitement précisées. Par exemple, si l'on voulait étudier l'action du froid sur les rails et les pièces de machines : sujet simple en apparence, mais en réalité complexe et obscur, il faudrait étudier cette action sur le fer pur, le fer avec carbone combiné (acier) ou mélangé, le fer et l'acier contenant du soufre, du phosphore, des scories, de la silice ou des mélanges de toutes ces inpuretés dans les proportions usuelles, puis l'effet des variations de température

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

sur la densité de ce métaux, et comment les basses températures affectent la résistance des métaux, principalement aux chocs, à la fois par la modification des forces moléculaires et par celle de la densité. Puis, ayant déterminé les effets de ces causes une à une, il faudrait déterminer celle de leur résultante, la formuler mathématiquement, si possible, ce qui serait extrêmement difficile et exigerait la collaboration active, intelligente et persévérante de chimistes, de physiciens et de mécaniciens.

Après avoir bien choisi et limité son sujet, il faut en connaître l'histoire, les travaux et recherches dont il a déjà été l'objet; travail d'érudition indispensable, et qui souvent éclaire et simplifie, limite et précise singulièrement la question et permet d'établir sûrement le plan des recherches. L'établissement de ce plan exige, outre une connaissance exacte et approfondie de l'état actuel de la question, celle de l'importance relative des résultats que l'on cherche et des ressources disponibles à cet effet ; il exige aussi l'habitude et la sûreté dans le maniement des appareils nécessaires à ces recherches.

Il faut, en outre, savoir classer et rédiger ses observations, puis les comparer, les discuter en elles-mêmes, et en tenant compte des actions et circonstances collatérales aux faits mêmes observés : tâche des plus ardues et délicates, et d'où dépend, pour beaucoup, la valeur du résultat final. Mais si toutes ces conditions sont bien remplies, l'on a toute chance d'aboutir à des résultats d'une utilité générale compensant largement les peines et les dépenses qu'on leur a consacrées, sans compter le bénéfice considérable que l'expérimentateur retire, pour sa formation personnelle, de travaux ainsi poursuivis avec une méthode rigoureusement scientifique.

LABORATOIRE DU SIBLEY COLLEGE

CORNELL UNIVERSITY, ITHACA, N.-Y.

Rapport de M. le Professeur Carpenter.

L'organisation actuelle de ce laboratoire date de 1890. Son personnel dirigeant comprend un professeur, M. Carpenter, et cinq assistants ou instructeurs, aidés par deux mécaniciens : le laboratoire peut recevoir 350 élèves, dont 40 à 50 s'adonnent, après avoir subi leurs examens ordinaires ou du premier degré, à des recherches originales. Tous les élèves doivent, pour acquérir leur diplôme, soutenir une thèse avec travail de laboratoire et essai d'une installation mécanique à l'extérieur. Le laboratoire est en outre organisé de manière à pouvoir exécuter des essais pratiques pour les industriels, essais payés de manière à augmenter les ressources du laboratoire.

Les essais sont exécutés, pour la plupart, d'après des normes ou tableaux imprimés, établis méthodiquement de manière à comprendre dans un ordre logique, en formules claires et se contrôlant mutuellement, les principales données du problème. Pendant leur dernière année, les élèves consacrent au laboratoire deux après-midi par semaine, dont l'une à exécuter des expériences et l'autre à la rédaction de rapports. On leur laisse un temps considérable : un neuvième de l'année, pour la rédaction de leur thèse, qui doit toujours renfermer une recherche originale.

Le laboratoire actuel est installé dans un bâtiment à deux étages de $42^m \times 12^m$ et dans un sous-sol de 18×54^m, avec machine à vapeur expérimentale dans une salle séparée, ainsi que l'essai des injecteurs et deux chaudières à tubes d'eau. La sur-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

face totale occupée est de 2400 mètres carrés environ. Le laboratoire renferme, outre de nombreux appareils d'essais : manomètres, calorimètres, dynamomètres, calibres, indicateurs avec leurs dispositifs d'étalonnage, etc., 6 machines à essayer les matériaux à la traction, de 140, 100, 45, 20 et 18 tonnes, plusieurs machines à essayer à la torsion, au choc, etc., 3 chaudières, plusieurs petites machines expérimentales et une grande machine [1] à trois cylindres de 230, 405 et 610 + 915 de course, pouvant marcher en simple, triple ou compound, avec ou sans condensation, enveloppes ou réchauffeurs, espaces nuisibles et réglage variables; cette machine a permis d'effectuer un grand nombre de recherches des plus importantes.

Outre les chaudières d'un type courant à tubes d'eau, le laboratoire en possède une pouvant marcher à 80 atmosphères et une machine à quadruple expansion, construite par deux élèves, et qui a, sous une pression d'admission de 28 kilogrammes, dépensé 4 kg. 45 de vapeur par cheval-heure indiqué.

Il faut encore ajouter deux compresseurs d'air simple et un compresseur compound, une petite machine frigorifique, des machines à essayer les paliers et leur graissage, etc.

La valeur totale des appareils et des machines est d'environ 450 000 francs, dont la moitié donnée par des industriels.

Le rapport de M. Carpenter donne le détail d'un grand nombre d'essais, avec leurs

1. *Revue de mécanique*, Novembre 1897, p. 1026.

LABORATOIRE DE MÉCANIQUES, SIBLEY COLLEGE CORNELL UNIVERSITY

Donnée et résutats de l'essai d'un ..... *moteur à gaz*

Par ..... *19* .....

Objet de l'essai .....

Dimensions du moteur.

Diamètre du piston en millim. .....
Surface du piston en centimètres carrés .....
Longueur de la course en millim. .....
Cylindrée en litres .....
Espace nuisible en litres .....
— p. 100 .....
Diamètre de la tige du piston en millim. .....
— du bouton de manivelle en millim. .....
Longueur du levier du frein en millim. .....

Données.

Durée de l'essai .....
Dépense de gaz totale en mèt. cub. .....
— — par heure .....
Dépense d'eau totale .....
— — par heure .....
Rapport du gaz à l'air .....
Eau de refroidissement totale en kilog. .....
— par heure .....
— Température à l'entrée .....
— — à la sortie .....
— échauffement .....
Tours totaux .....
— par heure .....
— par minute .....
Explosions totales .....
— par heure .....
— par minute .....
Températures de l'échappement .....
— de la salle .....

Poids du mètre cube de gaz [1] .....
— — d'air .....
— — du mélange .....
Chaleur spécifique du gaz .....
— — de l'air .....
— — des gaz d'échappement .....
Puissance calorifique du mètre cube du gaz .....

Résultats.

Puissance au frein totale en kilogrammètres .....
— — par heure .....
— — en chevaux .....
Puissance indiquée moyenne, course motrice .....
— — course d'échappement .....
— — nette .....
Kilogrammes de gaz par heure .....
— d'air par heure .....
— de gaz d'échappement .....
Mètres cubes de gaz par cheval-heure indiqué .....
— — — effectif .....
Rendement organique .....
Résistances passives en chevaux .....

Chaleur par heure.

Fournie .....
Absorbée par l'eau de refroidissement .....
Emportée par l'échappement .....
Puissance indiquée équivalente .....
Rayonnement et pertes .....
Rendement thermique .....
Calories par cheval-heure indiqué .....

1. A 0° et à la pression atmosphérique de 760 millim.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

tableaux ou normes annexés, qui présentent un très grand intérêt, mais qui ne sauraient être l'objet d'un résumé. Nous nous bornerons à reproduire ici deux de ces tableaux, tout imprimés sur feuilles volantes et que l'expérimentateur n'a plus qu'à

DÉPARTEMENT DES EXPÉRIENCES, SIBLEY COLLEGE

Essai de chaudière.

Exécuté par .....

Date .....

Type de la chaudière ..... *Construite par* .....

DIMENSIONS.
- Durée de l'essai .....
- Grille : longueur.....largeur.....surface en m².....
- Surface de chauffe d'eau .....
- Surface de surchauffe .....
- Hauteur de la cheminée en mètres .....
- Rapport de la section de tirage à la grille .....
- Section de la cheminée en mèt. car. .....
- Tubes : diamètre en millim. Nombre .....
- Rapport de la chauffe à la grille .....

PRESSION.
- Baromètre en millim. de mercure .....
- Pression au manomètre en kil. par cent² .....
- Pression absolue de la vapeur .....
- Tirage près du registre en millim. d'eau .....
- — au cendrier .....

TEMPÉRATURES.
- Air extérieur .....
- De la chambre de chauffe .....
- Des gaz à la cheminée .....
- Du foyer .....
- De l'eau d'alimentation .....
- De la vapeur .....

COMBUSTIBLE.
- Nature du charbon .....
- Provenances .....
- Dimension des morceaux .....
- Carbone fixe p. 100 .....
- Matières volatiles p. 100 .....
- Humidité p. 100 .....
- Cendres p. 100 .....
- Calories par kil. de charbon .....
- — — de combustible .....
- Carbone dans les cendres p. 100 .....
- Dépense totale en kilog. .....
- Bois .....
- Humidité p. 100 .....
- Dépense de charbon sec en kilog. .....
- Déchet total sec en kilog. .....
- — — p. 100 .....
- Combustible total en kilog. .....

DÉPENSE P. HEURE.
- Charbon sec en kilog .....
- Combustible .....
- Charbon sec par mèt. carré de grille .....
- Combustible — — .....
- Charbon sec par mèt. carré de surface de chauffe
- Combustible — — —

GAZ DE LA CHEMIN.
- CO_2 p. 100 en volume .....
- CO — — .....
- H — — .....
- Oxygène libre p. 100 en volume .....
- Air en excès .....

Titre de la vapeur p. 100 .....

Surchauffe .....

EAU TOTALE.
- Dépense totale en kilog. .....
- Vaporisation sèche totale .....
- Facteur d'évaporation .....
- Vaporisation équivalente de et à 100° .....

EAU P. HEURE
- Totale .....
- Vapeur sèche .....
- Équivalente de et à 100° .....

VAPORISATION.

Par kilog. de charbon.
- Réelle [1], par kilog. de charbon sec .....
- Équivalente de et à 100°, charbon sec .....

Par kilog. de combustible.
- Réelle en kilog. .....
- Équivalente de et à 100° .....

Par mètre carré de grille et par heure.
- Réelle en kilog. .....
- Équivalente de et à 100° .....

Par mètre carré de surface de chauffe et par heure.
- Réelle .....
- Équivalente de et à 100° .....

Par mètre carré de section minima de tirage et par heure.
- Réelle .....
- Équivalente de et à 100° .....

PUISSANCE EN CHEVAUX.
- (*a*) Sur la base d'une vaporisation de 14ᵏᵍ,74 par cheval-heure .....
- (*n*) Nominaux .....
- Rapport $\frac{a}{n}$ = ...

Calories par kilog. de charbon .....
- — absorbées par l'eau à la chaudière .....
- — perdues à la cheminée .....
- — par combustion incomplète .....
- — par radiation .....
- — en cendres .....

(*a*) Rendement de la chaudière .....

(*b*) — — et de la grille .....

1. On entend par vaporisation réelle celle de l'eau d'alimentation prise à sa température et en vapeur sèche sous la pression du manomètre.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

remplir, assuré de fournir ainsi des données facilement comparables avec celles obtenues par ses prédécesseurs dans des circonstances analogues.

A côté de ce laboratoire de mécanique, la Cornell University possède un *laboratoire hydraulique* exceptionnellement remarquable, dont nous devons la description à M. le professeur *W. F. Durand.* La pièce principale de ce laboratoire est un canal de $105^m \times 4^m,80 \times 3$ mètres de profondeur, en partie taillé dans le roc et en partie bétonné, alimenté d'un réservoir supérieur par des vannes avec appareils de mesure permettant d'y maintenir le niveau sensiblement constant. On est en train de construire toute une série d'appareils permettant d'étudier dans ce canal les questions relatives à la construction navale et à la propulsion des navires.

L'appareil pour l'étude des propulseurs comprendra (fig. 1) un pont roulant à

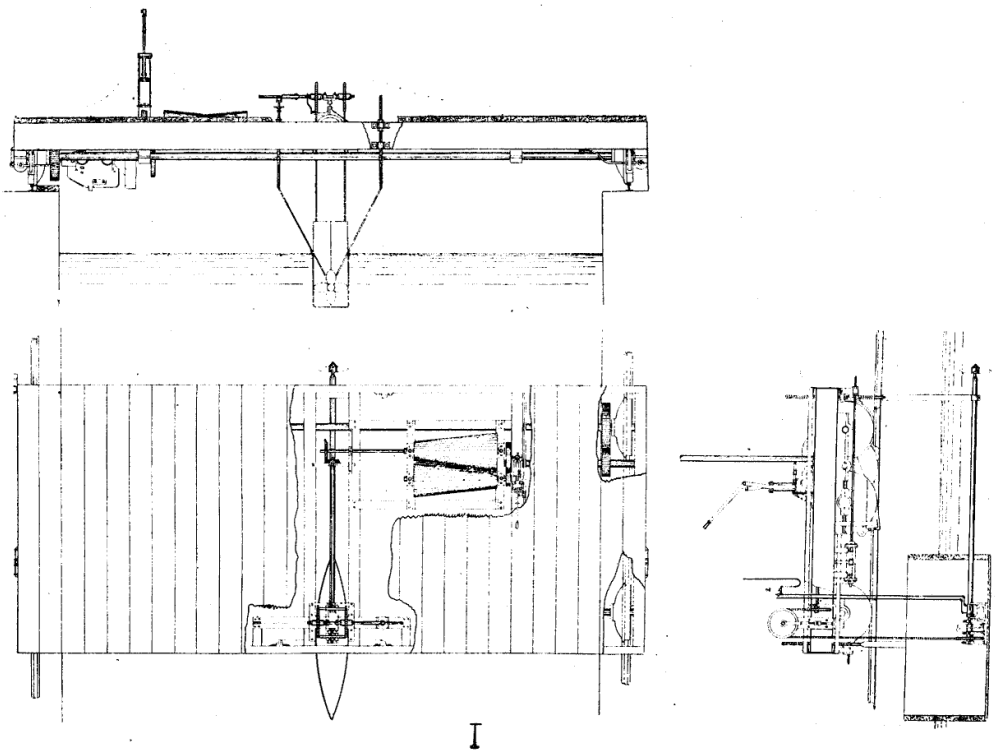


Fig. 1. — Appareil pour l'étude des propulseurs.

plate-forme de $2^m,40 \times 5^m,40$, au-dessus du canal, avec dynamo de 15 chevaux, à vitesse variable par un rhéostat, et commandant un arbre d'hélice attachée au pont roulant par un dynamomètre de transmission composé (fig. 2) de trois poulies à gorge de 250 millimètres. L'une de ces poulies, G, est calée sur l'arbre de l'hélice, les deux autres, P et I, sont montées à billes sur un arbre PQ, à palier LM, supporté par une mince lame d'acier, sur laquelle il peut osciller sans aucun frottement, de sorte que l'extrémité P de l'arbre PQ exerce sur le support à billes B une pression proportionnelle à l'effort transmis à l'arbre de l'hélice par la corde qui attaque la poulie G par le renvoi H I. Le support B est relié par joint sphérique à un plongeur pouvant glisser et tourner dans un cylindre à huile A, également sur lame flexible, et relié à un manomètre à mercure calibré antérieurement par des expériences exécutées en remplaçant l'hélice

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

par un frein de Prony. La dynamo commande sa poulie à gorge par l'intermédiaire d'un

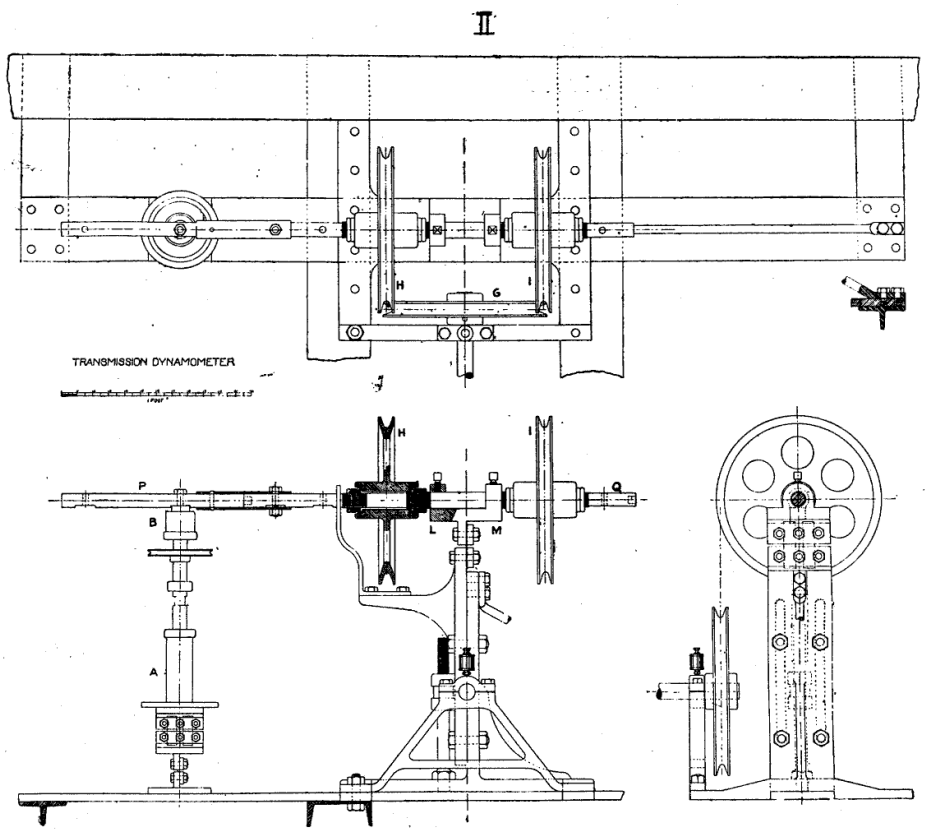


Fig. 2. — Dynamomètre de transmission pour l'étude des propulseurs.

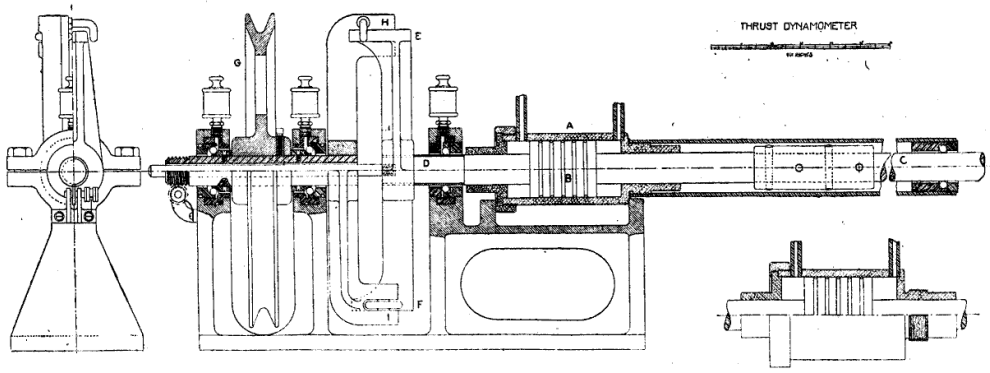


Fig. 3. — Dynamomètre de poussée pour l'étude des propulseurs.

train d'engrenages et de cônes de friction Evans (fig. 1) qui permettent de faire varier de 120 à 700 tours par minute la vitesse de l'hélice.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Sur l'arbre même de l'hélice, se trouve un dynamomètre de poussée constitué par un piston B (fig. 3) calé sur l'arbre d'hélice C, tournant dans un cylindre manométrique à l'huile A ; comme la poulie G attaque l'arbre C par un croisillon EF, à galets, I, permettant à EF de glisser librement dans H, on voit que la pression de l'huile en A donnera avec une exactitude suffisante la poussée de l'hélice.

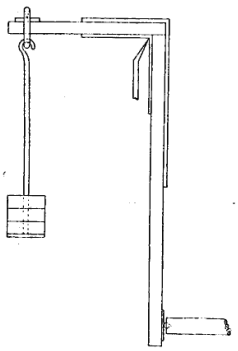


Fig. 4.

L'ensemble de l'arbre de l'hélice, de $2^{m},40$ de long, est monté dans un caisson avec forme fine à l'avant (fig. 1) suspendu à la plate-forme du pont roulant.

Le manomètre de A est calibré en remplaçant la poussée de l'hélice par (fig. 4) celle d'un levier chargé de poids connus.

Les temps, les distances parcourues et les nombres de tours de l'hélice sont donnés par des chronographes et compteurs électriques convenablement appropriés.

UNIVERSITÉ D'ILLINOIS

Mémoire de M. Brekenridge.

Ce laboratoire possède 9 machines à vapeur, 3 moteurs à gaz, 1 compresseur, 1 moteur à air chaud, 1 condenseur à surface, 9 pompes, 1 pulsomètre, etc. L'université est chauffée et alimentée de vapeur motrice par 4 chaudières de 1000 chevaux, dont trois à grilles mécaniques et disposées pour des essais de toute espèce ; une canalisation d'eau et de vapeur de 820 mètres de long, en caniveaux de $1^{m},80 \times 2$ mètres de haut, permet des expériences sur l'écoulement de l'eau, des gaz, de la vapeur, etc.

Il possède deux wagons-dynamomètres pour l'essai des locomotives et des voies donnant, pendant la marche d'un train, la pression de la vapeur à la chaudière et aux cylindres de la locomotive, la dépense d'eau, la vitesse des roues motrices ou tours par minute, celle du train, l'effort de traction, les irrégularités, écarts et déclivités de la voie, la direction et la vitesse du vent, la pression de l'air comprimé dans les conduites et réservoirs des freins. Les diagrammes, les températures de l'eau d'alimentation, la dépense de charbon, etc., sont relevés sur la locomotive même.

LABORATOIRES DE L'INSTITUTE OF TECHNOLOGY DU MASSACHUSETTS, A BOSTON

Mémoire de M. le Professeur Lanza.

Cette institution est une véritable université consacrée à l'étude des sciences appliquées : génie civil, mines et métallurgie, mécanique, architecture, chimie, électricité, biologie, physique, hygiène, géologie, constructions navales. La nécessité de compléter l'enseignement des cours par des travaux de laboratoire de toute espèce a été parfaitement mise en lumière, dès 1846, par le promoteur de cette université, le professeur Rogers. Pour la mécanique, en particulier, il faut, dit-il, mettre à la disposition des

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

élèves des laboratoires où ils puissent essayer des machines motrices au frein et à l'indicateur, faire des expériences sur l'écoulement de l'eau et des gaz, la résistance des matériaux, etc.

Le laboratoire de mécanique organisé en 1873-74 par le professeur Whittaker — et qui fut peut-être le premier de tous — comprenait l'installation nécessaire pour l'essai des chaudières et des machines à vapeur saturée ou surchauffée, l'étalonnage des manomètres des indicateurs, freins, etc. Ce laboratoire s'est considérablement développé, il occupe actuellement près de 2 000 mètres carrés ; sa disposition générale est représentée sur les plans (fig. 5 et 6). Bien qu'établi à l'origine pour l'instruction des élèves, on y fait un grand nombre de recherches originales, publiées régulièrement dans le *Technology Quarterly*, journal édité par l'Université, ou dans les thèses des élèves. Ces tra-

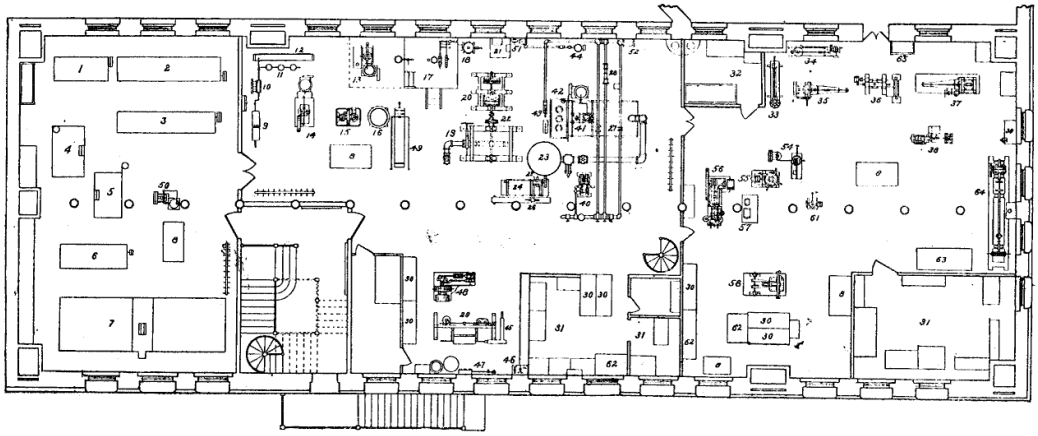


Fig. 5. — Laboratoire de l'Institut technologique du Massachusetts. 1er étage, surface 700 m2.

1, 2 et 3, métiers ; 4 et 5, cardes ; 6, métier ; 7, mull-jenny ; 8, tables ; 9, appareil pour étudier l'écoulement de la vapeur ; 10, calorimètres à surchauffe ; 11, calorimètres à étranglement ; 12, condenseur ; 13, calorimètres à circulation d'eau ; 14, machine à air chaud d'Ériesson ; 15, de Rider ; 16, réservoir d'alimentation pour bélier hydraulique ; 17, appareil à essayer les injecteurs ; 18, appareil pour mesurer la force du jet des injecteurs ; 19, roue Pelton ; 20, frein pour roue Pelton ; 21, colonne de mercure ; 22, dynamomètre Emerson ; 23, réservoir pour essais hydrauliques ; 24, déversoir de 450 millimètres ; 25, moteur hydraulique ; 26, éjecteur ; 27, appareil hydraulique ; 28, compteur Venturi ; 29, pompes pour freins à air ; 30, cases d'instruments ; 31, bureaux ; 32, salles de mélange des ciments ; 33, 34, machines à essayer les ciments ; 35, machine à essayer de 23 tonnes ; 36, machine à essayer les tissus ; 37, machines à essayer de 45 tonnes ; 38, machine à essayer les fils métalliques ; 39, établi ; 40, moteur hydraulique ; 41, bélier hydraulique ; 42, déversoir ajustable et réservoir ; 43, appareil pour essayer les ajutages ; 44, colonne d'eau ; 45, appareil pour essayer les anémomètres ; 46, essai des manomètres ; 47, détermination des chaleurs spécifiques des gaz ; 48, machine à vapeur de 8 chevaux ; 49, condenseur ; 50, drosophore ; 51, moteur hydraulique ; 52, pendule à secondes ; 54, bombe à gaz ; 55, abraseuse ; 65, moteurs à gaz de 4 chevaux ; 57, compteurs à gaz ; 58, machine à essayer les lubrifiants ; 61, Dynamomètre de Weber ; 62, cases ; 63, machine à essayer par efforts répétés ; 64, dynamomètre ; 65, poids.

vaux sont exécutés soit dans le laboratoire même, soit au dehors, avec les appareils du laboratoire.

Les principales machines de ce magnifique laboratoire sont (fig. 5 et 6) les suivantes :

1° Pour l'étude de la *résistance des matériaux*. Une machine à essayer Sellers-Emery, de 135 tonnes, qui permet l'essai de colonnes en fer ou en bois, de rivures d'articulations, etc., en grandeur d'exécution, et une machine de 45 tonnes, permettant l'essai à la flexion transversale de pièces de 7m,80 de portée, poutres en fer et en bois, dont la résistance est toujours moindre que celle déduite d'essais sur de petites pièees sans nœuds ni défauts d'aucune sorte. On a pu essayer, avec cette machine, et en grandeur d'exécution, les principaux assemblages des fermes de charpentes, et se procurer ainsi des données pratiques des plus précieuses. Des essais exécutés sur la résistance transversale des joints rivés sur poutres en fer de 0m,71 d'épaisseur ont également fourni des résultats inattendus et des plus importants.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

1, machine à triple expansion de 150 chevaux; 2, dynamo de 500 lampes; 3, boites de résistances; 4, appareil à essayer les transmissions par courroies; 5 et 7, freins de Prony; 8, tables; 9, établi de charpentier; 10, tours; 13, condenseur; 14, machine à vapeur de 16 chevaux; 15, pompe à vapeur double de 405 × 267 × 305; 16, pompe à main; 17, pompe à vapeur; 18, pompe centrifuge; 19, pulsomètre; 20, radiateurs pour chauffage et ventilation; 21, ventilateur; 22, citerne; 23, réservoirs pesés; 25, réservoir de 1m,50 de diamètre × 8m,15 pour expériences hydrauliques; 26, frein de Prony; 27, réservoirs calibrés de 7m3,92 chacun; 28, colonne d'eau de 250 de diamètre × 25m,60; 29, compteurs d'eau de 76 millimètres : 30, colonne de mercure; 31, réservoirs pesés; 32, déversoirs de 305 millimètres; 33, réservoir avec ajutage; 34, appareil pour mesurer la pression de l'air sur les surfaces; 35, essais des manomètres; 37, turbine; 37, ajutages; 38, déversoir de 1m,20; 39, réservoir pesé; 40, réservoir jaugeur pour essais des enveloppes de vapeur; 41, condenseur à surfaces; 42, réservoir pour pesé; 43, pompe à air; 44, essais des indicateurs; 45, banc pour tubes; 46 et 47, pompes à vapeur; 48, roue hydraulique; 49, citerne pour eaux grasses; 50, dynamomètre Emerson; 51, petite machine à essayer par torsion; 52, pompe d'essais hydrauliques; 53, grandes bascules; 54, tours; 55, établi; 56, machine pour essai des arbres à la torsion; 58, machine à essayer à levier de 45 tonnes; 59, essai des câbles; 60, 61 et 62, machine à essayer d'Emery de 136 tonnes, son fléau à poids et sa pompe; 63, cheminée de 0m,90 × 30m; 64, machine à essayer les voûtes; 65, radiateurs de chauffage et de ventilation; 66 et 67, ventilateur et sa machine; 68, machine pour mesurer l'usure des freins et des bandages; 69, machine pour essayer les transmissions par cordes; 70, machine à essayer les huiles; 71, machine à essayer les bois; 72, régulateur expérimental à pendule; 73, régulateur-volant expérimental; 74, machine à essayer les poutres de 8000 kil.; 75, machine pour étudier le frottement de glissement; 76, pompe rotative; 77 et 78, citernes; 79, tuyau de 300 reliant les citernes 22 et 77; 80, machine compound tandem de 200 chevaux; 81, condenseur de pompe à air; 82, pompe; 83, citerne pour décharge; 84, moteur à gaz de 36 chevaux; 85, frein de Prony de 100 chevaux; 86, 87, ventilateur et sa machine; 88, radiateurs; 89, forge portative; 90, réservoirs et pesage d'eau; 91, pompe à vapeur; 92, réservoir pour retours; 93, chaudières.

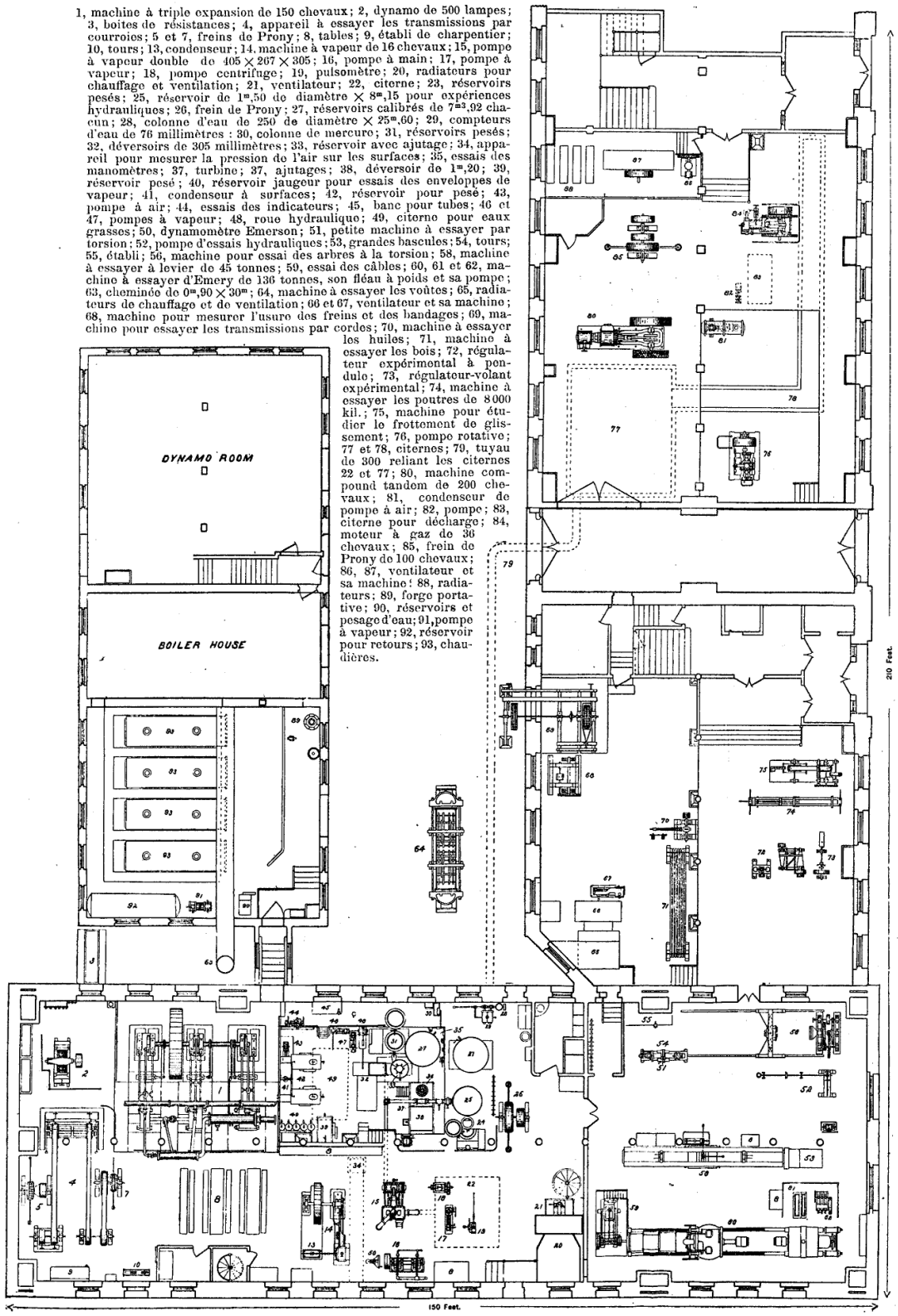


Fig. 5. — Laboratoire de mécanique de l'Institut technologique du Massachusetts. Rez-de-chaussée. Surface : 1250m2.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Une machine permettant l'essai à la torsion d'arbres de 76 millimètres de diamètre sur 3m,60 de long : on a pu, avec cette machine, déterminer très exactement les modules d'élasticité au cisaillement par la mesure d'arcs de torsion avec une approximation de quatre secondes d'arc.

Une machine de 180 tonnes, permettant l'essai transversal et vertical des voûtes de maçonnerie, etc.

2° Pour l'étude des chaudières et machines à vapeur.

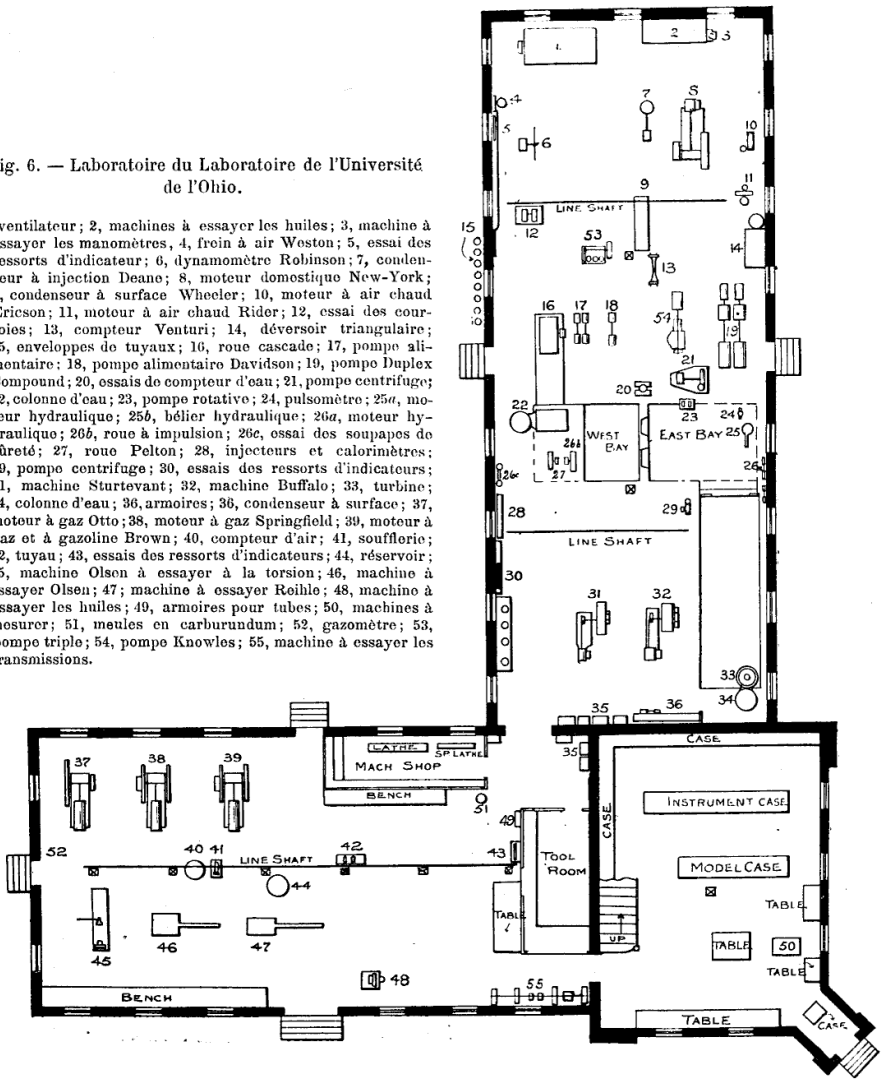


Fig. 6. — Laboratoire du Laboratoire de l'Université de l'Ohio.

1, ventilateur; 2, machines à essayer les huiles; 3, machine à essayer les manomètres, 4, frein à air Weston; 5, essai des ressorts d'indicateur; 6, dynamomètre Robinson; 7, condenseur à injection Deane; 8, moteur domestique New-York; 9, condenseur à surface Wheeler; 10, moteur à air chaud Ericson; 11, moteur à air chaud Rider; 12, essai des courroies; 13, compteur Venturi; 14, déversoir triangulaire; 15, enveloppes de tuyaux; 16, roue cascade; 17, pompe alimentaire; 18, pompe alimentaire Davidson; 19, pompe Duplex Compound; 20, essais de compteur d'eau; 21, pompe centrifuge; 22, colonne d'eau; 23, pompe rotative; 24, pulsomètre; 25*a*, moteur hydraulique; 25*b*, bélier hydraulique; 26*a*, moteur hydraulique; 26*b*, roue à impulsion; 26*c*, essai des soupapes de sûreté; 27, roue Pelton; 28, injecteurs et calorimètres; 29, pompe centrifuge; 30, essais des ressorts d'indicateurs; 31, machine Sturtevant; 32, machine Buffalo; 33, turbine; 34, colonne d'eau; 36, armoires; 36, condenseur à surface; 37, moteur à gaz Otto; 38, moteur à gaz Springfield; 39, moteur à gaz et à gazoline Brown; 40, compteur d'air; 41, soufflerie; 42, tuyau; 43, essais des ressorts d'indicateurs; 44, réservoir; 45, machine Olsen à essayer à la torsion; 46, machine à essayer Olsen; 47; machine à essayer Reihle; 48, machine à essayer les huiles; 49, armoires pour tubes; 50, machines à mesurer; 51, meules en carburundum; 52, gazomètre; 53, pompe triple; 54, pompe Knowles; 55, machine à essayer les transmissions.

Une machine Corliss à triple expansion à cylindres de 224, 406 et 610 millimètres sur 760 de course, de 150 chevaux, avec une pression d'admission de 10k,5, pouvant marcher à volonté en allure simple, compound ou triple, avec condenseur à surface, et réchauffeurs Wainwraight à surfaces variables, qui ont permis de faire, sur l'action des réchauffeurs et des enveloppes de vapeur, des expériences très intéressantes publiées

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

dans le *Technology Quarterly* (vol. IX et XI, n° 3, n° 4) et dans les comptes rendus de la Société des Ingénieurs mécaniciens américains.

Une machine tandem compound de 225 chevaux, à cylindres de 280 et 457 × 300 de course, avec condenseur à surfaces.

Une installation pour l'essai complet et rapide des injecteurs (1).

Une installation pour l'étude de l'écoulement de la vapeur au travers d'orifices d'ajutages et de tuyaux ayant jusqu'à 200 millimètres de diamètre.

Un matériel complet, — indicateurs, compteurs, jauges, freins, — pour les essais à l'extérieur, publiés dans le *Quarterly*, dont quelques-uns très intéressants, ont, comme celui du chemin de fer électrique de West End Street, à Boston, duré 50 heures et entraîné 20 000 observations.

3° Pour l'hydraulique.

Un réservoir fermé en acier de $1^m,50$ de diamètre sur 9 mètres de haut, relié à une colonne de 21 mètres de haut, permettant d'y maintenir la charge que l'on veut jusqu'à cette hauteur. Ce réservoir est pourvu des orifices, ajutages, vannes, etc., nécessaires pour l'exécution des expériences sur l'écoulement de l'eau, la résistance des conduites, le rendement des moteurs hydrauliques, etc.

Le laboratoire comprend, en outre, un appareil pour l'essai en vase clos des mélanges détonants, notamment ceux employés dans les moteurs à gaz et à pétrole, un moteur à gaz de 36 chevaux, et il recevra bientôt un compresseur d'air étagé d'une capacité d'aspiration de $2^{m3},8$ d'air par minute, et pouvant les comprimer à 170 kilogs.

A côté de ce laboratoire de mécanique proprement dit, se trouve un atelier de charpentier de 570 mètres carrés, une forge de 390 mètres carrés, une fonderie de 180 mètres carrés, un atelier de machines-outils de 470 mètres carrés, avec 32 étaux, 33 tours mécaniques, 70 tours à main, 1 tour à revolver, 2 perceuses, 3 raboteuses, 1 étau limeur, 2 fraiseuses universelles, 1 affûteuse, 1 machine à meuler, etc.

Le laboratoire d'électricité, de 830 mètres carrés, celui des mines et de la métallurgie, de 930 mètres carrés, sont également installés d'une façon véritablement grandiose.

M. Lanza donne, dans sa remarquable monographie, la description détaillée de ces différents laboratoires et la liste des travaux exécutés ou publiés, liste qui suffit bien, à elle seule, pour démontrer l'utilité de pareilles institutions, et combien elles justifient les dépenses, si considérables soient-elles, consacrées à leur établissement.

UNIVERSITÉ DE L'INSTITUT POLYTECHNIQUE DE WORCESTER (MASSACHUSETTS)

Mémoire du Professeur S. L. Reeve.

Le laboratoire hydraulique très important de cet institut, situé à Cheffinsville, comprend notamment l'installation nécessaire pour l'essai d'une turbine de 80 chevaux, dans toutes les circonstances, sous une charge de $9^m,15$. La turbine, du type Hercule, de $0^m,457$, horizontale centripète-axale, fait normalement 450 tours par minute. Sa puissance est mesurée par un dynamomètre Alden, constitué essentiellement par un plateau en fonte calé sur l'axe de la turbine et pressé sur ses deux faces par deux dia-

1. Bulletin de la *Société d'Encouragement pour l'industrie nationale*, février 1900, p. 297.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

phragmes en cuivre mince, appuyés par une pression d'eau réglable automatiquement, et dont la circulation rafraîchit l'appareil, à marche parfaitement régulière et sûre. L'eau traverse, avant d'arriver à la turbine, un compteur Venturi de $0^m,915$ de diamètre et se décharge, au sortir de la turbine, dans un bac pourvu des appareils de mesure nécessaires : déversoirs, piezomètres, etc.

Le laboratoire de mécanique comprend, dans une petite salle séparée, des appareils : calorimètres, thermomètres, indicateurs, etc., pour l'étude de la vapeur, étalonneurs pour manomètres, petit condenseur avec pompe à air de 25 chevaux, des appareils pour l'étude des transmissions par courroies, des dynamomètres de transmission, un moteur à gaz Otto de 3 chevaux, trois petites machines à vapeur expérimentales. Le grand laboratoire comprend deux chaudières verticales de 100 chevaux, à tirage à volonté naturel ou forcé, avec économiseur, pompes alimentaires, réchauffeur d'alimentation (timbre 14 K), disposés entièrement pour les expériences. On installera bientôt, à côté de ces chaudières, un gazogène pour moteur à gaz de 100 chevaux. Les machines à vapeur expérimentales sont au nombre de trois : une machine Putnam à cylindre de 184×508, pour une pression de 14 kilogrammes, une Corliss Allis de 254×762 et une Wheelock de 432×762, avec réservoir intermédiaire, et disposées de manière à pouvoir marcher à volonté en simple, en compound, avec ou sans condensation, enveloppes, surchauffe, etc. On y ajoutera bientôt une machine Westinghouse compound à simple effet, à cylindres de 224 et 300×224 de course.

Ce laboratoire, bien que de date récente, a déjà permis d'effectuer des recherches importantes, principalement sur la surchauffe, les enveloppes de vapeur, le frottement des garnitures, le fonctionnement des injecteurs, la résistance des tubes d'acier soumis à la traction et à la torsion en même temps qu'à une pression interne, la résistance et l'élasticité des billes d'acier, le fonctionnement des moteurs à gaz, la combustion continue du gaz et du pétrole sous des pressions de 11 atmosphères, question des plus intéressantes pour les moteurs à gaz et à pétrole.

LABORATOIRE DE L'UNIVERSITÉ DE L'ÉTAT DE L'OHIO

D'après M. le Professeur Hitchcock.

La figure 6 donne le plan de ce laboratoire dans son état actuel. La division des essais de matériaux comprend une machine Olsen de 45 tonnes pour des essais à la traction, et une Olsen pour essais à la torsion.

La division des moteurs à gaz comprend un moteur Brown de 210×355 de course, un Spungfield de 165×305 et un Otto de 170×300, pouvant tous marcher au gaz ou à la gazoline, et pourvus des appareils nécessaires pour la mesure directe du gaz et de l'air dépensés, pris dans des gazomètres ; on peut aussi mesurer la dépense de l'eau de circulation. Le nombre des explosions et des tours par minute s'enregistrent par des compteurs électriques. Cette installation, établie par M. Maguider, a permis d'exécuter depuis trois ans un grand nombre de recherches très importantes.

Le laboratoire possède deux machines à vapeur : une Sturtevant, de 200×300 de course et une Buffalo de 300×300, pouvant marcher à volonté en simple ou en compound, avec ou sans condensation avec un condenseur à surface Wheeler. Le frottement des tiroirs équilibrés ou non s'étudie au moyen d'un dynamomètre de Giddings avec ellipsographe et modèle figuratif de la marche du tiroir. Le tout est complété par

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

trois calorimètres pour le titrage de la vapeur et une installation pour l'essai des injecteurs.

Une colonne d'eau de $7^{m},20$ de haut sur 610 de diamètre, et pouvant supporter des pressions de $8^{kg},50$, est pourvue d'une série d'ajutages allant jusqu'à 150 millimètres de diamètre, avec calibres permettant de mesurer le diamètre du jet jusqu'à 100 millimètres de l'ajutage. Un ajutage de 75 millimètres fait tourner une roue Pelton et une autre roue à impulsion; un second ajutage sur tuyau de 125 millimètres commande une roue à impulsion Cascade, et cet ajutage peut se déplacer verticalement pour permettre d'étudier l'effet des déplacements du jet. La puissance est mesurée par un frein avec amortisseur, et l'eau est fournie par une pompe Deane de 125×150 de course.

Le département des pompes comprend une pompe Laidlan Gordon double de 150 et 100×150 de course; une Davidson de 140 et 82×200; une Knowles de 300 et 180×300 de course, à plongeur extérieur, et une Worthington de 250×405 et 300×250 de course, tandem double compound, pouvant débiter 4500 litres par minute. Les tuyaux d'aspiration et de refoulement de ces pompes sont disposés de manière à se prêter à un grand nombre de combinaisons, aspirant et refoulant dans des réservoirs de 11, 13 et 23 mètres cubes, avec déversoirs pour la mesure des débits, etc.

Le laboratoire hydraulique comprend en outre une turbine Leffel de 250 millimètres, alimentée d'eau en charge par une pompe centrifuge de 150 millimètres, des béliers hydrauliques, des moteurs et des pompes diverses disposés pour les essais, avec la tuyauterie nécessaire pour exécuter ces essais indépendamment les uns des autres.

On peut encore citer les machines et appareils suivants:

Une machine à vapeur domestique à cylindre de 230×230, pouvant échapper dans un condenseur à injection Deane ou dans un condenseur Wheeler à surface ;

Un appareil à essayer les courroies;

Un ventilateur pour étudier l'écoulement de l'air ;

Deux moteurs à air chaud, l'un d'Ericson, l'autre de Rider;

Un banc pour essai des huiles avec thermomètres, hydromètres, ou viscosimètres et appareil à point d'éclair pour les pétroles.

On peut aussi faire des essais sur les chaudières et les machines qui fournissent le chauffage, la force motrice et l'électricité à l'Université, notamment sur les chaudières avec des appareils Orsat, l'économmètre Arndt, etc. L'un des professeurs de l'Université, M. Robinson, y a ajouté à ses frais une chaudière Babcox Wilcox de 107 chevaux, timbrée à 14 kilogrammes, avec économiseur Green et réchauffeur de l'air au cendrier, constamment disponible pour les essais, et pouvant marcher au tirage naturel ou artificiel par aspiration ou vent forcé. Cette chaudière est disposée de manière à pouvoir être complètement enfermée pour la détermination du rendement.

Enfin, au département de l'agriculture, se trouve une installation frigorifique avec compresseur à l'ammoniac à double effet de 6 tonnes, aussi disposé pour les essais.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

DEUXIÈME QUESTION

ORGANISATION DU LABORATOIRE D'ESSAIS MÉCANIQUES

DE LA

SECTION TECHNIQUE DE L'ARTILLERIE

Par M. le Commandant MENGIN

Le Laboratoire d'essais mécaniques de la Section technique de l'Artillerie a pour but de permettre l'exécution de tous les essais mécaniques prévus dans les cahiers des charges en vigueur dans l'artillerie.

Il doit, d'autre part, être à même de fournir au ministre des données certaines pour la solution des contestations qui peuvent se produire entre les établissements de l'artillerie et les fournisseurs, et, en dernier lieu, il doit pouvoir se prêter à toutes les études relatives à la résistance des métaux intéressant les services de la guerre.

Jusqu'à ces dernières années, l'organisation de ce laboratoire était assez rudimentaire; elle ne comportait en effet qu'un très petit nombre de machines affectées surtout aux essais de cordages, cuirs et tissus, et peu propres à l'exécution d'expériences de précision.

C'est en 1894 que le ministre de la Guerre, frappé de l'insuffisance des moyens dont disposait le service de l'artillerie pour le contrôle des essais mécaniques, donnait l'ordre à la Section technique de l'artillerie d'étudier l'organisation complète d'un laboratoire, en s'inspirant des travaux de la Commission instituée par le décret du 9 novembre 1891 pour les recherches des méthodes d'essais des matériaux de construction. Cette étude, entreprise sans délai, conduisait à l'établissement d'un projet comportant, d'une part, l'achat de machines nouvelles et la modification des machines existantes, et, d'autre part, l'installation d'un local spécial approprié à l'emploi pratique de ces diverses machines.

Ce projet, mis à exécution dès l'année 1895, a été complètement réalisé à la fin de 1899.

Le présent travail a pour but d'étudier l'organisation actuelle de ce laboratoire, en donnant la description des diverses machines qu'elle comporte.

Le laboratoire d'essais mécaniques de la Section technique de l'Artillerie comprend actuellement les appareils suivants :

1° Une machine de traction système Falcot, de 0 à 50 tonnes;

2° Une machine de traction système du colonel Maillard, de 0 à 60 tonnes;

3° Une machine de traction verticale, système Trayvou, de 0 à 60 tonnes;

4° Une machine de traction système Thomasset modifiée, de 0 à 5 tonnes;

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

5° Un dynamomètre Chévefy, de 0 à 750 kilogrammes;
6° Un dynamomètre Perreaux, de 0 à 100 kilogrammes;
7° Une machine de flexion, de 0 à 25 tonnes;
8° Un appareil à tarer les crushers;
9° Un mouton universel, destiné à l'exécution des essais de choc les plus variés;
10° Un appareil à tarer les manomètres;
11° Un dynanomètre de contrôle système Lebasteur;
12° Un dynamomètre de contrôle construit par la Section technique de l'Artillerie.

Avant d'entreprendre la description individuelle de ces machines, il paraît utile d'entrer dans quelques considérations générales sur les différents organes qui les constituent.

Tout essai mécanique comporte en effet trois parties essentielles :

La production de l'effort et sa transmission;

L'évaluation aussi exacte que possible de cet effort;

La mesure, ou, d'une façon plus générale, l'appréciation des déformations et des modifications subies, par le corps soumis à l'épreuve.

Ce sont ces trois points qu'il convient d'examiner successivement pour se rendre compte des dispositifs qui permettent de les réaliser dans les meilleures conditions possibles.

Production et transmission de l'effort. — L'effort est produit soit à la main, soit au moyen d'un électro-moteur, et transmis, suivant le type de la machine, à l'aide d'une vis ou d'une presse hydraulique. Ces derniers organes permettent en effet d'exercer des efforts considérables avec une puissance motrice relativement faible, en communiquant des déplacements très lents aux parties de l'appareil qui agissent directement sur l'objet éprouvé. De plus, par suite de leur disposition même, ces organes présentent toute garantie contre le mouvement de retour en arrière au moment de la rupture des éprouvettes.

La vis présente sur la presse hydraulique l'avantage de pouvoir fournir pratiquement une course beaucoup plus longue, elle sera donc de préférence employée pour les essais de traction des cordages et autres objets susceptibles de se déformer dans une proportion notable; tel est le cas de la machine Falcot.

Lorsque les efforts à produire sont très élevés, il devient nécessaire de transmettre le mouvement à la vis par l'intermédiaire d'une série d'engrenages; il en résulte fatalement des chocs qui peuvent être nuisibles à l'exécution de certains essais de précision. Toutefois, les ébranlements résultant de l'emploi de la vis sont en général assez peu sensibles et ne présentent pas une grande importance pour des essais industriels.

Pour les études et les recherches de précision, la presse hydraulique est particulièrement recommandable en raison de la grande douceur avec laquelle il est possible de faire croître l'effort. Elle se prête en outre facilement à l'obtention de puissances considérables, et a été appliquée pour cette raison dans les remarquables machines de 100 tonnes établies par M. Lebasteur au laboratoire d'essais mécaniques de la Compagnie des Chemins de fer P.-L.-M. Dans le cas actuel, elle est employée, d'une part, sur la machine de traction du colonel Maillard, et, d'autre part, sur une machine spécialement réservée aux essais de flexion, qui vient d'être construite par la Section technique.

Dans toute épreuve, la rapidité avec laquelle croissent les efforts exercés est un facteur important, qu'il convient de pouvoir faire varier dans des limites assez larges.

A cet effet, les appareils à vis sont généralement munis d'organes de réduction, qui peuvent être embrayés suivant les cas, et permettent d'obtenir des vitesses différentes.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

De même, les presses hydrauliques peuvent être commandées par des vannes que l'on ouvre plus ou moins suivant la rapidité d'action que l'on veut obtenir.

On s'est réservé en outre la faculté d'étendre cette gamme de vitesses par la mise en œuvre de moteurs électriques pour actionner la plus grande partie des machines du laboratoire. Il suffit alors d'interposer dans le circuit de l'induit du moteur des résistances appropriées pour obtenir des variations de vitesses aussi graduées que possible. En outre, par la manœuvre d'un simple commutateur, le sens de la marche des machines peut être changé à volonté.

Ces moteurs agissent, soit sur l'écrou de la vis, soit sur le compresseur qui refoule le liquide dans la presse hydraulique.

Évaluation de l'effort. — D'une façon générale, les organes qui permettent la mesure des efforts exercés peuvent se classer en trois catégories :

1° Les appareils à levier;

2° Les appareils manométriques;

3° Les appareils dynamométriques qui utilisent les déformations d'un ressort.

Il n'y a lieu de considérer, dans les appareils à levier, que ceux qui réalisent la mesure de l'effort par le déplacement d'un poids constant sur un levier gradué ou fléau comme dans la romaine ordinaire.

On doit rejeter d'une façon absolue le procédé rudimentaire qui consiste à obtenir l'équilibre par l'additiou de poids successifs. On s'expose en effet à communiquer aux objets essayés des accroissements brusques de charge qui peuvent être très préjudiciables.

Les instruments basés sur le principe de la romaine présentent bien, il est vrai, le même inconvénient, mais d'une manière d'autant plus atténuée que l'opérateur déplace le poids sur le fléau d'une façon plus continue.

D'autre part, dans les machines à levier, la rupture des éprouvettes entraîne des chocs violents, susceptibles de fausser les indications en raison des déplacements ou des déformations qu'ils peuvent imprimer aux couteaux.

Malgré ces défectuosités, l'emploi des appareils à levier utilisant la romaine est avantageux en raison de la grande simplicité de fonctionnement et de la facilité de réglage des organes.

Les appareils manométriques, de leur côté, sont basés sur l'application du principe de Pascal. L'effort est transmis à un piston, qui comprime dans une cavité convenable un liquide dont on évalue la pression, le chiffre de cette pression multiplié par la section du piston donne théoriquement la valeur de l'effort.

Mais, dans la réalité, comme ces pressions sont en général élevées, il est nécessaire, pour éviter les fuites, d'interposer entre le liquide et le piston une membrane élastique dont l'effet nuisible vient s'ajouter aux frottements pratiquement inévitables.

Parmi tous les dispositifs qui ont été imaginés pour remédier à ces inconvénients, un des plus ingénieux est celui qui a été employé par M. Amagat dans ses magistrales recherches sur la loi de compression de gaz. Ce dispositif, qui a été appliqué à toutes les machines du laboratoire ayant un organe de mesure à manomètre, repose sur le principe suivant.

Un piston, ajusté aussi bien que possible dans un cylindre, comprime un liquide : huile de ricin ou huile oléonaphte, qui, en raison de sa viscosité, ne s'échappe qu'avec une extrême lenteur par le jeu, aussi réduit que possible, existant entre le piston et le corps de pompe. La membrane élastique séparatrice se trouve ainsi supprimée, mais il reste à atténuer les effets de frottement. Il suffit, pour cela, de donner au piston un mouvement de rotation alternatif de faible amplitude, dont l'effet est de le centrer dans une gaine de liquide lubrifiant, ce qui évite le coincement et supprime d'une façon

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

presque complète les composantes du frottement parallèles aux génératrices, c'est-à-dire comptées suivant la direction de l'effort à mesurer.

Avec des appareils très bien construits, le mouvement louvoyant n'est pas indispensable, mais sa suppression oblige à tenir compte du frottement, dont la valeur peut être considérée comme constante pour les diverses charges.

Lorsque les efforts ne sont pas considérables, la pression du liquide placé sous le piston peut être mesurée directement par un manomètre à air libre; dans le cas contraire, la pression est réduite à l'aide d'un dispositif du genre de ceux qui ont été imaginés par M. Cailletet. Un premier piston louvoyant, de petit diamètre, transmet l'effort qui lui est communiqué par le liquide fortement comprimé à un autre piston beaucoup plus grand. Ce dernier comprime à son tour un liquide dont la pression peut être directement évaluée.

Toutefois, dans le cas de pressions très considérables, on est obligé, pour éviter les fuites du liquide, d'avoir recours à un artifice spécial, qui sera indiqué en détail à propos de la machine de flexion.

En dernier lieu, la mesure des efforts au moyen de dispositifs dynamométriques utilisant les déformations d'un ressort n'est employée que sur une machine du laboratoire, le dynamomètre Perreaux. Ce procédé de mesure, qui ne peut s'appliquer qu'à des machines relativement peu puissantes, présente des inconvénients assez graves résultant de l'hystérésis du ressort.

Tarage des machines. — En raison de la nécessité d'assurer la concordance des indications des diverses machines, il est indispensable d'avoir à sa disposition des moyens de procéder à leur tarage.

La méthode qui paraît la plus simple et la plus efficace consiste à faire agir des poids directs sur l'appareil à tarer; mais cette méthode ne peut être appliquée qu'aux machines où l'effort s'exerce verticalement.

Dans ce cas particulier, il suffit, comme on le verra plus loin à propos de la machine Trayvou, de ménager sous le bâti de l'appareil une excavation appropriée où seront logés des poids convenables qui pourront être suspendus à la mâchoire supérieure aux lieu et place de l'éprouvette.

Toutefois, la vérification d'une machine à levier est possible même avec des poids relativement peu considérables, pourvu que le fléau comporte des divisions égales dans toute son étendue.

Soit, en effet, F la valeur de l'effort à évaluer, un premier levier donnera lieu à une relation de la forme :

$$(1) \qquad F\,a_0 = \pi_0\,\delta_0 + F'\,b_0$$

F' étant l'effort transmis au levier suivant,

π le poids du système matériel qui constitue le levier,

a, b, δ, les distances horizontales des points d'application des forces F, F' et π à l'axe fixe.

De même, les leviers suivants donneront lieu à des relations telles que

$$(2) \qquad F'\,a_1 = \pi_1\,\delta_1 + F''\,b_1$$
$$(3) \qquad F''\,a_2 = \pi_2\,\delta_2 + F'''\,b_2,$$

et, si nous supposons, pour fixer les idées, que le quatrième levier soit précisément le fléau, nous aurons par exemple l'équation

$$(4) \qquad F''''\,a' = \pi\,\delta + P\,x$$

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

P désignant le poids constant dont la distance x à l'axe fixe varie au gré de l'opérateur. Le poids π du fléau, de même que la distance δ de son centre de gravité à l'axe fixe, sont des éléments que l'on peut faire varier en agissant sur le contrepoids de tarage.

Si nous éliminons entre (1) (2) (3) (4) les inconnues F′, F″, F‴, nous arrivons à une relation de la forme :

$$x = \frac{1}{P}\left[\frac{a\ a_1\ a_2\ a'}{b\ b_1\ b_2}\,F - \frac{a_1\ a_2\ a'}{b\ b_1\ b_2}\,\pi_0\,\delta_0 - \frac{a_1\ a'}{b_1\ b_2}\,\pi_1\,\delta_1 - \frac{a'}{b_2}\,\pi_2\,\delta_2 - \pi\,\delta\right]$$

Cette formule nous montre que la distanee x est reliée à l'effort F par une relation linéaire. En agissant convenablement sur le facteur $\pi\ \delta$ (contrepoids de tarage), et sur le poids P, on peut toujours obtenir que pour $F = 0$, le poids P soit à une distance x, qui corresponde au zéro de la graduation, et que pour une valeur bien déterminée, le curseur porté par le poids P indique exactement sur le fléau le nombre de kilogrammes correspondant à F. Cette condition réalisée, la machine est dite réglée, elle donne des indications exactes même pour les points qui n'ont pas fait l'objet d'un tarage direct, pourvu que le fléau soit bien exactement divisé en parties égales.

Dans le cas où l'on se contenterait d'agir sur le contrepoids de tarage sans toucher au poids P pour réaliser l'équilibre au point zéro, la valeur d'un effort F serait obtenue en multipliant la lecture donnée par le curseur du poids P par un coefficient facile à déterminer par l'expérience.

Pour le tarage des autres machines, on a recours à l'emploi des dynamomètres ou à des méthodes basées soit sur les déformations élastiques d'un barreau d'essai, soit sur l'écrasement d'un corps mou (crusher) dont les lois de déformations ont dû être étudiées préalablement en détail.

Les dynamomètres en service au laboratoire pour tarer les machines horizontales sont des appareils à manomètre qui présentent, par suite, les avantages et les inconvénients déjà signalés à propos des appareils de mesure manométriques.

Ces appareils doivent être tarés directement au moyen de poids convenables qu'on leur fait supporter.

La méthode de tarage basée sur les déformations élastiques d'un barreau est suffisamment connue pour ne pas être décrite en détail, elle est d'une exécution très délicate et ne paraît pas susceptible de fournir de meilleurs résultats que l'emploi des dynamomètres bien construits.

La méthode dite des crushers, de son côté, a été imaginée par le Laboratoire central de la Marine, et sera décrite plus loin à propos de la machine Maillard.

Appréciation des déformations subies par les corps éprouvés. — Les déformations que l'on observe au cours d'un essai sont en général des déformations linéaires, telles sont, par exemple, l'éloignement ou le rapprochement de deux points de repère déterminés dans les essais de traction ou de compression, mais il n'existe pas de procédé commode pour apprécier les diverses modifications de toutes natures que le corps subit pendant la durée de l'essai (changements de volume, variations thermiques, modifications chimiques, etc.).

Ces divers éléments, dont l'intérêt scientifique est évidemment considérable, ne peuvent être mesurés qu'à l'aide de dispositifs appropriés et complexes, qui feraient perdre aux essais le caractère industriel qu'ils doivent avoir.

Les déformations linéaires étant en général très petites au début d'un essai, il est absolument nécessaire de les amplifier dans un rapport convenable de manière à en rendre la mesure plus facile. Ce but peut être atteint, soit par des procédés optiques, soit par des procédés mécaniques.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Ces derniers présentent l'inconvénient d'exiger, en vue d'une amplification considérable, la combinaison de leviers dont les bras sont fort inégaux et qui mettent en jeu des efforts relativement élevés par rapport à la résistance des différentes parties de l'appareil amplificateur. En revanche ils se prêtent d'une façon très commode à l'enregistrement automatique de la déformation, tandis que les appareils optiques exigent l'intervention d'un observateur ou l'emploi de procédés photographiques dont la complication en rend l'utilisation très difficile en pratique.

Les appareils enregistreurs employés par le laboratoire seront décrits en même temps que les machines auxquelles ils sont appliqués. Il convient simplement de faire remarquer dès maintenant que les indications de ces instruments ne peuvent être utilisées qu'à titre comparatif, et que si l'on veut éviter de graves mécomptes il est nécessaire de ne pas en exagérer le pouvoir multiplicateur.

Les diagrammes qu'ils fournissent permettent d'évaluer avec facilité la limite élastique apparente, caractérisée par une sorte de changement brusque dans l'allure de la déformation subie par le corps.

L'expérience courante a d'ailleurs montré que cette limite coïncide avec la chute du levier dans les appareils à levier, et avec le ralentissement brusque de la marche ascendante de la colonne mercurielle dans les appareils à manomètre.

Après avoir poussé l'essai jusqu'à la rupture, on peut sans difficulté relever sur l'éprouvette soumise à l'effort les diverses déformations qui lui ont été communiquées (allongement permanent, striction, etc.).

DESCRIPTION DES MACHINES

MACHINES DE TRACTION

En raison de l'importance attribuée jusqu'ici aux essais de traction, les machines destinées à réaliser ce genre d'efforts entrent pour une large part dans la composition du laboratoire d'essais mécaniques. Cette composition se justifie par cette considération que certaines d'entres elles sont organisées pour permettre la réalisation des essais de compression, de flexion ou de poinçonnage.

Au point de vue de l'évaluation de l'effort, ces machines peuvent être classées ainsi qu'il suit :

1° *Appareils à levier :* Machine horizontale, système Falcot. — Machine verticale, système Trayvou. — Machine Chévefy;

2° *Appareils manométriques :* Machines horizontales système Maillard et Thomasset;

3° *Appareils dynamométriques à ressort :* Machine Perreaux.

I. — Machine Falcot.

Description. — L'appareil de traction (fig. 1) de la machine Falcot est constitué par une vis V horizontale, qui porte à son extrémité un étrier **E** destiné à recevoir une des têtes de l'éprouvette par l'intermédiaire de coussinets montés dans une chape.

Cette vis reçoit un mouvement de translation à l'aide d'un écrou H, qui est actionné

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

lui-même par un système de trois harnais d'engrenages commandés par un moteur électrique D, au moyen d'un renvoi démultiplicateur.

Des pignons b_1, b_2, b_3, peuvent être engrenés sur l'écrou, de façon à communiquer à ce dernier trois vitesses différentes.

L'appareil de mesure se compose d'un deuxième étrier E′, qui reçoit l'autre tête de l'éprouvette, et qui, par une série de leviers de réduction l', l'', vient transmettre l'effort à un dernier levier gradué ou fléau F, sur lequel peut se déplacer un poids P

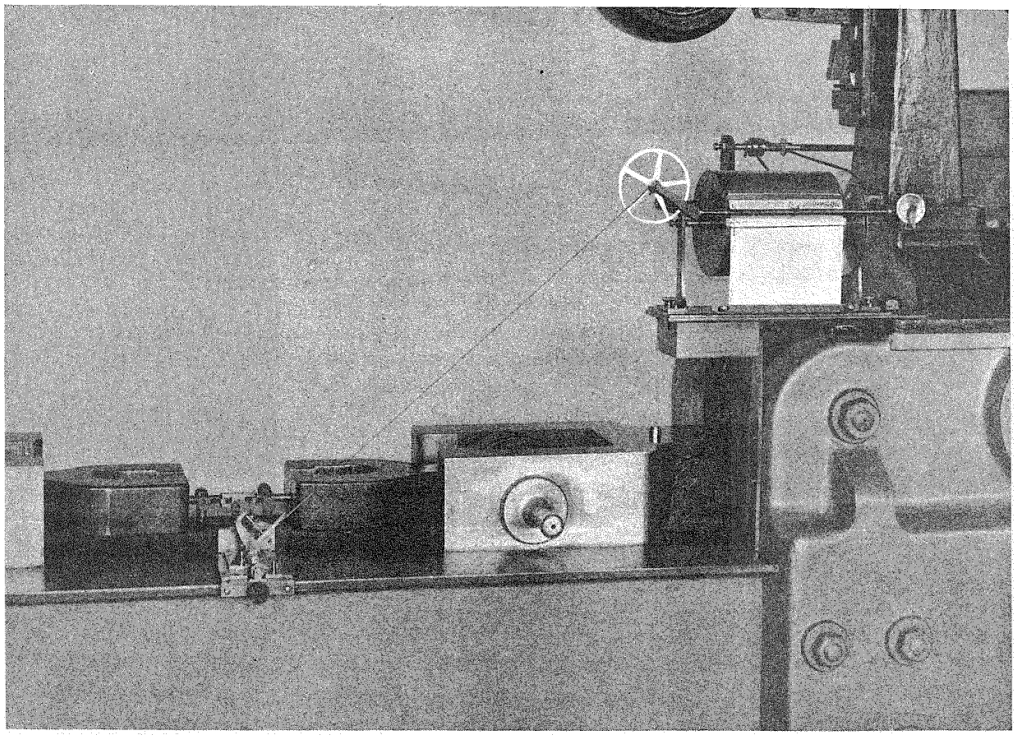


Fig. 1.

formant écrou sur une vis Z. Pendant l'action progressive de l'effort, l'équilibre du fléau est obtenu par le déplacement du poids, au moyen d'un tambour divisé T, dont la lecture donne la valeur de l'effort exercé. Ce tambour relié au bâti transmet le mouvement à la vis Z par l'intermédiaire d'engrenages et de joints à la Cardan.

En vue de maintenir d'une façon continue l'équilibre du fléau et d'éviter les à-coups que peuvent produire des mouvements trop brusques du tambour, celui-ci est actionné par un système de deux poulies démultiplicatrices v, v'.

La marche de la machine est assurée par l'opérateur placé auprès du tambour, cet opérateur a sous la main un interrupteur m, un commutateur inverseur. C, et un rhéostat liquide R servant au démarrage et lui permettant, en outre, de faire varier la vitesse.

Pour opérer la traction d'une éprouvette, il suffit de mettre la machine en marche par l'action progressive du rhéostat liquide, et de manœuvrer le tambour de réduction relatif au déplacement du poids, de manière à maintenir l'équilibre du fléau. La limite d'élasticité apparente correspond à la charge qui provoque une chute accentuée du fléau.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

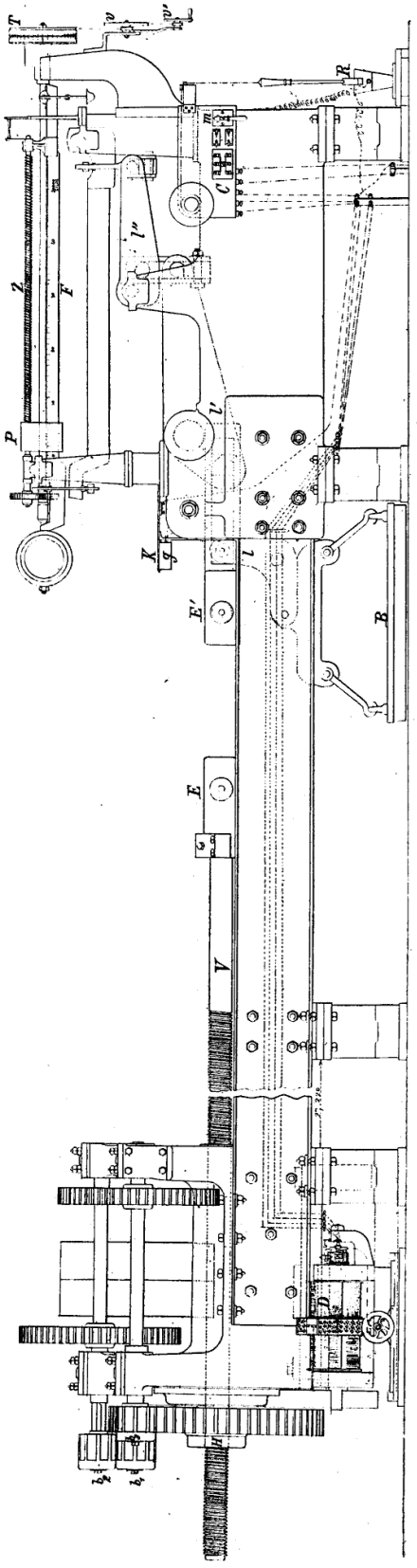


Fig. 2. — Machine *Falcot*.

En vue de rendre plus facile l'étude des phénomènes qui accompagnent la traction de l'éprouvette, la machine Falcot est munie d'un enregistreur dont l'ensemble est représenté figure 2, et dont on voit le détail sur les figures 3, 4 et 5 de la planche II. Cet appareil se compose :

1° D'un cylindre enregistreur C, muni d'un mouvement de rotation proportionnel au déplacement du poids sur le fléau ;

2° D'un transmetteur différentiel qui communique à une plume mobile, le long d'une des génératrices du cylindre, un déplacement proportionnel à la variation d'écartement des deux points de repère de l'éprouvette.

Cylindre enregistreur (fig. 5). — Le cylindre placé horizontalement sur une tablette K, solidaire du bâti de la machine, reçoit son mouvement de rotation par l'intermédiaire d'un renvoi latéral S, qui est relié à l'arbre du tambour des déplacements du poids.

Une feuille de papier L, fixée suivant une des génératrices, est maintenue tendue verticalement par un poids suspendu à son extrémité, et se déplace de quantités proportionnelles aux efforts exercés.

Une plume *l* peut se mouvoir suivant une des génératrices du cylindre, elle reçoit son mouvement d'un fil *f*, qui s'enroule sur deux poulies multiplicatrices C'_1 C'_2, faisant partie du transmetteur différentiel.

Transmetteur différentiel (fig. 3 et 4). — Le transmetteur différentiel se compose d'un bâti A fixé sur le banc de la machine, et sur lequel peut coulisser un chariot portant à son extrémité deux petites poulies p_1, p_2. Sur ces poulies, s'enroule un ruban en ferro-nickel dont les extrémités sont maintenues par des colliers à vis à poin-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

teau P_1, P_2, sur l'éprouvette, en face des points de repère. Le ruban passe en même temps sur une troisième poulie, qui fait corps avec un tiroir e mobile sur des galets g_1, g_2, le mouvement de ce tiroir se transmet à une poulie W dont l'axe porte un secteur M relié par le fil f au système qui produit le déplacement de la plume.

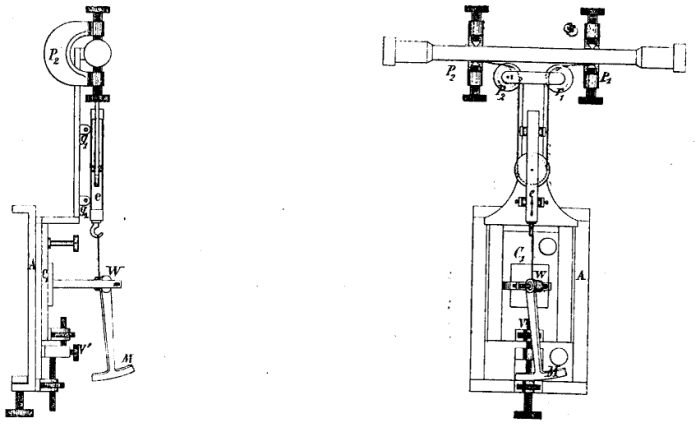


Fig. 3 et 4. — Transmetteur différentiel.

On voit donc que toute augmentation de distance des deux points de repère de l'éprouvette entraîne un déplacement de même valeur de l'axe de la troisième poulie,

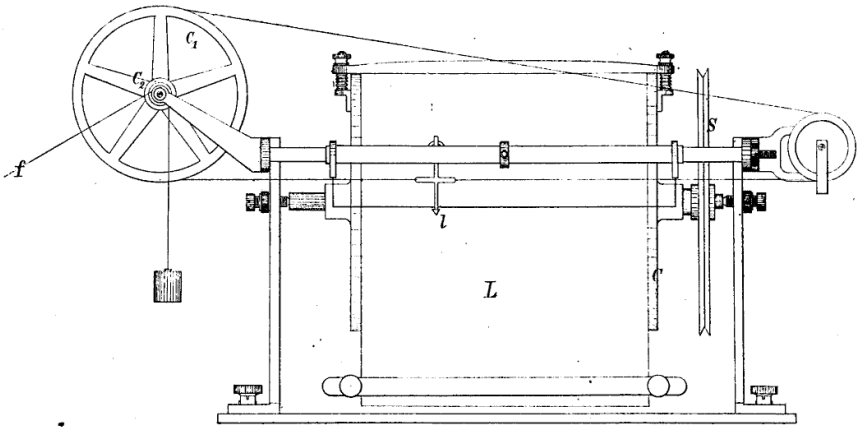


Fig. 5. — Cylindre enregistreur.

et, par suite, du tiroir. Ce déplacement est transmis au secteur, qui l'amplifie dans le rapport de 8 à 1. Le secteur agit ensuite sur le système de déplacement de la plume indicatrice, de telle façon que le chemin parcouru par cette dernière soit égal environ à 100 fois l'allongement de l'éprouvette.

Dans sa position normale, la plume repose sans effort sur le papier ; elle peut en être éloignée par un dispositif très simple.

Le maniement de cet appareil, bien qu'un peu délicat, n'offre pas de sérieuses difficultés, l'opérateur doit, pendant l'essai, manœuvrer le tambour de déplacement du poids

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

de manière à maintenir le fléau. Un peu d'habitude suffit à l'obtention de diagrammes suffisamment réguliers.

En vue d'éviter l'influence de l'inertie sur les différentes pièces, la tablette support du cylindre porte un vibrateur électrique g analogue à une sonnerie à trembleur.

Accessoires. — La machine comporte une série d'accessoires utilisés pour la traction, soit des éprouvettes plates et cylindriques, soit des cordages et des chaînes.

La longueur relativement grande de son banc (4 mètres) permet de faire ces derniers essais d'une manière courante sans aucune difficulté. Il convient de signaler, en passant, que le mode de fixation de l'éprouvette n'entraîne aucun voilement pour cette dernière. Ce résultat a été mis en évidence par une série d'expériences effectuées avec des éprouvettes spéciales terminées par des calottes sphériques. Ces éprouvettes étaient soumises à des tractions successives, puis subissaient, après chaque augmentation de charge, une vérification destinée à montrer la rectitude de l'axe.

Tarage. — Il est indispensable, comme on l'a dit au début, de procéder de temps en temps au tarage de la machine, c'est-à-dire de vérifier si les lectures faites sur le tambour de déplacement du poids correspondent bien aux efforts réellement exercés.

A cet effet, un levier coudé l, placé en dessous du bâti, permet de transmettre directement à l'étrier qui porte l'éprouvette l'effort d'un plateau B que l'on peut charger de poids.

Par suite de l'organisation même de l'appareil de mesure dont le principe n'est autre que celui de la romaine, il n'est pas nécessaire de disposer d'un poids considérable pour effectuer le tarage, qui peut alors être réalisé avec le poids maximum de 4 tonnes que peut supporter le plateau en raison de sa position.

Toutefois lorsque l'on dispose d'un dyanomètre précis, on peut, en combinant son emploi avec celui d'un poids de 2 000 kilogrammes environ, tarer simultanément la machine Falcot sur toute son échelle, et le dynamomètre lui-même.

Le mode opératoire est le suivant :

Placer le poids P, de 2 000 kilogrammes, sur le plateau, et disposer le dynamomètre entre les étriers, mettre le fléau en équilibre, et lire la division n du tambour. Enlever le poids, exercer une traction jusqu'à ce que le fléau soit en équilibre pour la division n du tambour, et lire la division n' du dyanomètre.

Replacer le poids P sur le plateau et, tout en maintenant le dynamomètre à la division n', manœuvrer au tambour de manière à obtenir l'équilibre.

Lire la division n_2 qui correspondra à un poids de 4 000 kilogrammes.

Enlever le poids P, et exercer une traction jusqu'à ce que le fléau soit en équilibre pour la division n_2 du tambour et lire la division n'' du dynanomètre.

En répétant N fois la manœuvre de proche en proche, on peut pousser le contrôle de la machine jusqu'à une charge égale à l'effort maximum du dynamomètre augmenté du poids le plus élevé que peut porter le plateau B.

Ce procédé peut sembler défectueux par suite de l'accumulation possible des erreurs relatives à chaque expérience, mais il convient de remarquer que si E est la valeur moyenne de l'erreur individuelle d'une opération, l'erreur totale à craindre sur le résultat final est du même ordre que $E\sqrt{N}$, N étant le nombre des opérations.

L'erreur relative serait donc de

$$\frac{E\sqrt{N}}{N \times 2000} \quad \text{ou} \quad \frac{E}{2000\sqrt{N}}$$

en admettant que d'autres erreurs ne viennent pas se produire à mesure que l'effort augmente. En outre, les nombres relevés au cours de l'opération rendront très facile l'établissement d'une table de tarage du dynamomètre employé.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

II. — Machine Maillard.

Description. — Dans la machine Maillard, l'effort de traction est exercé par une presse hydraulique P (fig. 6) qui est en relation avec un compresseur mû électriquement.

Cet effort se transmet par l'intermédiaire de l'éprouvette et des mâchoires à coquilles qui la supportent à un étrier E solidaire d'un piston p qui peut se déplacer dans un cylindre C constituant l'appareil mesureur.

Le cylindre C est plein d'eau glycérinée, séparée du piston p par une membrane flexible en caoutchouc.

De la pression du liquide emprisonné dans le cylindre, dont le manomètre métallique m donne la valeur, on déduit l'effort exercé.

Tout le système de mesure (p. C. m.) est porté par des tourillons T sur un chariot h que l'on peut déplacer longitudinalement sur le bâti de la machine à l'aide d'un grand volant V.

Ce mouvement permet de régler l'écart laissé entre les mâchoires de l'appareil, d'après la longueur des éprouvettes à essayer.

En vue de faire agir exactement l'effort suivant l'éprouvette, l'ensemble, presse et appareil de mesure, possède un double mouvement de rotation organisée ainsi qu'il suit.

La presse est mobile autour de deux tourillons horizontaux, et la tige A du piston est articulée par un boulon vertical D à l'étrier qui est relié lui-même au piston du cylindre de mesure par deux tourillons verticaux. Enfin le cylindre de mesure peut lui-même prendre un mouvement de rotation autour des deux tourillons horizontaux T.

La mesure de la pression exercée sur le liquide emprisonné dans le cylindre C présente la plus grande importance, et la lecture au manomètre m devient insuffisante pour des expériences de précision.

Aussi la machine comporte-t-elle un deuxième manomètre à air libre, qui est relié par une canalisation convenable au cylindre C.

Ce deuxième manomètre, qui a remplacé le manomètre Galy-Gazalat de la machine Maillard ordinaire, n'est autre que l'appareil à tarer les manomètres, dont la description fera l'objet d'un paragraphe spécial.

Sur le trajet de la canalisation se trouve branchée une pompe de compression qui permet, après avoir ouvert un robinet pointeau de refouler du liquide dans le cylindre C.

On peut donc exercer l'effort de traction sans se servir du compresseur ni du piston P, mais en agissant sur le piston p de l'appareil de mesure.

Cette disposition permet d'évaluer les erreurs introduites par les résistances passives dues au frottement.

En effet, lorsque l'effort est transmis au moyen de la presse hydraulique, le liquide placé dans le cylindre C subit une compression égale à la différence entre l'effort effectif exercé sur l'éprouvette et la résistance opposée par le frottement du piston p.

Si, au contraire, on agit directement sur ce piston, l'influence du frottement se produit en sens inverse, et l'indication du manomètre correspond à la somme de l'effort de frottement et de l'effort réellement exercé sur l'éprouvette.

La différence des lectures faites sur le manomètre donnera sensiblement le double

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

de l'erreur introduite par le frottement, pourvu que l'effort de traction subi par le corps placé entre les mâchoires n'ait pas varié.

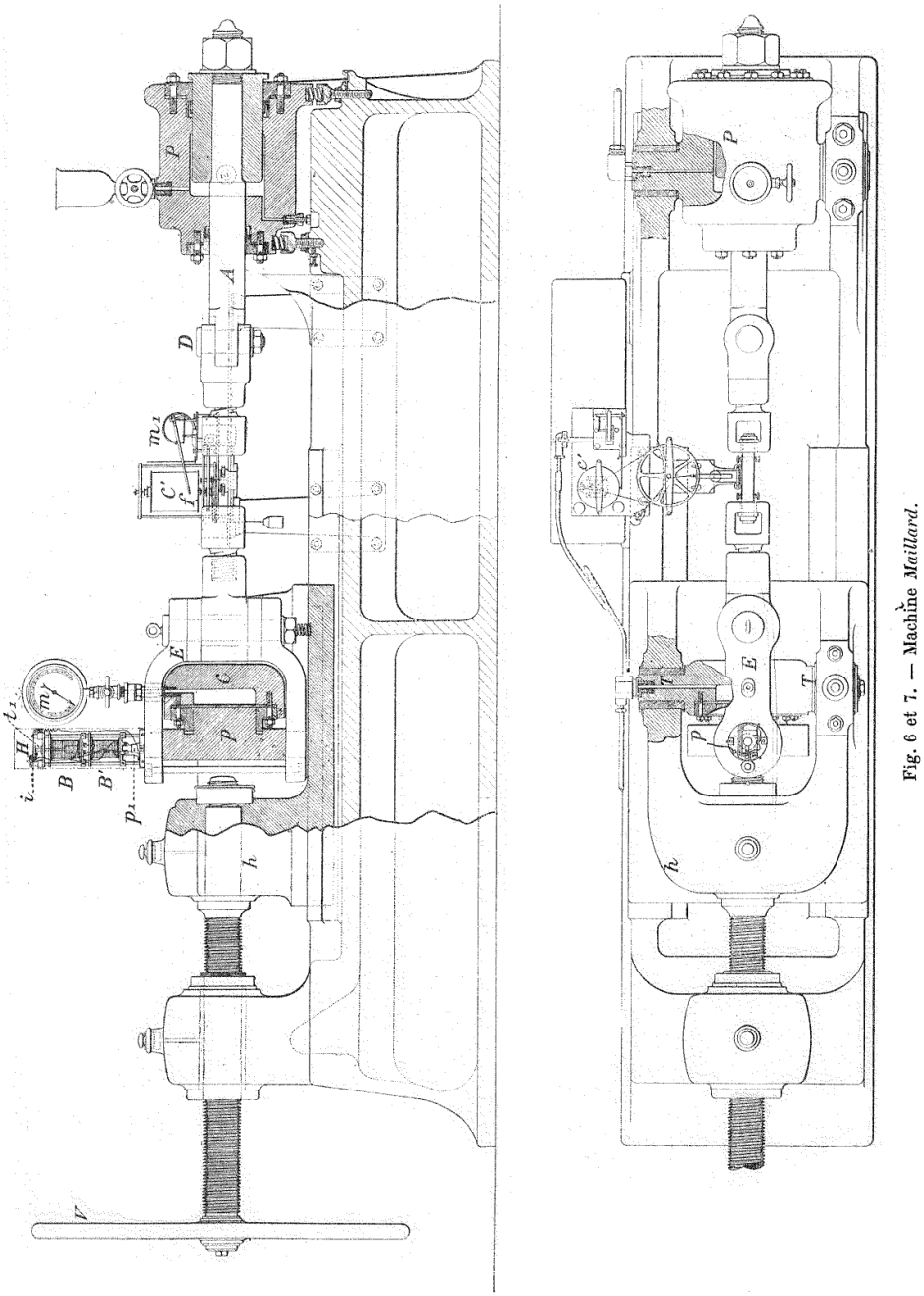


Fig. 6 et 7. — Machine *Maillard*.

Pour évaluer cet effort qui doit être le même dans les deux opérations consécutives, il est commode de faire usage d'un dynamomètre.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

On peut aussi procéder à l'essai de deux éprouvettes identiques comme métal et comme dimension en opérant successivement par traction inverse. La moyenne des résultats obtenus représentera la constante vraie du métal; mais ce procédé est assez peu pratique par suite de l'incertitude dans laquelle on se trouve d'opérer sur un métal bien homogène.

Vibrateur. — L'organisation même de l'appareil de mesure montre que les résultats peuvent être entachés d'erreurs provenant des résistances passives de frottement du piston dans le cylindre.

En vue d'atténuer le plus possible ces causes d'erreurs, un vibrateur spécial H a été monté sur le cylindre de mesure de manière à imprimer à l'ensemble une série de chocs. Cet appareil se compose d'un pilon p_1 dont le corps est en fer doux, et qui peut se déplacer verticalement à l'intérieur des deux bobines BB'.

Lorsque le courant traverse ces bobines, le pilon est soulevé, et tend à venir se placer au milieu de l'espace qui les sépare.

Mais dans ce mouvement la tête t_1 vient agir sur un interrupteur à ressort i qui coupe le circuit et produit la chute du pilon p_1.

La tête t_1 n'agissant plus, le pilon se trouve soulevé de nouveau, et le phénomène se reproduit tant que l'appareil est alimenté par le courant.

Avant toute épreuve de traction, il convient de vérifier que le cylindre de mesure contient une quantité d'eau suffisante pour que la membrane ne subisse pas de déformations trop considérables.

Il suffit pour cela de s'assurer que la distance entre l'embase du cylindre et la tête du piston n'est pas inférieure à celle qui a été fixée par le constructeur.

On injecte au besoin de l'eau dans ce cylindre à l'aide de la petite pompe de compression. On met ensuite le moteur en marche par l'action progressive d'un rhéostat liquide. On suit attentivement l'ascension de la colonne mercurielle, et on note sur l'échelle la hauteur à laquelle se produit un arrêt dans le mouvement ascensionnel.

Le tarage préalable de la machine permet de déduire de cette lecture la limite d'élasticité. On obtient ensuite, en continuant l'épreuve, la charge maximum que peut supporter le métal.

Enregistreur. — Malgré toutes les précautions prises, il est parfois difficile à l'opérateur d'obtenir d'une façon suffisamment exacte les charges correspondant soit à la limite d'élasticité, soit à la rupture. Aussi la machine Maillard a-t-elle été dotée d'un enregistreur qui fournit automatiquement, à l'aide d'un diagramme, la loi reliant les allongements aux charges. Cet appareil a été établi suivant les mêmes principes que l'enregistreur de la machine Falcot dont la description a été donnée page 116. La multiplication de l'allongement subi par l'éprouvette s'obtient également par un système différentiel dont le mouvement produit la rotation du cylindre enregistreur C'; un jeu de poulies permet d'obtenir une multiplication de 80 environ. Les efforts exercés sont indiqués par le déplacement de la plume f qui est solidaire de l'extrémité du tube d'un manomètre métallique m_1, mis en communication avec l'intérieur du cylindre de mesure déjà décrit. Un petit vibrateur est installé sur le support de l'enregistreur en vue de parer à l'inertie de la plume et du tambour.

Tarage. — La machine Maillard est munie de deux étriers croisés A et B (fig. 8) à l'aide desquels on peut transformer un effort de traction en un effort soit de flexion, soit de compression; ce dispositif est utilisé pour le tarage de la machine par le procédé dit des cylindres crushers.

Les cylindres crushers ne sont autres que des blocs en cuivre rouge très homogène, et leur emploi dans le cas qui nous occupe est basé sur la propriété suivante, que présente d'ailleurs un grand nombre de métaux. Un bloc de cuivre rouge soumis à une

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

pression P, supérieure à sa limite d'élasticité E, change de dimension et acquiert une nouvelle limite d'élasticité E′ égale à P. Si l'on vient alors à lui faire subir à nouveau des pressions croissantes en partant de zéro, on ne constate l'apparition des déformations permanentes que pour des pressions supérieures à E′ ou à P.

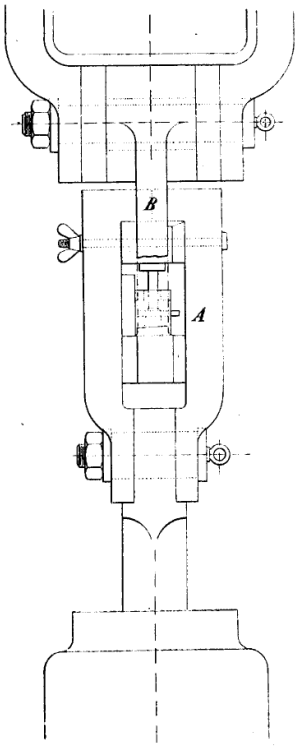


Fig. 8. — Étriers croisés pour essais de compression et de poinçonnage.

Dans ces conditions le tarage de la machine Maillard s'effectue ainsi qu'il suit. On écrase simultanément dans l'appareil de compression de cette machine, sous une pression P donnée par le manomètre, cinq cylindres crushers appartenant à un même lot et placés dans un carton. Comme les déformations obtenues sont sensiblement égales, il suffit de prendre un de ces cylindres après l'opération, et de le comprimer sur l'appareil à tarer les crushers, dont on trouvera la description plus loin, pour avoir la valeur exacte de l'effort F qui a déterminé la première déformation.

On peut aussi répéter la même opération sur chacun des quatre crushers restant et prendre la moyenne des résultats obtenus, on déterminera ainsi la valeur de l'effort F avec une précision que la pratique a montré être très suffisante. La comparaison entre les pressions nominales P et les efforts effectifs F permet de déterminer la courbe de tarage de la machine. Il est à peine utile d'ajouter que ce tarage peut également s'effectuer par traction directe, en employant un dynamomètre convenablement étudié tels que ceux dont il sera question ultérieurement.

Essais de poinçonnage. — Le dispositif qui sert aux essais de compression permet l'exécution des essais de poinçonnage à l'aide d'un appareil accessoire (fig. 8) ainsi constitué :

1° Une matrice trempée A, portant un trou légèrement conique G pour le passage de la débouchure et sur laquelle vient se reposer la plaque à poinçonner B;

2° Un chapeau F, avec trou-guide pour le poinçon, est relié à la matrice;

3° Un poinçon C, trempé et rodé dans toute son étendue qui coulisse dans le trou du chapeau et reçoit la pression par l'intermédiaire d'un galet E à logement hémisphérique.

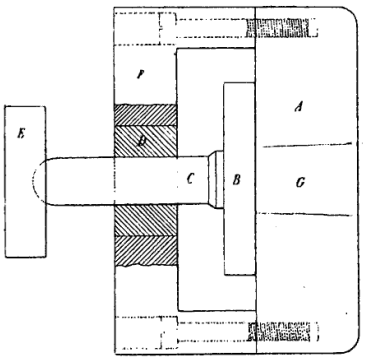


Fig. 8 *bis*. — Appareil pour essai de poinçonnage.

L'appareil enregistreur peut naturellement être utilisé, soit pour la compression soit pour le poinçonnage.

Dans ce but les extrémités du ruban, au lieu d'être reliées à l'éprouvette, comme dans les essais de traction, sont fixées sur les étriers croisés.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

III. — Machine Trayvou.

Description. — La machine Trayvou (fig. 9 et 10) est une machine de traction verticale presque entièrement analogue à la machine Falcot déjà décrite.

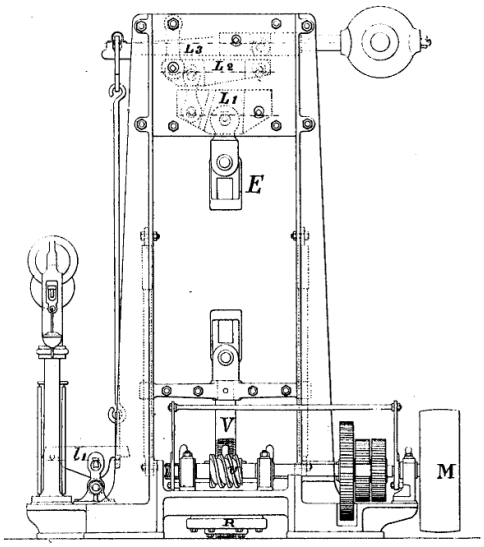


Fig. 9.

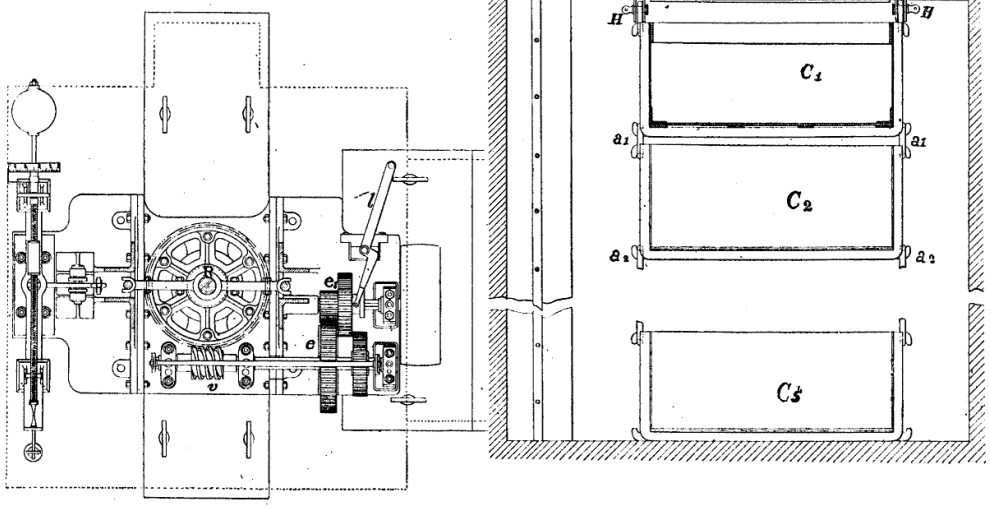


Fig. 10.

L'organe de traction est constitué par une vis V, qui est susceptible de se déplacer verticalement sous l'effet de la rotation d'un écrou fixe R, lequel est mis en mouvement par l'intermédiaire des engrenages $e\,e_1$ et de la vis sans fin v. Le tout est actionné par un électro-moteur qui agit sur la poulie M.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Un système d'embrayage, mû par un levier de commande *l*, permet de communiquer à la vis deux vitesses différentes. On peut d'ailleurs faire varier ces vitesses dans de larges limites en agissant sur le rhéostat de l'électro-moteur.

L'organe de mesure se compose d'une série de leviers L_1, L_2, L_3, L_4, etc., qui après avoir réduit dans des proportions convenables l'effort exercé sur l'étrier de suspension E le transmettent au fléau F.

Au moyen du déplacement du poids P le long de ce fléau, on équilibre l'effort, dont la valeur en tonnes se lit sur la graduation horizontale, tandis que le tambour divisé *t* rend possible l'évaluation des dizaines de kilogrammes.

Les organes de commande de la machine sont placés sous la main de l'opérateur qui manœuvre ce tambour.

Pour opérer la traction d'une éprouvette, il suffit de mettre la machine en marche en exerçant progressivement l'effort, de manière à pouvoir maintenir l'équilibre en déplaçant le poids P le long du fléau. Ce dernier mouvement s'obtient à l'aide du volant de manœuvre *m*, qui est situé au-dessus du couteau de suspension du fléau.

Enregistreur. — Il n'a pas encore été étudié d'enregistreur spécial pour cette machine, dont l'installation est relativement récente, et qui sera munie provisoirement d'un enregistreur de MM. Neel et Clermont. La description détaillée de cet appareil a été donnée en 1890 dans la *Revue des Chemins de fer*, tome XIII; son emploi est suffisant dans la grande majorité des cas.

Tarage. — Comme toutes les machines verticales, la machine Trayvou présente le grand avantage de se prêter à l'installation d'un dispositif de tarage direct. A cet effet, on a ménagé au-dessous de l'appareil une excavation dans laquelle ont été introduites cinq caisses C_1-C_2-C_3-C_4-C_5, qui sont chargées de saumons en fonte, de manière à parfaire chacune un poids de 4 tonnes.

Ces caisses peuvent être, en nombre variable, accrochées les unes au-dessous des autres par des anneaux a_1 a_2..... et suspendues ensuite par l'intermédiaire de la double chape C à l'étrier supérieur de la machine.

En vue de faciliter la manœuvre de ces poids considérables, l'extrémité de la vis *v* porte une poutre transversale B, qui se déplace verticalement avec elle.

La traverse B peut être reliée à la double chape C par deux chevilles, qui viennent se loger dans les trous O — O_1 — O_2 (ces chevilles sont supposées enlevées sur la figure).

En actionnant la vis à l'aide de la dynamo on provoque le soulèvement de la traverse B et des chapes C, qui font corps avec la caisse supérieure au moyen des chevilles H H. Après un déplacement en hauteur suffisant, les chapes sont fixées aux tirants J J à l'aide des chevilles I, et il ne reste plus qu'à descendre légèrement la traverse B en renversant la marche de l'électro-moteur, puis à l'isoler par le dégagement des chevilles de manœuvre introduites dans les trous O — O_1 — O_2.

Le décrochage des caisses se fait par des moyens inverses, et ce procédé rend possible la vérification, sans trop de difficulté, des points 0,..... 4 000..... 20 000. On peut même, s'il est nécessaire, en enlevant quelques saumons de la caisse supérieure, vérifier les points intermédiaires.

Ce dispositif de tarage n'est pas uniquement employé pour la vérification de la machine Trayvou; il sert également, et c'est là sa principale utilité, à l'étude et à la vérification des dynamomètres de tarage à grande puissance, ainsi qu'au contrôle de l'appareil de mesure de la machine de flexion.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

IV. — Machine Thomasset.

Description. — La machine Thomasset peut être considérée comme une combinaison des machines Falcot et Maillard (fig. 11 et 12).

L'appareil de traction est constitué par une vis V mobile dans un écrou qui tourne

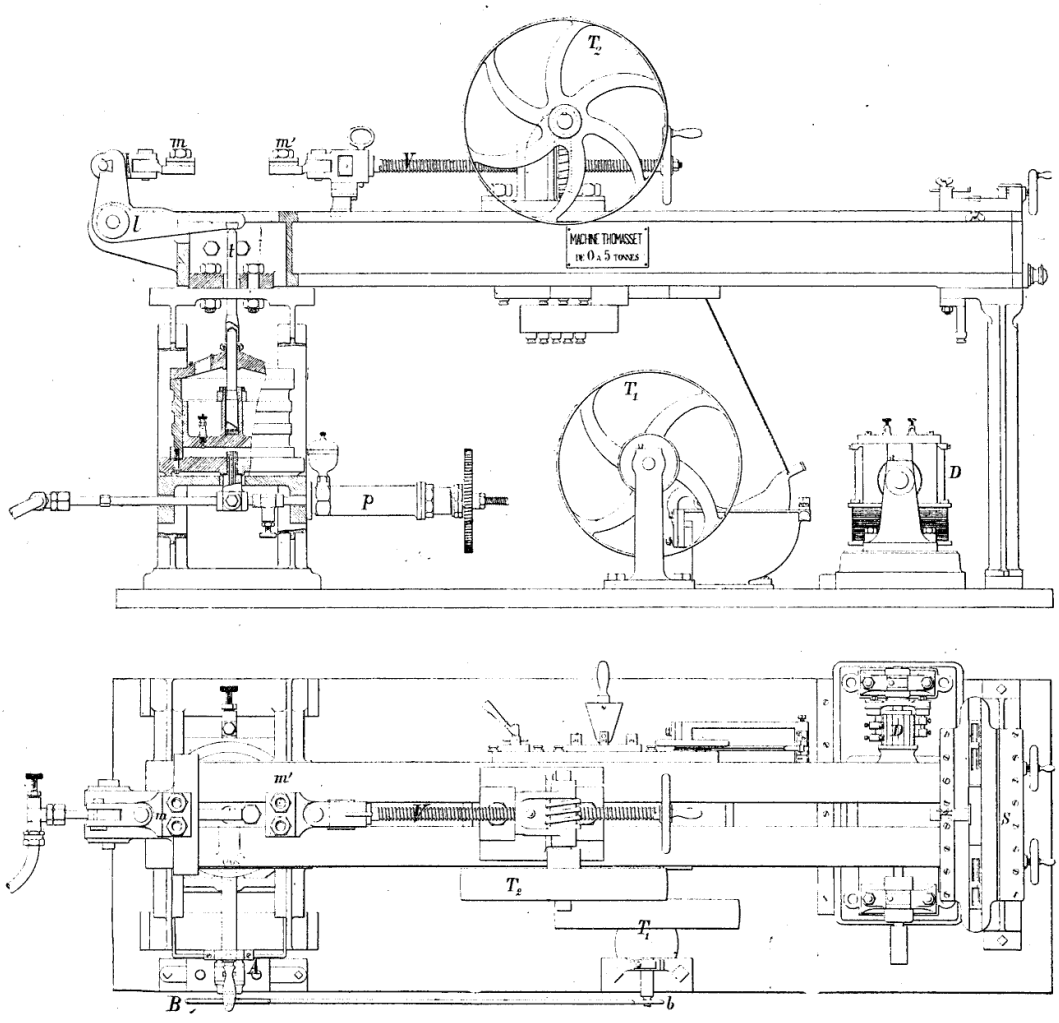


Fig. 11.

sur lui-même. L'extrémité de cette vis porte un mors à griffes m', lequel vient serrer la tête de l'éprouvette.

L'écrou est actionné par une vis sans fin, qui reçoit son mouvement d'un moteur électrique D, par l'intermédiaire des poulies T_1 — T_2.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Les commandes électriques comportent un interrupteur, un commutateur inverseur et un rhéostat liquide.

L'appareil de mesure comprend un levier coudé *l*, dont un des bras porte un deuxième mors à griffes *m* qui serre la tête opposée de l'éprouvette, l'autre bras reposant sur une tige verticale *t* qui fait partie d'un dispositif Àmagat, remplaçant le manomètre Galy Gazalat, primitivement installé sur la machine.

Cette tige *t* vient agir sur un piston louvoyant, qui comprime un bain de mercure par l'intermédiaire d'une couche d'huile. Le rapport des bras de levier est 1/2.

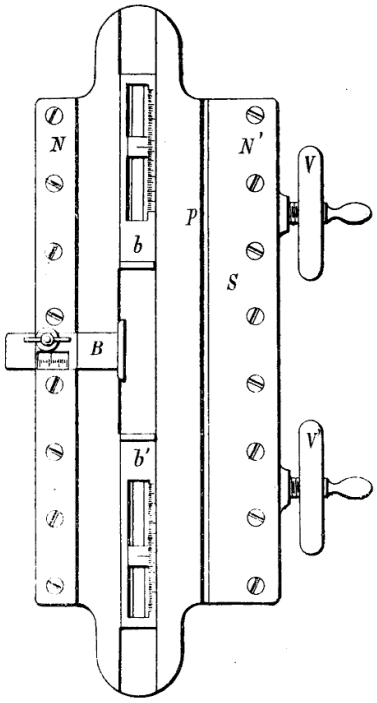


Fig. 11 *bis*.

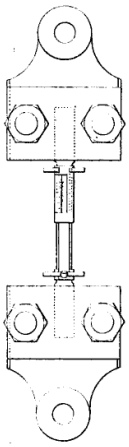


Fig. 12.

Machine *Thomasset*. Détail de l'appareil employé pour cintrer les éprouvettes et serrer les mâchoires.

La pression dans la chambre du piston, et par suite, l'effort de traction, se déduit de la hauteur de mercure refoulé dans la branche du manomètre.

Pour le bon fonctionnement de l'appareil, il est nécessaire que le piston louvoyant soit maintenu à une hauteur à peu près constante dans le cylindre.

Ce résultat est obtenu au moyen d'une pompe *p* qui peut refouler de l'huile sous le piston.

Un dispositif A avec excentrique, bielle et crémaillère, permet de donner automatiquement au piston le mouvement louvoyant. A cet effet, l'axe de l'excentrique porte une poulie B qui est reliée par une courroie à une petite roue *b* montée sur l'arbre de renvoi du moteur.

Le serrage des éprouvettes s'obtient, comme on l'a vu, au moyen des mors à griffes *m m'*.

L'emploi de ces mors présente quelques difficultés pour le centrage des éprouvettes, et la machine a été dotée d'un appareil de guidage en équerre S, permettant de placer

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

automatiquement l'éprouvette dans l'axe des mors et, par suite, dans la direction de l'effort.

Cet appareil consiste dans une plaque munie de deux nervures latérales N N' (fig. 11 *bis*) dont l'écartement représente la largeur des mors.

Deux petits butoirs mobiles *bb'* fixent la distance des mors suivant la longueur de l'éprouvette à tirer. Les mors sont maintenus fortement en place par une barrette *p* qui peut coulisser dans une des nervures au moyen des volants V V'. Enfin, un coulisseau divisé B assure par son contact avec la tranche de l'éprouvette le centrage de cette dernière.

Les mors à griffes sont d'un emploi très pratique et très économique. Ils conviennent en particulier pour l'essai des éprouvettes dont la tête n'affecte pas une forme bien déterminée.

A ce propos, il paraît intéressant de signaler un procédé fréquemment utilisé à la Section technique de l'Artillerie pour la préparation des éprouvettes. Ce procédé consiste à munir les éprouvettes de têtes artificielles obtenues par un dépôt électrolytique de cuivre.

Ce dépôt de cuivre adhère fortement au métal et résiste aux efforts des griffes du mors [1].

Ce procédé de préparation des têtes a surtout l'avantage de permettre l'essai d'un métal en son état naturel, par exemple une tringle non débarrassée de la couche d'écrouissage.

La machine Thomasset est surtout utilisée pour des essais de cordages et de sangles, aussi n'a-t-on pas jugé nécessaire de la munir d'un enregistreur fixe.

Dans le cas d'essais de précision sur des tôles ou des tringles, les allongements sont observés à l'aide du procédé optique suivant :

Lecture des allongements. — Une règle en laiton, dont le biseau argenté est gradué en millimètres, porte à l'une de ses extrémités une petite pointe qui sert à la fixer par pression sur l'éprouvette soumise à l'essai.

Sur cette éprouvette sont tracés des traits de repère convenablement choisis que l'on observe successivement avec un microscope à micromètre oculaire.

La mesure des distances respectives de ces traits aux divisions le plus voisines de la règle en laiton permet de déduire par différence les allongements que prend l'éprouvette lorsqu'on la soumet à des efforts successifs. Cette opération est précise mais longue, et lorsque l'on veut simplement avoir la limite élastique du métal, il suffit de placer l'index sur l'un des traits de repère, de pointer ensuite le microscope sur l'autre trait extrême, et d'observer les déplacements de ce dernier devant les divisions fixes de la règle (fig. 12).

La limite d'élasticité est atteinte au moment où le trait visé prend un mouvement accéléré par rapport aux divisions fixes de la règle.

Tarage. — Le tarage de la machine Thomasset s'effectue en remplaçant la tige *t* surmontant le piston par une tige verticale plus robuste, qui supporte un large plateau.

L'opération consiste à placer des poids connus sur ce plateau et à noter les efforts indiqués par le manomètre. En tenant compte du rapport des bras du levier, on déduira facilement de ces résultats les charges supportées par les éprouvettes soumises à la traction.

1. Cette adhérence s'explique par la compression exercée sur le métal par le dépôt électrolytique. M. Bouty, professeur de physique, a montré, en effet, qu'en argentant le réservoir d'un thermomètre et déposant sur ce réservoir une couche de cuivre par électrolyse, on amène une compression énergique du verre, qui est décelée par l'ascension du liquide.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Fig. 14.

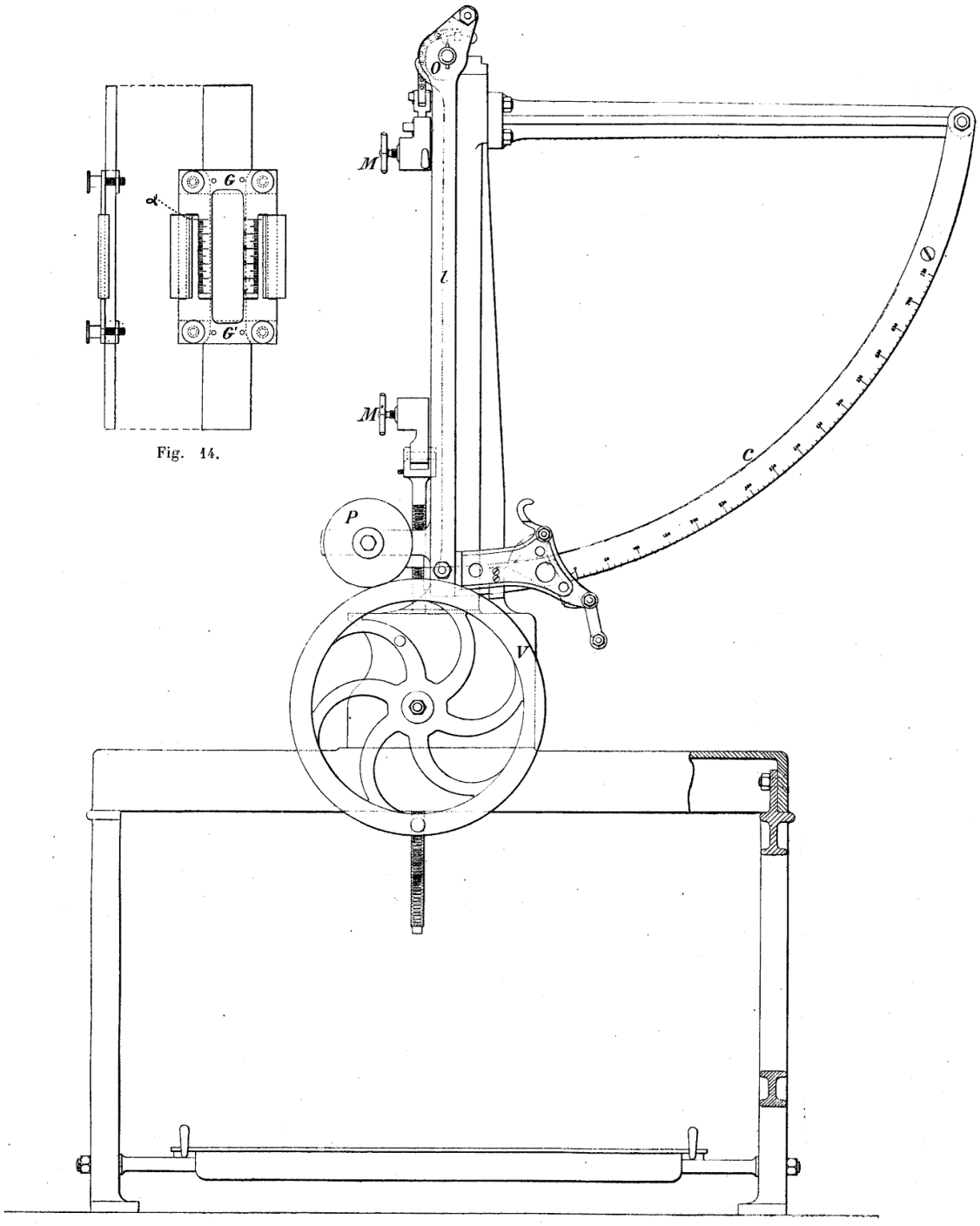


Fig. 13. — Dynamomètre *Chevéfy*.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

V. — Dynamomètre Chévefy

Description. — L'appareil de traction est constitué, dans le dynamomètre Chévefy (fig. 13), par une vis qui se déplace dans un écrou auquel le volant V permet d'imprimer un simple mouvement de rotation.

Cette vis porte à sa partie supérieure une mâchoire M′ dans laquelle vient s'engager l'extrémité de l'éprouvette à essayer.

L'appareil de mesure comprend une deuxième mâchoire M qui supporte l'autre extrémité de l'éprouvette.

Cette mâchoire est reliée à une chaîne flexible qui s'enroule sur une came mobile autour d'un axe O dont les deux bras *l l* sont solidaires.

Pendant l'action de l'effort les poids P P, fixés à l'extrémité de ces bras, se déplacent sur un cadran divisé C.

Enfin un dispositif à dents de loup maintient les poids arrêtés à l'endroit où ils

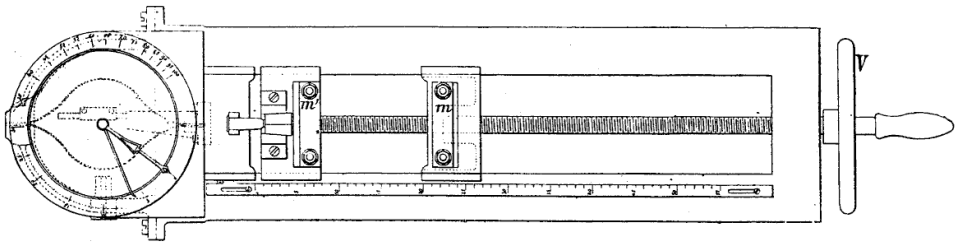


Fig. 15.

sont parvenus au moment de la rupture, et une simple lecture en regard d'un trait de repère donne la valeur de l'effort.

Cette machine est surtout employée pour éprouver les menus cordages ainsi que les échantillons de tissus et de cuirs.

Dans ce dernier cas, il est parfois nécessaire de connaître l'allongement subi par l'éprouvette au moment de la rupture. Dans ce but, l'éprouvette est engagée dans une double coulisse GG′ (fig. 14) dont les deux parties mobiles portent, l'une, une graduation convenable, l'autre, un trait de repaire.

Pendant l'action de l'effort, l'allongement du cuir produit un déplacement relatif des deux coulisses dont la valeur est ainsi lue à chaque instant.

Tarage. — Le dynamomètre Chévefy est susceptible d'être taré directement en employant un plateau *p* que l'on suspend par quatre tiges de fer aux deux crochets latéraux de la mâchoire M et que l'on charge avec des poids connus.

En vue d'assurer une grande régularité à la traction des divers objets, le volant V peut être relié à un petit moteur électrique qui lui imprime un mouvement à peu près uniforme.

VI. — Dynamomètre Perreaux.

Le dynamomètre Perreaux (fig. 15) est en service dans toute les cartoucheries, et le Laboratoire de la Section technique de l'Artillerie en fait plus particulièrement usage pour les essais de papier.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

La traction se fait à la main, en tournant le volant V calé sur une vis qui produit par sa simple rotation le déplacement de la mâchoire *m*.

L'autre mâchoire *m'* est reliée à un dynamomètre à ressort actionnant une aiguille qui elle-même entraîne sur un cadran divisé un index à *maxima*.

Un dispositif très ingénieux atténue fortement le choc produit au moment de la rupture en utilisant la force vive du ressort, pour faire tourner avec rapidité un volant placé à l'arrière de l'appareil.

VII. — Machine de flexion (Puissance de 0 à 25 tonnes).

Les essais de flexion ont pour but de soumettre une pièce de métal à des efforts qui se rapprochent des conditions du travail qu'elle doit supporter dans la pratique; ils sont donc principalement exécutés sur des pièces finies, telles que lames de ressort, ressorts, essieux, etc.

Ces divers essais ont fait l'objet d'un rapport présenté par M. Durant à la Section A de la Commission des méthodes d'essai des matériaux de construction, et c'est d'après ce travail très documenté que la Section technique de l'Artillerie a construit la machine de flexion dont la description est donnée ci-dessous.

La machine (voir figures 16 et 16 *bis*) se compose essentiellement d'une presse hydraulique qui sert à exercer l'effort, et d'un dispositif manométrique de mesure permettant d'évaluer cet effort tout en le transmettant à la pièce à essayer.

Dans ses détails, la machine comprend un solide bâti constitué par deux fers à double T entre lesquels est logée une longue vis en acier dont les deux moitiés sont filetées en sens inverse. Sur ces moitiés sont montés des écrous faisant partie de chariots X_1 X_2 qui peuvent coulisser sur le bâti.

Les chariots sont munis de tirants filetés portant des écrous S_1S_2 sur lesquels viennent prendre appui, au moment de l'effort, deux traverses t_1t_2 munies de couteaux C_1C_2 à leur partie inférieure. Ces traverses peuvent être déplacées à l'aide des vis V_1V_2 qui s'engagent dans des traverses fixes R_1R_2, reliant la partie supérieure de chaque paire de tirants.

Il est par suite très facile de placer les couteaux à la hauteur et à la distance voulues pour une expérience.

Le piston P de la presse hydraulique transmet l'effort à la pièce à essayer par l'intermédiaire d'un dispositif manométrique. Ce dispositif vissé sur le piston vient agir sur une pièce transversale T munie d'un couteau C, et le déplacement de cette pièce est guidé par deux tringles verticales K au moyen de coulisses D munies de couronnes de billes aussi espacées que possible.

On évite ainsi tout coincement de la pièce qui entraînerait une cause d'erreur dans l'évaluation de l'effort.

Le dispositif manométrique qui sert d'appareil de mesure se compose essentiellement d'un premier piston A de diamètre D, sur lequel s'exerce directement l'effort F, réaction de la pièce sur le couteau C. Ce piston comprime de l'huile minérale placée dans la chambre G, et la pression exercée a pour effet de refouler un piston *b* plus petit de diamètre *d*.

Le piston *b* prend à son tour appui sur un piston E de diamètre D, qui comprime de l'huile dans la chambre H. Enfin la pression *p* de ce dernier liquide est évaluée directement à l'aide d'un manomètre de précision mis en communication avec la chambre H.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

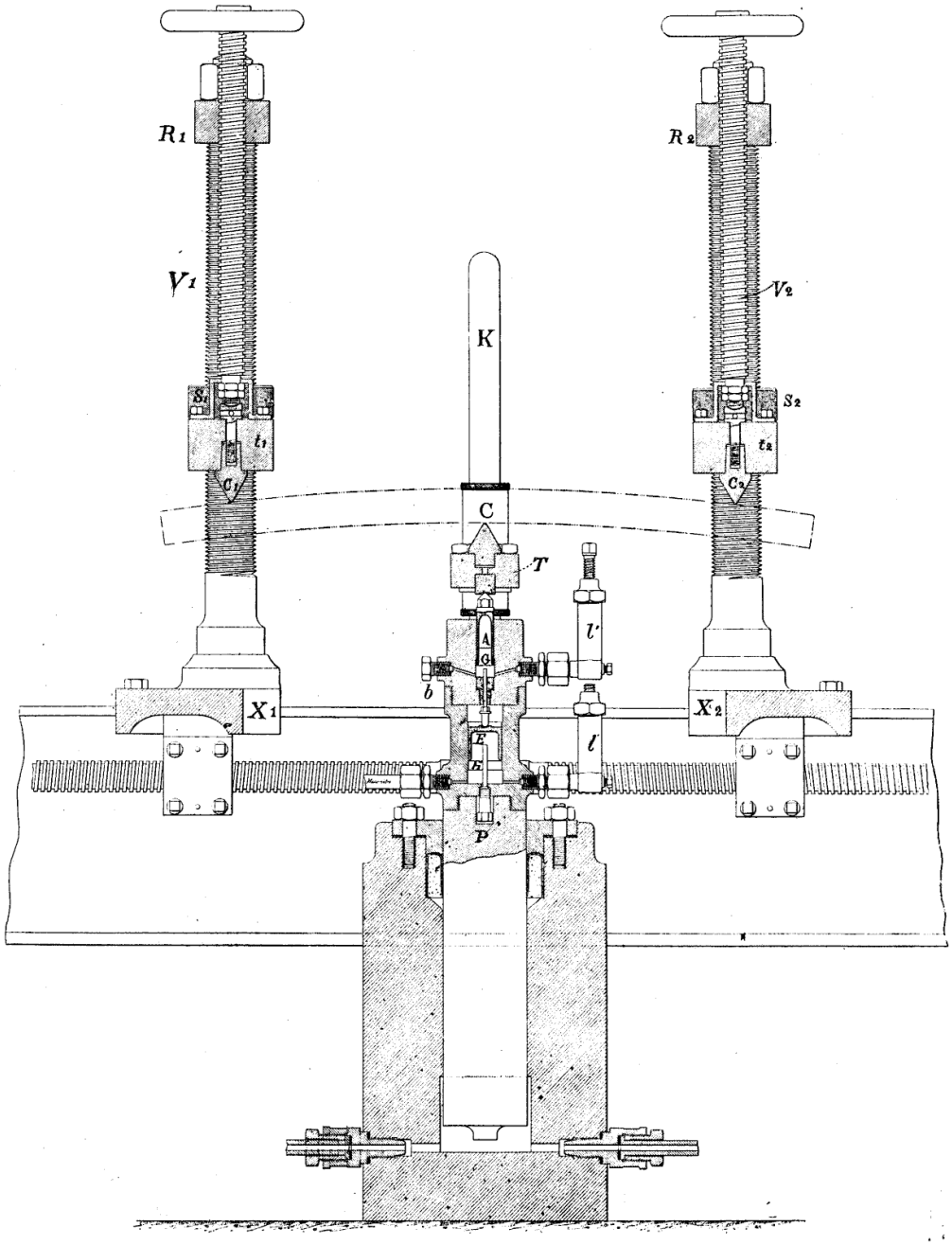


Fig. 16. — Machine de flexion.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

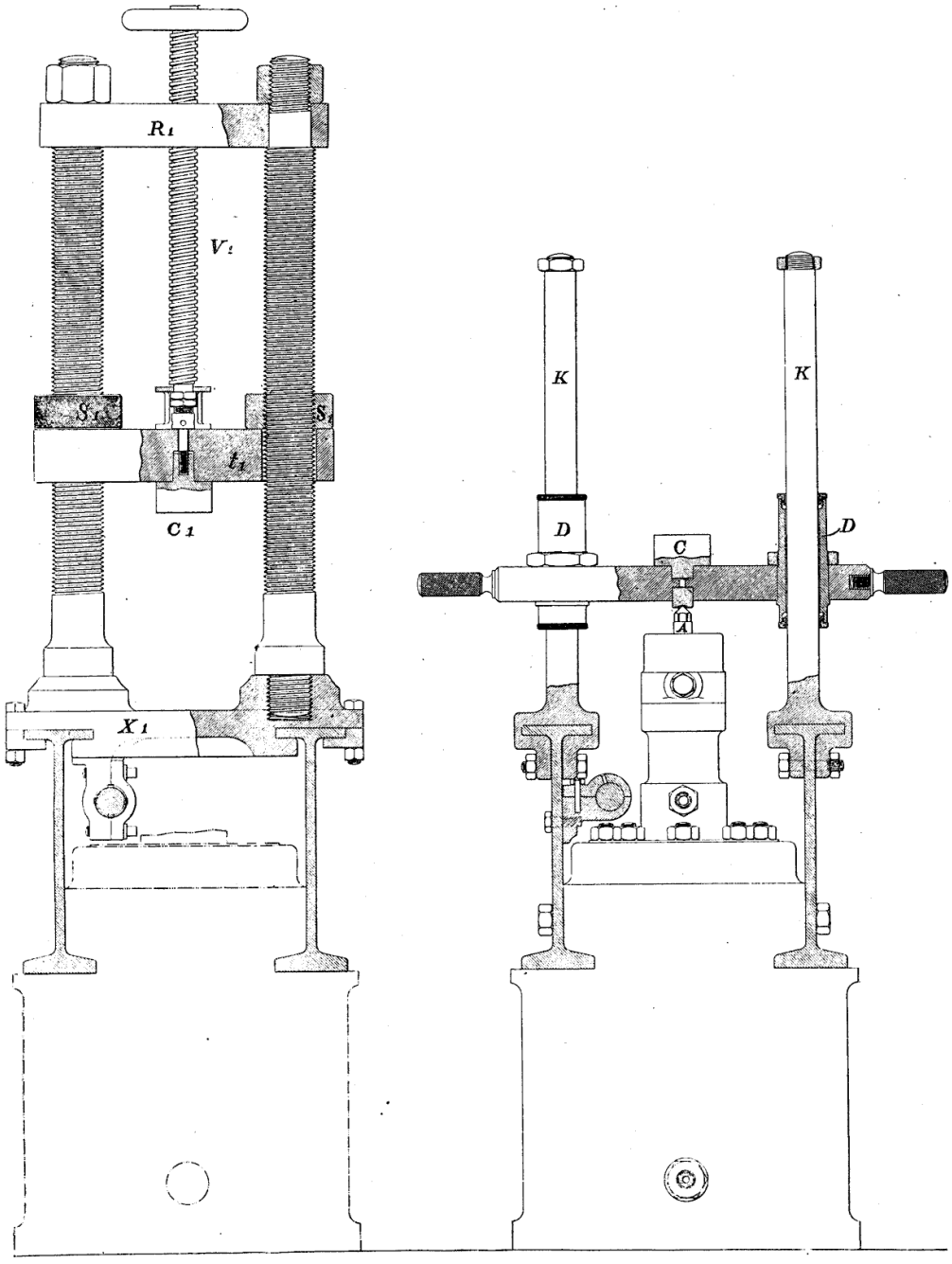


Fig. 16 *bis*. — Machine de flexion.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Dans ces conditions, en appliquant le principe de Pascal à l'huile comprimée en G et en H, on obtient la relation

$$F = \frac{\frac{\pi}{4} \; D_1^2 \quad D_1^2}{d^2} p.$$

Substituant dans cette formule les valeurs numériques

$$D_1 = 50 \text{ millimètres} \quad D = 26^{mm},5 \quad d = 5 \text{ millimètres},$$

qui correspondent aux dimensions qui ont été adoptées, il vient $F = 551,5$ de telle sorte qu'une variation de 2 kilogrammes pour la pression du manomètre correspond à une variation de l'effort total égale à 1 tonne environ. L'application du principe de cet appareil a présenté des difficultés pratiques sérieuses, il était en effet nécessaire de réaliser les deux conditions essentielles suivantes :

1° Atténuer presque complètement l'effet nuisible dû au frottement des pistons;

2° Éviter que, sous l'énorme pression qu'elle peut avoir à supporter, l'huile, comprimée dans la chambre G, ne s'échappât par les joints.

La première condition a été satisfaite en imprimant aux pistons, à l'aide de leviers convenables, un mouvement de rotation alternatif et de faible amplitude.

Pour la réalisation de la deuxième condition on a eu recours à un artifice spécial, consistant à évider l'intérieur du piston A. Dans ces conditions la pression provoque une dilatation sensiblement égale de la surface extérieure du piston et de la paroi intérieure de la cavité cylindrique qui lui sert de logement, et maintient par suite l'étanchéité de l'ensemble.

Deux pompes latérales *e*, *l'* servent au remplissage des chambres G et E.

Tarage. — Le tarage de la machine de flexion peut s'effectuer d'une façon directe et très simple sur la machine de traction système Trayvou, en plaçant le dispositif manométrique dans l'appareil de compression dont est munie cette machine.

La machine de flexion n'a pas été jusqu'ici munie d'appareil enregistreur, les essais sont exécutés en exerçant une charge régulièrement croissante, et en relevant les flèches et les charges de manière à tracer un diagramme donnant la relation entre ces deux éléments. Ce diagramme fournit la limite d'élasticité qui correspond à la charge pour laquelle les flèches cessent d'être proportionnelles aux charges, en prenant pour la limite d'élasticité la définition qui est donnée par M. Durant.

VIII. — Appareil à tarer les crushers.

L'appareil à tarer les crushers (fig. 17) est analogue à celui qui est en service au Laboratoire des Poudres et Salpêtres; il comprend deux parties principales :

1° L'appareil de compression;

2° L'appareil de mesure.

L'appareil de compression est constitué par une vis V qui peut se déplacer verticalement à l'aide d'un levier à rochet et presser sur un crusher C' par l'intermédiaire d'un bloc B'.

L'appareil de mesure se compose d'un piston transmetteur de pression P et d'un manomètre à mercure à air libre permettant d'évaluer des compressions allant de 0 à 6 tonnes.

Le piston transmetteur de pression peut se déplacer dans un cylindre C et recevoir

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

en outre un mouvement louvoyant. Il supporte, suivant son axe, une tige surmontée d'un bloc B qui donne appui au crusher et qui se meut sans tourner de manière à éviter la torsion de ce crusher.

Le piston repose sur un bain d'huile H qui transmet la pression à une couche de mercure en communication directe avec le manomètre à air libre.

Fig. 18. — Prisme de *Wollaston*.

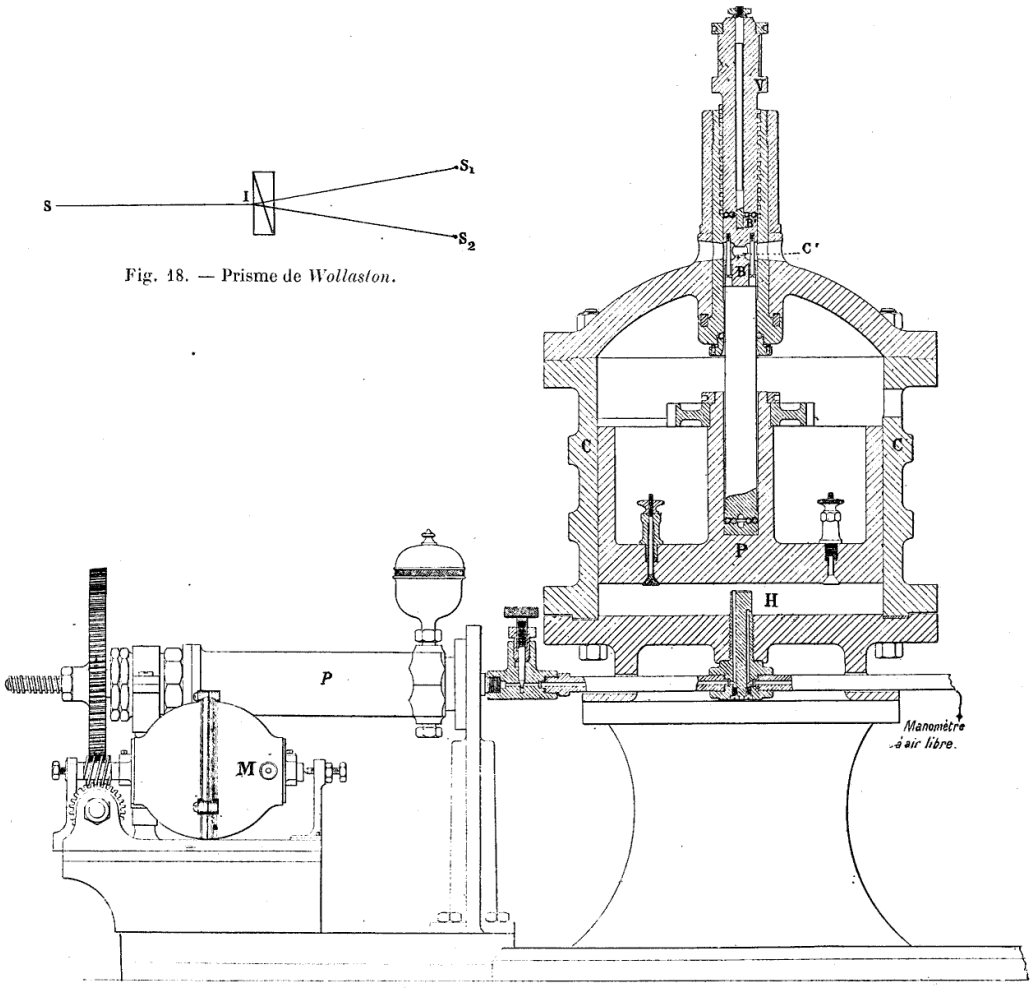


Fig. 17. — Appareil à tarer les crushers.

La chambre à huile est reliée à un corps de pompe *p* dont le piston peut se déplacer d'un mouvement uniforme, au moyen d'un petit moteur électrique M.

L'addition de cet électro-moteur et l'organisation de roulements à billes destinés à réduire au minimum les divers frottements constituent les principales modifications apportées à l'appareil du Laboratoire des Poudres et Salpêtres.

L'écrasement du crusher peut être obtenu de deux façons, soit par l'abaissement de la vis V, soit par l'injection, à vitesse constante, de l'huile sous le piston. Ces deux pro-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

cédés permettent d'employer la méthode dite de retournement et d'éliminer les causes d'erreurs dues aux frottements du piston.

L'appareil ainsi organisé permet d'effectuer non seulement le tarage des crushers, mais aussi la détermination de la pression à laquelle a été soumis un cylindre quelconque. Il suffit, pour cela, de placer le cylindre entre les deux blocs, de manœuvrer ensuite à la pompe et de suivre attentivement la marche ascendante de la colonne mercurielle. Une modification ou un arrêt dans cette marche est l'indice de la limite élastique apparente, c'est-à-dire de la charge à laquelle a été soumis primitivement le cylindre.

Tarage. — L'appareil à tarer les crushers peut être taré lui-même directement en faisant reposer sur la tige du piston un plateau sur lequel on place une série de poids connus.

Mesure des écrasements. — L'essai de compression, tel qu'on le pratique sur les cylindres crushers, n'exigeant que des quantités de matière relativement très faibles, présenterait un grand intérêt pratique, s'il était possible d'évaluer avec précision les déformations forcément très petites subies par le corps soumis à l'épreuve.

Il serait possible, en effet, de prélever sans inconvénient de nombreux échantillons en différents points d'une pièce à essayer et de se rendre compte d'une façon plus complète de la constitution de cette pièce.

Dans cet ordre d'idées, des recherches[1] ont été entreprises en vue d'évaluer avec autant de précision que possible les écrasements des crushers; elles ont abouti à la mise en expérience d'un appareil qui est basé sur le dédoublement d'une image lumineuse au moyen d'un prisme de Wollaston.

Le prisme de Wollaston (fig. 19), qui est constitué par deux prismes en quartz convenablement taillés et collés l'un contre l'autre, jouit, comme on le sait, de la propriété de transmettre, lorsqu'il est frappé par un rayon lumineux SI, deux rayons divergents IS_1 et IS_2. Inversement, deux rayons dirigés suivant S_1I et S_2I, après avoir traversé le prisme, enverront de la lumière suivant la direction commune IS. Ce prisme constitue donc une sorte de compas optique dont l'ouverture S_1 et IS_2 est constante; par suite, toute variation dans la distance des deux points S_1 et S_2 sera mesurée par le déplacement proportionnel que devra recevoir le prisme pour ramener la coïncidence des deux rayons en S.

En prenant des quartz convenablement taillés, il est facile d'obtenir un réglage tel qu'à une variation de 1/100 de millimètre de distance des deux points S_1 S_2 corresponde une translation du prisme égale à 1 millimètre.

Ce mode opératoire est avantageux par suite de la facilité qu'on éprouve à assurer avec une assez grande précision la superposition de deux images; il élimine, en outre, le déplacement d'ensemble subi par le système.

Outre ce dispositif, l'appareil à tarer les crushers sera muni prochainement d'un enregistreur ordinaire, analogue à celui qui est en usage au Laboratoire central de la Marine. Le déplacement des blocs entre lesquels se produit l'écrasement est transmis à un tambour par un système de poulies qui l'amplifient dans le rapport de 1 à 50. Devant ce tambour se meut l'aiguille d'un manomètre, qui, étant en communication avec le bain d'huile de l'appareil, fournit un des éléments du diagramme de l'épreuve.

IX. — Mouton universel.

Les essais de chocs destinés à l'appréciation de la ténacité d'un métal ont fait l'objet d'un remarquable rapport de M. Clérault à la Commission des méthodes d'essais des

1. Ces recherches ont été effectuées par le capitaine Lafay, adjoint à la Section technique de l'Artillerie.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

matériaux de construction, et les conclusions de ce rapport, approuvées par la section A de cette Commission, ont défini d'une façon très nette les conditions générales que doivent remplir les moutons employés pour ces essais.

C'est d'après ces conclusions que la Section technique de l'Artillerie a établi un appareil dit « Mouton universel » (fig. 19), qui permet d'exécuter la plupart des essais de choc en vigueur et de procéder en outre à des études méthodiques sur l'influence des divers organes du mouton dans les essais.

Avant de donner la description de cette machine, il a paru utile de relater les conditions générales susvisées que doit remplir un appareil de choc :

1° Le guidage doit être absolument rigide, plan et vertical, il doit être disposé de telle sorte que le frottement dans la chute soit réduit au minimum;

2° Le mouton doit être de forme et de masse symétriques par rapport au plan du guidage;

3° Le centre de gravité du mouton doit être placé le plus bas possible dans le plan du guidage et sur la verticale équidistante des deux guides;

4° La hauteur de la partie guidée du mouton doit être notablement plus grande que l'intervalle entre les guides ;

5° L'appareil à déclic ne doit produire aucun mouvement latéral du mouton lors de sa mise en jeu ;

6° La chabotte doit constituer, soit par elle-seule, soit avec un massif de maçonnerie solidaire, une masse incompressible considérable par rapport à celle du mouton (s'il est possible quinze à vingt fois dans la masse du mouton), ce rapport doit être d'autant plus élevé que la hauteur de chute est plus considérable.

Dans l'appareil de la Section technique de l'Artillerie, le mouton M coulisse le long de deux guides G qui sont fixés invariablement au mur par l'intermédiaire de fortes chaises. Ces guides sont constitués par deux barres en acier en forme de T dont la nervure a été rabotée et rectifiée avec le plus grand soin.

En vue de diminuer les frottements le long de ces guides, les surfaces de contact des oreilles du mouton ont été réduites au minimum et le centre de gravité de la masse a été placé aussi bas que possible.

Le mouton M est suspendu par un anneau supérieur à un bloc P au moyen d'une languette l qui est maintenue horizontalement par un verrou v. Ce verrou cesse-t-il d'agir, la languette l est ramenée brusquement dans une position à peu près verticale par le ressort r, de telle sorte que le point d'appui que la languette fournissait au mouton se dérobe sous lui et l'abandonne sans vitesse initiale ni impulsion transversale. Le déclenchement est obtenu par l'intermédiaire d'un plan incliné qui est relié à une masse N servant à repérer la hauteur de chute. Ce plan incliné vient agir sur la tête du verrou v lorsque le système du bloc et du mouton a été élevé à la hauteur convenable à l'aide du treuil t. La masse N est soutenue par une lame plate en acier R munie d'une graduation qui peut se déplacer devant une règle divisée permettant la lecture immédiate de la hauteur à laquelle se produira le déclenchement. Le mouvement de la masse N est obtenu à l'aide d'un treuil T qui, comme le treuil t, peut être animé de deux mouvements : un mouvement rapide obtenu à l'aide du volant V_1 et un mouvement lent donné par la vis tangentielle S_1.

En débrayant un cliquet, on peut donner aux volants un mouvement de rotation en sens inverse, de manière à ramener vers le bas les blocs P et N. La descente du bloc P produit l'accrochage automatique du mouton par le redressement de la languette et l'enclenchement du verrou. Pour éviter de nouveaux chocs provenant du rebondissement du mouton, des dents ont été ménagées dans la partie inférieure des guides; elles donnent appui aux deux bras b_1 b_2 fixés de part et d'autre du mouton M.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Pendant la chute, ces bras sont maintenus contre le mouton par deux goujons G_1 G_2

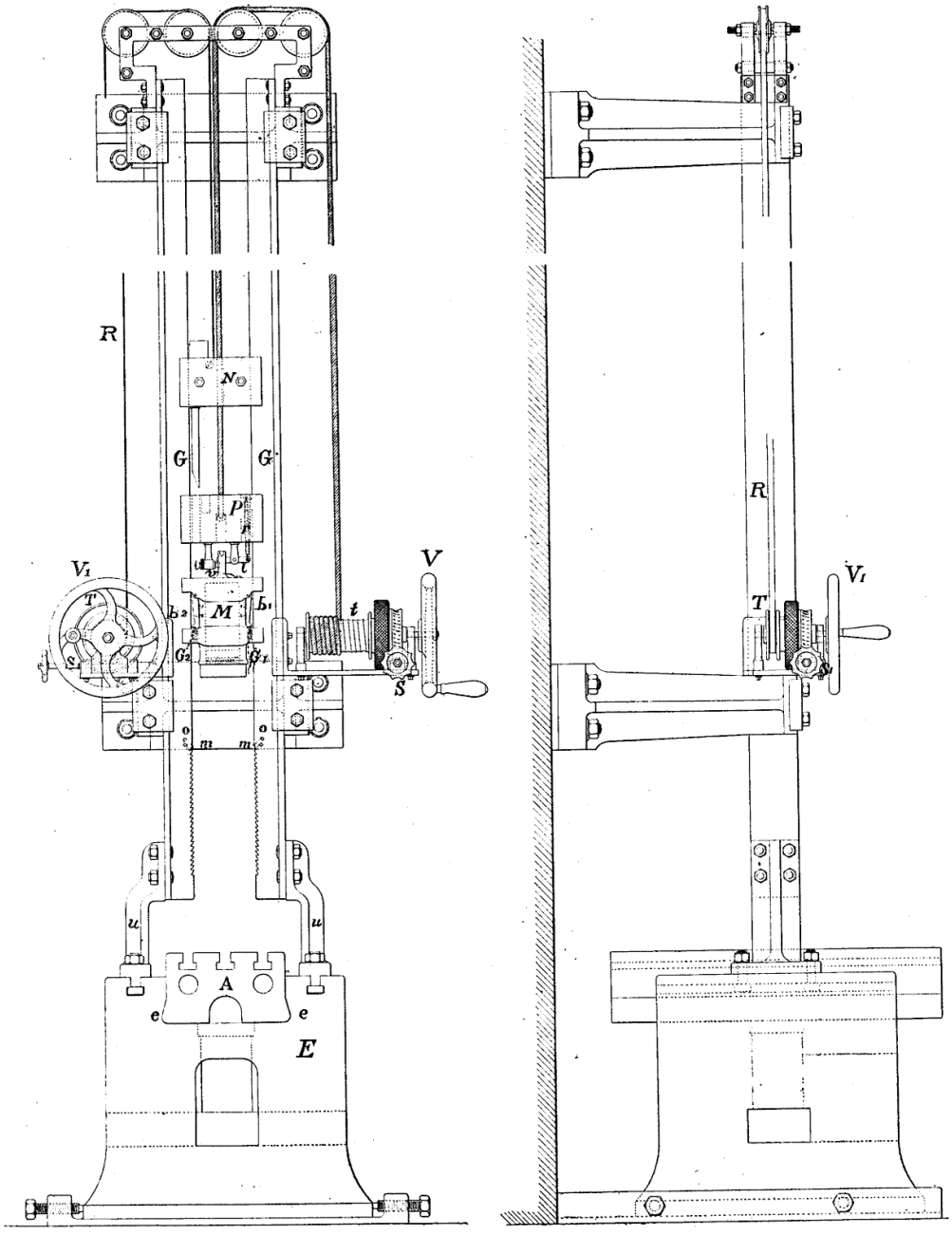


Fig. 19. — Mouton universel.

qui, sous l'action de ressorts, viennent s'enfoncer dans des logements convenables placés à l'extrémité des bras *b*. Au moment du choc, les goujons continuent à descendre

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

par suite de leur inertie et dégagent les bras b qui, devenus libres, s'engagent dans les dents de la crémaillère des guides dès que le mouton rebondit et empêchent celui-ci de tomber une seconde fois.

En remontant le mouton, l'arme de ce mécanisme se produit automatiquement par le passage des deux bras b_1, b_2 sur deux molettes m fixées à l'extrémité de deux tiges articulées en O. Dans ce mouvement, le bec porté par les bras b_1 b_2 vient presser sur la molette m qui sort de son logement et produit le rabattement et l'enclenchement de ces bras contre le corps du mouton.

Le mouton est percé d'un trou central sur lequel on peut visser solidement à la partie inférieure des pannes de formes variables, suivant la nature des essais.

Les divers organes destinés à produire la chute sont absolument indépendants de l'enclume et des différents accessoires destinés à fixer les objets que l'on veut éprouver.

Cette indépendance laisse toute latitude pour étudier l'influence du poids de l'enclume sur les résultats des essais. L'enclume actuelle, qui est représentée en E, pèse environ 700 kilogrammes, elle a été construite de manière à permettre la réalisation d'essais de diverses natures. C'est ainsi que la partie supérieure porte un logement en queue d'aronde e, e qui rend possible la mise en place de différentes pièces telles que A et B.

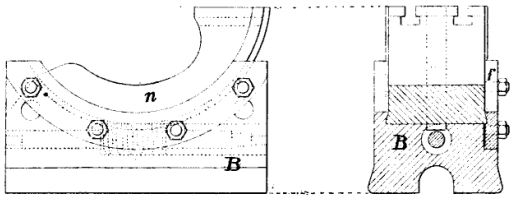


Fig. 20.

La pièce A, qui porte des cannelures longitudinales, est absolument analogue à un chariot de machine-outil, elle peut recevoir soit des couteaux d'appui, soit une boîte d'étau destinée à l'exécution des essais de choc sur barreaux entaillés.

Le dispositif B (fig. 20) est utilisé pour les essais de flexion par choc sur barreaux encastrés dont l'exécution est délicate par suite de la nécessité de ramener à chaque opération dans la position horizontale l'éprouvette déjà ployée par les chocs précédents. Ce dispositif se compose d'un bloc portant un évidement cylindrique dans lequel une sorte de noix n peut tourner sous l'action d'une vis tangentielle. La tête de cette noix est munie de cannelures qui reçoivent les mordaches de fixation de l'éprouvette.

Pour ramener l'éprouvette dans la position convenable après un premier choc qui a donné un certain ployage, il suffit de déplacer la noix n jusqu'à ce que l'éprouvette soit horizontale, puis de faire coulisser toute la pièce B dans le logement e, $é$, de façon à amener l'extrémité de l'éprouvette à l'aplomb de la frappe du mouton.

La masse de la noix n est telle que pour les essais ordinaires, l'inertie et le frottement suffisent pour empêcher la rotation que tend à produire la percussion du mouton.

Toutefois, par surcroît de précaution et en vue d'éviter toute rotation possible, une plaque f peut être appliquée fortement sur une des joues de la noix qu'elle rend complètement solidaire du bloc qui lui sert de support.

Outre l'excavation déjà mentionnée, l'enclume comporte un trou cylindrique vertical qui peut être surmonté d'une lunette convenable en vue d'essais de choc en long. Ces derniers essais, encore assez peu répandus, s'exécutent de la façon suivante :

Une éprouvette munie de deux têtes est reliée, d'une part, à un bloc qui coulisse le long des guides du mouton et qui ne peut pas traverser la lunette dont il vient d'être question, et, d'autre part, à une masse cylindrique d'un diamètre inférieur à celui de la

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

lunette. Au moment du déclenchement de l'ensemble, la masse cylindrique et l'éprouvette traversent la lunette, tandis que la masse supérieure se trouve brusquement arrêtée, il en résulte un choc longitudinal dont on peut faire varier l'importance en agissant tant sur la hauteur de chute que sur le poids de la masse cylindrique inférieure.

Des orifices de dégagement permettent après rupture d'extraire le bloc de l'intérieur de l'enclume.

Comme dans tous les appareils de choc, l'enclume repose sur une plaque de fonte qui surmonte un massif en béton noyé dans le sol; des vis de serrage, logées dans les nervures de la plaque de fonte, assurent la position de l'enclume; enfin des bras de renfort mobiles U, U relient cette dernière à la partie inférieure des guides.

X. — Appareil à tarer les manomètres.

Description. — L'appareil à tarer les manomètres (fig. 21) se compose essentiellement d'un système de deux pistons démultiplicateurs à mouvement louvoyant. L'un de ces pistons p reçoit la pression d'un réservoir à liquide E sur lequel est branché le manomètre à tarer, l'autre piston P transmet cette pression à un bain de mercure H par l'intermédiaire d'une couche d'huile. La hauteur de la colonne mercurielle m, qui est en communication avec le bain de mercure, donne, à un facteur près qui dépend du rapport des diamètres des pistons, la pression à l'intérieur du réservoir à liquide.

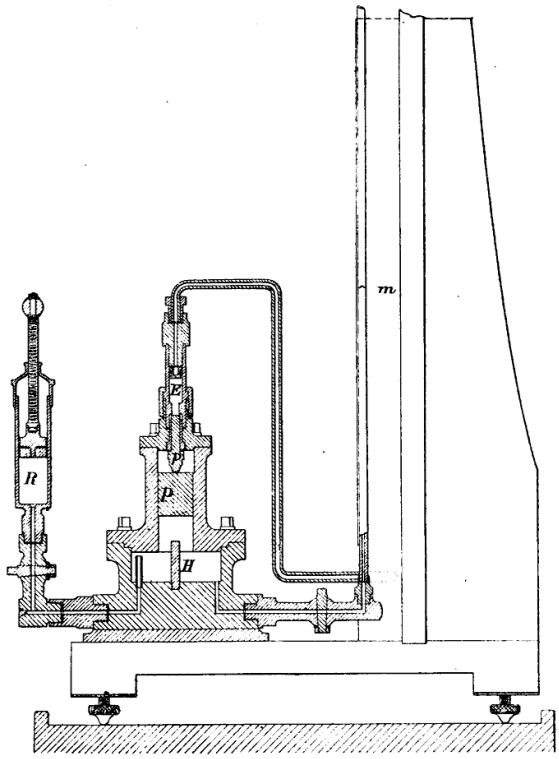


Fig. 21.

Le réservoir E est en communication avec une pompe système Cailletet, qui peut élever la pression jusqu'à 300 atmosphères.

Le liquide comprimé vient agir sur un bain de graisse E dans lequel est noyée la tige du petit piston p qui, comme on l'a vu plus haut, transmet sa pression à un deuxième piston P beaucoup plus grand.

Une manette sert à donner à ces deux organes un mouvement louvoyant, et une pompe latérale R permet d'injecter de l'huile dans la chambre inférieure H du piston de manière à maintenir ce dernier à une hauteur à peu près constante.

L'appareil comporte un jeu de petits pistons de divers diamètres pouvant être introduits dans des cylindres convenables susceptibles de se substituer l'un à l'autre sur l'appareil.

Cette manière de procéder permet d'utiliser toute la hauteur de la colonne mercu-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

rielle pour les diverses pressions à évaluer. La précision des mesures est donc fonction de la pression maximum à déterminer, et elle est d'autant plus grande que cette pression maximum est plus faible.

On peut compter sur une approximation de 1/4 d'atmosphère pour les pressions de 0 à 25 atmosphères et de 1 atmosphère pour les pressions voisines de 300.

Tarage. — Le tarage s'effectue d'une façon très simple, en coiffant la tige du petit piston d'un plateau sur lequel on dispose des poids connus.

XI. — Dynamomètre Lebasteur.

Le dynamomètre Lebasteur (fig. 22) se compose de deux plateaux en acier A_1 A_2 reliés par des tirants à des plaques à oreilles B_1 B_2 sur lesquelles peut être appliqué l'effort que l'on veut mesurer.

Le plateau inférieur A_2 est muni d'une cuvette remplie d'eau glycérinée et obturée

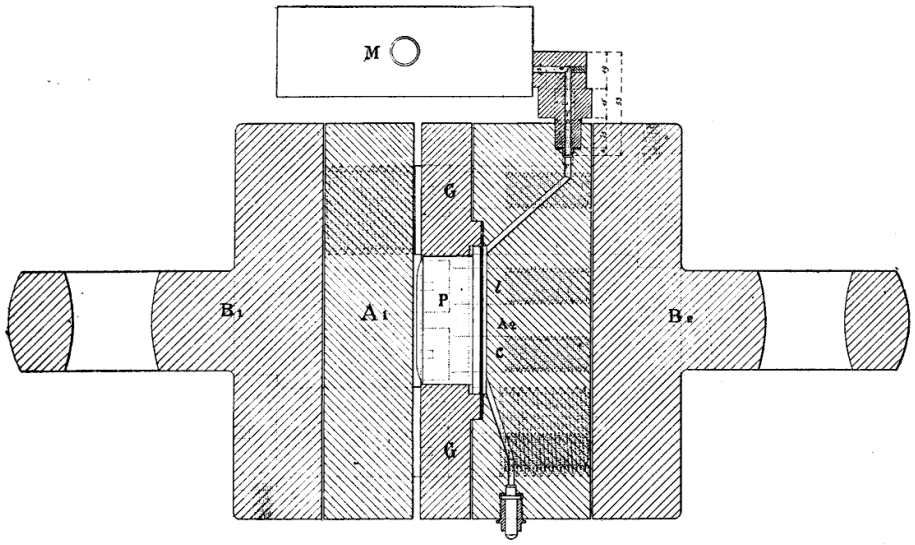


Fig. 22.

par un diaphragme en laiton mince l de 2/10 de millimètre d'épaisseur. La cuvette est mise en communication par un petit canal avec un manomètre M, et le diaphragme est maintenu en place par une plaque G percée d'une ouverture circulaire.

Le plateau A_1 vient presser sur un piston P qui repose sur le diaphragme et qui peut coulisser dans l'ouverture de la plaque G.

Il résulte de cette disposition que tout effort de traction exercé sur les deux plaques à oreilles tend à rapprocher les deux plateaux, et se traduit par une pression appliquée sur le diaphragme. L'intensité de cette pression et par suite de l'effort est indiquée par le manomètre.

Après avoir procédé au tarage direct de cet appareil en lui suspendant des poids convenables, on l'emploie pour évaluer les efforts exercés par la machine à étudier.

L'emploi de ce dynamomètre, combiné avec celui de poids directs pour le tarage des machines, ayant révélé quelques discordances pouvant tenir à la présence du dia-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

phragme, le service du laboratoire d'essais mécaniques de la Section technique de l'Artillerie a étudié un appareil du même genre, dans lequel le diaphragme est complètement supprimé.

XII. — Dynamomètre de la Section technique de l'Artillerie.

Ce nouvel appareil se compose, comme le précédent, de deux plaques à oreilles sur lesquelles s'exerce l'effort à mesurer. L'une de ces plaques fait partie d'un étrier dont

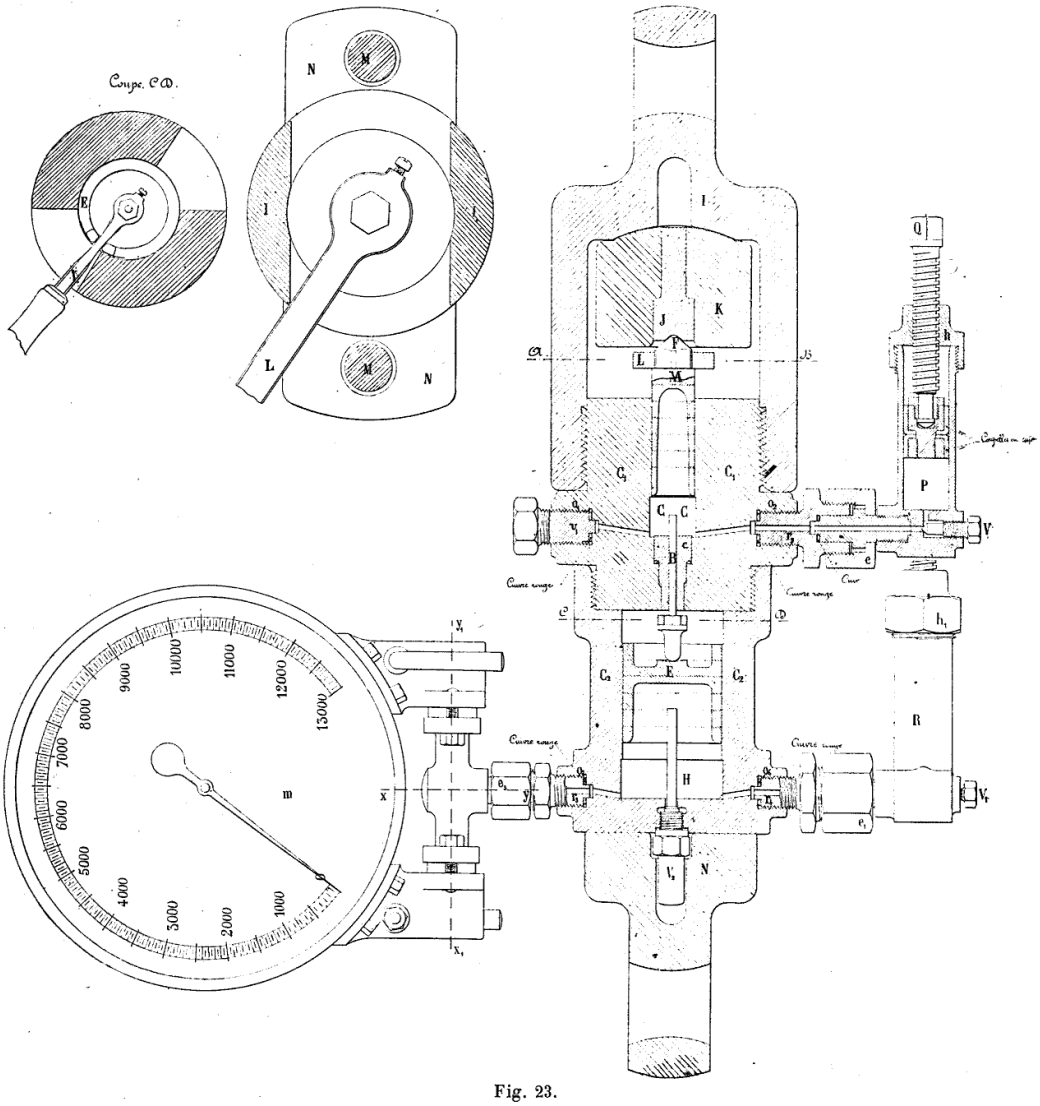


Fig. 23.

la branche K vient agir sur un piston M mobile dans une chambre à huile C. L'autre plaque est reliée à un réservoir H comportant la chambre à huile.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

L'appareil est identique, dans ses différentes parties, au dispositif manométrique de mesure de la machine de flexion.

Le manomètre qui communique avec la chambre est organisé de façon à rendre les lectures aussi précises que possible. A cet effet, il est muni de deux cadrans de grand diamètre, qui servent successivement, le premier pour les pressions inférieures à 13 tonnes, le second pour les pressions variant de 12 à 25 tonnes.

Une articulation spéciale permet d'orienter cet appareil dans toutes les directions, de sorte qu'il est possible de le placer verticalement quelle que soit la position du dynamomètre.

Des expériences nombreuses ont montré que ce déplacement du manomètre était indispensable pour l'emploi de l'appareil qui est appelé à être utilisé horizontalement et verticalement.

L'organisation du laboratoire est complétée, d'une part, par un appareil photomicrographique plus spécialement réservé aux essais physiques, et, d'autre part, par un four électrique qui sera prochainement installé en vue d'assurer la régularité des diverses opérations de trempe et de recuit des éprouvettes.

Telle est dans son ensemble l'organisation du laboratoire d'essais mécaniques de la Section technique de l'Artillerie; elle permet l'exécution de tous les essais prévus par les cahiers des charges, et se prête en outre à des études variées sur les diverses méthodes d'essais des matériaux de construction.

Cette installation est évidemment perfectible, et les recherches de toute nature qui y sont effectuées conduiront certainement à des améliorations importantes. Toutefois, dans son état actuel, elle paraît répondre au but fixé par le ministère, et en raison de la précision des machines déjà en service, elle rend possible le contrôle des divers essais qui peuvent être exécutés dans les établissements de l'Artillerie.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

INSTRUMENTS ET MÉTHODES DE CONTROLE

DES

FABRICATIONS MÉCANIQUES DE PRÉCISION

Par M. Ch. DEVÉ

CAPITAINE D'ARTILLERIE

Un grand atelier de constructions mécaniques de précision doit avoir un service spécialement chargé de contrôler les produits fabriqués, ainsi que les instruments de mesure confiés aux ouvriers. Ce service de contrôle, qui constitue en quelque sorte un laboratoire de précision, doit être indépendant des ateliers usineurs et opérer comme le ferait une commission de réception étrangère à l'usine; son rôle devient aujourd'hui très important, car les qualités de précision exigées pour les machines en général et pour le matériel de guerre en particulier deviennent de plus en plus sévères; ces qualités nécessitent des tolérances de fabrication très petites que réduisent encore les conditions d'interchangeabilité.

Nous allons exposer quelques méthodes nouvelles et décrire sommairement divers appareils qu'on peut utilement employer pour le contrôle des fabrications mécaniques de précision, et nous nous baserons notamment pour cette étude sur ce qui existe et se pratique dans les ateliers de l'Artillerie à Puteaux.

Les opérations du contrôle de la précision doivent porter notamment sur :

Les dimensions linéaires ;

Les valeurs angulaires;

La rectitude des lignes droites et des surfaces planes;

Le parallélisme et la perpendicularité de certaines lignes et surfaces;

La qualité de certaines surfaces au point de vue du poli, de la netteté, de la trempe, etc.

Nous examinerons successivement chacun de ces points.

Contrôle des dimensions linéaires.

Jauges. — Nous poserons en principe que les seuls vérificateurs de dimensions à employer dans un atelier mécanique sont les instruments de mesure à bouts. Leur usage remonte loin, puisque les premières étoiles mobiles employées dès la fin du siècle dernier pour mesurer les variations de calibre des bouches à feu se réglaient déjà

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

à l'aide de jauges, mais l'emploi des vérificateurs à bouts comme vérificateurs d'ateliers est plus récent. C'est à lui qu'on doit d'avoir obtenu l'interchangeabilité entre les différents organes constitutifs du matériel de guerre et des armes à feu. C'est par la généralisation de l'emploi des mesures à bouts que l'industrie américaine est parvenue à cette remarquable interchangeabilité dans les produits principaux de ses fabrications.

On paraît moins fixé sur les meilleures formes a donner aux vérificateurs à bouts : cylindres creux ou pleins, jauges à bouts plans, sphériques ou cylindriques, calibres à entailles, etc. Il est probable qu'aucun de ces types n'est à rejeter et que chacun d'eux est avantageux dans certains cas particuliers; ainsi, pour vérifier une tige cylindrique destinée à coulisser dans une bague, ou un coussinet, rien ne dispensera de l'emploi d'une capsule cylindrique représentant la bague ou le coussinet, mais cette vérification pourra être insuffisante ; elle ne révélerait pas, par exemple, une ovalisation de la tige; ce défaut serait au contraire facilement constaté par l'emploi d'un calibre à entailles qui pourrait, en revanche, laisser inaperçu un léger défaut local (bosse ou matage) capable de compromettre gravement le fonctionnement de la tige.

Comme vérificateurs à présenter directement sur les pièces, l'atelier de Puteaux emploie surtout des tampons et capsules cylindriques, des calibres à entailles à champs plans et parallèles et des jauges mâles du même type : la condition de parallélisme des champs étant très délicate à réaliser rigoureusement, on laisse ces champs très étroits.

Comme étalons de mesures, les principaux établissements de l'artillerie de terre ont reçu cette année de la Section technique de l'Artillerie des collections de jauges ainsi constituées :

De 0 à 19 millimètres, 19 jauges cylindriques;

De 20 à 120 millimètres, 101 jauges à bouts sphériques;

De 200 à 500 millimètres, 4 jauges à bouts sphériques.

Ces jauges à bouts sphériques sont des cylindres pleins, en acier ordinaire Holtzer, de 12 millimètres de diamètre, terminés par des calottes sphériques ayant leur centre au milieu de la jauge; elles sont trempées à leurs extrémités seulement et recuites à 100° pendant huit jours, ce recuit ayant pour effet de prévenir les altérations permanentes de la dimension qui pourraient se produire à la longue. Ces jauges, qui sont des copies de jauges d'une série type dont les valeurs métriques sont connues au micron près, servent aux ouvriers pour étalonner les pieds à coulisses et palmers usuels et trusquins; dès lors les pieds à coulisses et palmers usuels ne sont plus employés qu'à la manière de calibres à entailles réglables, leurs graduations en millimètres pourraient être supprimées : tout au plus utilise-t-on les graduations en fractions de millimètre pour mesurer approximativement les erreurs de dimensions.

La jauge à bouts sphériques présente l'avantage de pouvoir être présentée dans des orientements un peu différents sans accuser de variation de longueur appréciable. On l'emploie utilement pour contrôler les calibres à entailles, les capsules et pour vérifier directement les trous cylindriques. Pour cet usage, on a trouvé préférable de roder les bouts des jauges à un rayon un peu inférieur à la moitié de leur longueur totale. Ces jauges constituent les meilleurs « rapporteurs » des vérificateurs femelles, car ne touchant ceux-ci qu'en un point (si la compression des bouts est négligeable), ils peuvent avoir une dimension extrêmement voisine de celle du vérificateur femelle.

Il convient toutefois de constater que la plupart des constructeurs français et étrangers s'en tiennent encore aux calibres plats à champs cylindriques pour les jauges mâles, et aux calibres à champs plans et parallèles pour les jauges femelles.

Comparateurs. — Si, d'une part, la jauge et le calibre à entailles constituent les vérificateurs les plus pratiques à mettre entre les mains des ouvriers pour une fabrica-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

tion en série, d'autre part, le comparateur est indispensable pour établir ces vérificateurs et pour mesurer les dimensions exactes d'un spécimen en fonction des jauges étalons.

Il ne peut être question d'employer le pied à coulisse comme comparateur à cause de la flexion des becs, du jeu du coulisseau et de l'incertitude de lecture.

Le palmer usuel peut rendre de bons services, mais sa forme et ses dimensions restreintes en limitent beaucoup l'emploi.

Les trusquins à aiguille amplificatrice sont des instruments extrêmement utiles, lorsque la précision du centième de millimètre suffit, et les ouvriers les emploient couramment très volontiers.

Il existe aujourd'hui plusieurs types de comparateurs à l'usage des ateliers méca-

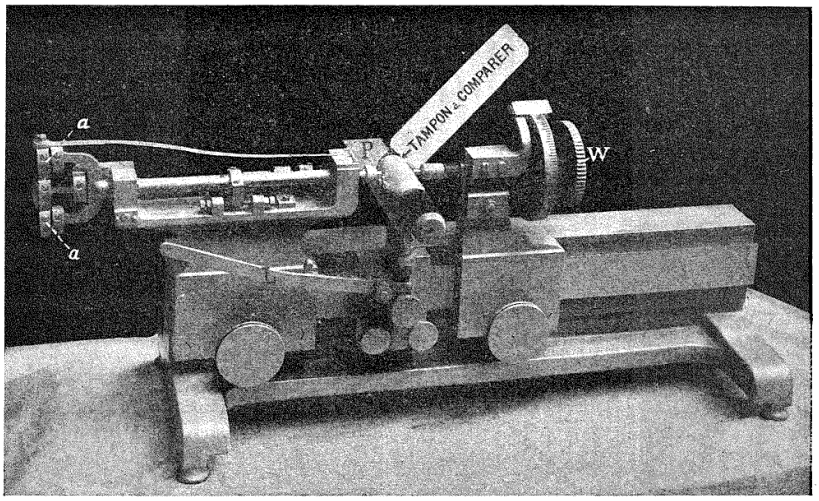


Fig. 1. — Comparateur *Carbonnier* de l'atelier de *Puteaux*.

niques; nous décrirons seulement celui qui est d'usage le plus courant à l'atelier de Puteaux.

Ce comparateur (fig. 1)[1] a été établi sur le principe des palmers à ressort. Une pression sur le « contre-palpeur » agit sur trois ressorts qui déplacent une aiguille amplificatrice : les deux ressorts *aa* réunissent l'aiguille à un étrier solidaire du contre-palpeur; le ressort *r*, qui réunit l'aiguille au bâti de l'instrument, est légèrement excentré par rapport aux ressorts *a*; cette excentricité représente la longueur du petit bras de levier de l'aiguille. Avant chaque lecture, on règle la pression en agissant sur une vis micrométrique jusqu'à ce que l'aiguille du contre-palpeur soit au zéro; la pression exercée sur les pièces à mesurer est ainsi toujours constante; ces pièces, qui peuvent être de formes quelconques, sont placées sur un plateau P, mobile de bas en haut au moyen d'un levier L; en donnant à ce levier de petits mouvements pendant qu'une pièce est au contact des palpeurs, on voit l'aiguille se déplacer, en passant par un maximum ou un minimum; on juge ainsi de la hauteur à laquelle il convient de fixer le plateau; de même, en déplaçant légèrement la pièce sur le plateau, l'aiguille indique à quelle

1. Cet instrument a été étudié par M. Carbonnier, chef vérificateur à l'atelier de Puteaux.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

position il convient de s'arrêter; on agit alors sur la vis micrométrique pour ramener l'aiguille au zéro et l'on fait la lecture.

Un grand modèle de comparateur du même type va être construit prochainement; ce nouvel instrument comportera les plus récents perfectionnements apportés aux instruments similaires, et notamment la translation des palpeurs sans rotation;

Enfin, les établissements usineurs de l'artillerie viennent d'être dotés chacun d'un comparateur automatique enregistreur construit par l'atelier de précision de la Section technique. Ce comparateur, qui enregistre automatiquement un grand nombre de comparaisons de deux jauges, a pour objet de permettre de comparer aux jauges étalons fournies par la Section technique toute jauge de longueur quelconque donnée; mais son principal rôle a été de permettre de déduire d'un prototype préalablement étalonné par le Bureau international des Poids et Mesures les valeurs métriques exactes de toutes les jauges qui constituent les séries d'étalons des établissements de l'artillerie. Le premier modèle du comparateur automatique et le principe général de la méthode d'étalonnage sont dus au commandant Hartmann, qui les a décrits en détail dans la *Revue d'Artillerie* de 1895; la description de l'instrument actuellement en service et l'exposé détaillé de la méthode d'étalonnage qui a été suivie sortiraient du cadre de ce rapport, et mériteraient de faire l'objet d'un rapport spécial.

Au surplus, le comparateur automatique ne pouvant étalonner que des jauges à bouts sphériques ou de petits cylindres, son emploi se trouve restreint à des opérations de laboratoire; le plus grand service rendu par cet instrument est en effet de fournir les étalons que peuvent assurer l'interchangeabilité absolue entre les pièces fabriquées par différents établissements; il serait d'une moins grande utilité pour l'industrie privée car une usine privée ne cherche en général qu'à obtenir l'interchangeabilité entre les pièces provenant de sa propre fabrication et, pour cela, il lui suffit de fixer judicieusement les tolérances de dimensions et d'établir, dès le début de la fabrication, une série de rapporteurs sur lesquels seront comparés les vérificateurs de fabrication; or les vraies valeurs métriques des dimensions de ces rapporteurs peuvent, dans la plupart des cas, être quelconques.

Le comparateur automatique retrouverait, au contraire, un rôle capital, si l'État voulait se charger de fournir aux industriels des jauges métriques semblables à celles de l'artillerie; il pourrait en résulter d'importants avantages pour l'industrie nationale, mais cette idée a été exposée avec la plus grande compétence dans l'étude précitée publiée dans la *Revue d'Artillerie* par le commandant Hartmann; nous y renvoyons les personnes que cette question intéresserait particulièrement.

A propos des comparateurs, nous dirons quelques mots de la confection des vis micrométriques. Ce n'est pas que le comparateur ait besoin de vis micrométrique de haute précision; grâce à l'emploi de jauges de longueurs échelonnées de millimètre en millimètre, les vis de comparateurs peuvent être à peu près quelconques, pourvu que le pas ne varie pas sensiblement dans l'espace d'un tour. Néanmoins, il se présente des cas où il est nécessaire d'employer une vis micrométrique exacte (pour les machines à diviser notamment); nous décrirons donc un petit tour à fileter les vis métriques récemment établi par l'atelier de Puteaux[1]. Les dispositions générales de cet instrument sont les suivantes (fig. 2).

L'outil est fixe et la vis-mère BM est mobile; elle est de gros diamètre et creuse; à l'intérieur, se trouvent trois rainures longitudinales, dans lesquelles coulissent trois galets montés sur l'arbre de commande du mouvement : ces trois galets sont à l'aplomb de l'écrou E de la vis-mère, en sorte qu'aucune flexion de la vis ne peut intervenir par suite

1. Cet appareil a été étudié par M. Schlundt, chef d'atelier.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

de l'effort exercé pour produire la rotation. A l'extrémité de la vis mère, la tige à fileter V est fixée par huit vis de centrage ; cette tige pass e dans une longue lunette faisant partie du porte-outil; l'outil A descend sur la tige par une fenêtre pratiquée au milieu de la lunette L; le porte-outil tout entier peut être déplacé longitudinalement le long d'une graduation G, de façon à porter l'outil dans un filet ou dans un autre, ce qui permet de constater la parfaite constance du filetage et de pratiquer ce filetage sur une longueur supérieure à celle de la vis mère. L'écrou est susceptible d'une légère rotation sur lui-même, de façon à corriger les variations du pas de la vis mère et à ramener ce pas à une valeur métrique exacte. A cet effet il porte une touche T qui s'appuie sur un guide ; un système de ressort assure ce contact d'une façon franche; le guide charlote avec la vis et vient défiler sous la touche de l'écrou. Pour tailler ce guide, on mesure la valeur du pas de la vis mère dans ses différentes régions, en amenant la tête de vis en contact avec les jauges successives d'une collection d'étalons à bouts sphériques; pour obtenir

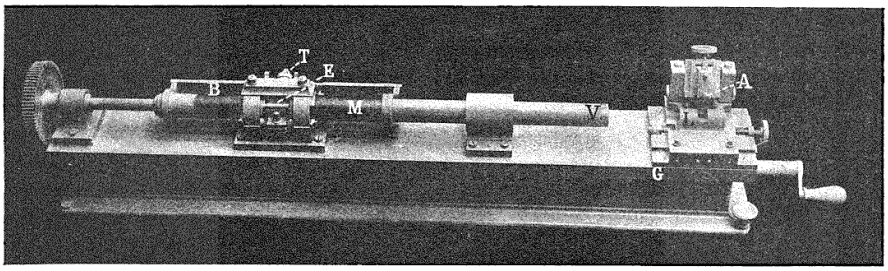


Fig. 2. — Tour *Schlundt* à fileter les vis-mères.

ce contact avec la précision voulue, on substitue au porte-outil un palpeur à ressort analogue à celui du comparateur décrit plus haut. Les tours de vis et fractions de tours sont lus sur un tambour micrométrique que l'on monte sur l'extrémité lisse de la vis mère.

L'atelier de Puteaux a étudié cette année un grand tour à fileter les vis mères de tours; cette machine, basée sur un principe analogue à celui du petit tour que nous venons de décrire, sera mise prochainement en service.

La confection des vis de précision nous conduirait à parler de la vérification des filetages; mais cette question extrêmement complexe ne nous paraît pas suffisamment mûre pour le moment; on s'en préoccupe d'ailleurs sérieusement en vue de l'unification des filetages.

Vérificateurs d'angles.

Les modèles de rapporteurs d'angles en usage dans les différents ateliers sont nombreux; nous donnons seulement (fig. 3) le dernier modèle de vérificateur d'angles récemment construit à l'atelier de Puteaux[1].

Il présente, comme particularité intéressante, un mouvement parallèle de l'un des

1. Cet instrument a été étudié par M. Carbonnier, chef vérificateur à l'atelier de Puteaux.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

accotoirs, qui permet de mesurer les angles par des segments très éloignés du sommet;

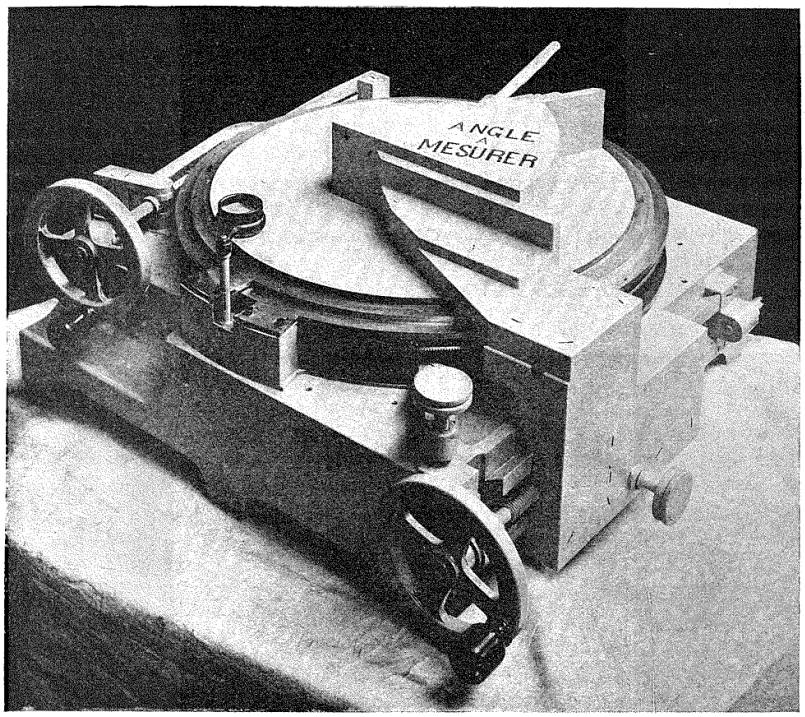


Fig. 3. — Vérificateur d'angles *Carbonnier*.

il porte une double graduation, l'une en degrés et minutes sexagésimales, l'autre en degrés et centièmes de degré.

Rectitude des Lignes droites et des Surfaces planes.

Nous nous étendrons davantage sur les questions relatives à la rectitude des lignes droites et des surfaces planes, questions sur lesquelles nous avons fait des recherches personnelles[1].

Dans la construction d'un organe mécanique de précision, la rectitude de certaines lignes droites et de certains plans de référence est une condition au moins aussi essentielle que l'exactitude des dimensions linéaires; on se contente le plus souvent, pour vérifier une partie droite, d'appliquer contre elle une règle type, mais la précision de ce procédé est généralement subordonnée à la plus ou moins grande flexion que peut prendre la règle sous l'effet de son propre poids; une règle ordinaire de 1 mètre de

1. Les détails qui suivent sont en majeure partie empruntés à un article paru dans le *Bulletin de la Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale* en juillet 1899; c'est à cet article que devra se reporter le lecteur qui désirerait des renseignements théoriques complémentaires sur les méthodes optiques de vérification.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

longueur, reposant par ses extrémités sur deux cales, présente une flèche de plusieurs centièmes de millimètre; si la partie droite à vérifier offre la même courbure, elle touchera par tous ses points à la règle qu'on placera sur elle et sera réputée droite; le seul contrôle exact serait donné dans le cas où l'on pourrait coucher la règle à côté de la partie à vérifier, de façon à échapper à l'action de la pesanteur; en tout cas, une simple règle métallique ne saurait mesurer avec précision les défauts de rectitude.

La vérification d'un plan par l'application d'un marbre type est sujette aux mêmes erreurs; un marbre, même parfait, n'est rigoureusement plan que lorsqu'il est placé dans sa position normale sur un pied central ou sur trois pieds; dans toute autre position, il s'infléchit; *a fortiori*, lorsqu'on le retourne sens dessus dessous, il se courbe de lui-même et peut même gauchir fortement par son propre poids la pièce sur laquelle on l'applique. Il va sans dire, d'ailleurs, que ce procédé est inapplicable lorsque la surface à vérifier atteint des dimensions un peu grandes.

La construction des règles et des marbres par les anciens procédés ne peut se faire qu'à l'aide de la comparaison entre elles de trois pièces semblables, qui doivent s'appliquer exactement l'une sur l'autre deux à deux; c'est une opération très longue, et l'appréciation de la précision obtenue est absolument incertaine.

Nous allons décrire ci-après des appareils[1] et des procédés qui permettent de déterminer les défauts de rectitude, de les mesurer exactement et de rectifier les lignes droites et les plans, sans avoir recours à la comparaison d'objet semblable.

Principe de la Méthode.

Pour l'objet qui nous occupe, l'emploi d'un vérificateur optique paraissait tout indiqué, car le rayon lumineux est exempt de flexion (au moins dans un milieu homogène); il est indifférent aux variations de température et peut constituer un bras de levier d'une longueur illimitée. Toutefois, avec les lunettes ordinaires, on ne saurait comparer des mesures prises sur des mires inégalement éloignées, surtout si les distances sont petites: il faut, en effet, pour faire un pointé exact, amener l'image dans le plan du réticule, ou inversement, et, quand l'objet s'éloigne ou se rapproche, l'image se déplaçant dans le même sens, il faut la suivre avec le réticule; une lunette ordinaire, destinée à vérifier le déplacement d'un point suivant une ligne droite, devrait donc être agencée de façon que le réticule ait lui-même un déplacement rigoureusement rectiligne et dirigé vers le centre de l'objectif de la lunette; un tel instrument, d'une construction d'ailleurs extrêmement délicate, serait sujet à des déréglages fréquents.

L'emploi de lunettes autocollimatrices ne présente pas les mêmes inconvénients. Nous allons rappeler d'abord le principe de l'autocollimation.

Soit F un point du plan focal d'une lunette; ce point, que nous supposons éclairé d'une façon quelconque, émet des rayons qui, à la sortie de l'objectif, forment un faisceau parallèle.

Si ces rayons sont reçus sur un miroir plan et normal au faisceau, ils reviennent sur eux-mêmes et forment une image de F superposée au point lumineux lui-même (fig. 4); si le miroir fait un petit angle α avec la direction du faisceau (fig. 5), le faisceau est dévié d'un angle 2α, mais il reste parallèle et forme, par conséquent, dans le plan focal, une image F′ telle que l'angle F′OF soit égal à 2α.

1. Ces appareils sont construits par MM. Bariquand et Marre, pour la partie mécanique, et par M. Jobin pour la partie optique.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Autrement dit, quand le miroir tourne d'un angle α, l'image, tout en restant dans le plan focal, tourne d'un angle 2α autour du centre de l'objectif. Ce que nous venons de dire étant indépendant de la distance du miroir, il est évident que si le miroir s'éloigne en restant parallèle à lui-même, l'image F′ sera immobile; si, au contraire, le miroir, en se déplaçant, s'incline légèrement dans un sens ou dans un autre, on observera un déplacement de l'image qui traduira les variations d'inclinaison du miroir, mais, dans tous les cas, la mise au point de la lunette ne devra pas être modifiée.

Supposons maintenant que le miroir soit monté sur un chariot mobile le long d'une

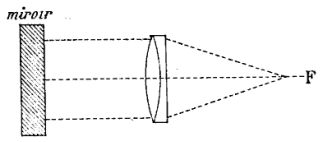


Fig. 4.

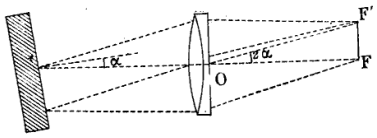


Fig. 5.

règle, le chariot suivra toutes les sinuosités de la règle, et les différentes pentes se liront dans la lunette par les déplacements de l'image. Du relevé des pentes successives, on déduira la forme de la règle.

Nous avons dit que cette théorie est indépendante de la position du miroir; si le miroir est normal au faisceau incident considéré, c'est rigoureusement vrai; si, au contraire, il fait un certain angle avec ce faisceau, on voit par l'examen de la figure 5 qu'à partir d'une certaine distance le faisceau réfléchi passe tout entier à côté de l'objectif, et il n'y a plus d'image. On est par là conduit à la considération du *champ d'une lunette autocollimatrice*. Nous appellerons ainsi le diamètre de la plage du plan focal dont on voit l'image réfléchie par un miroir à distance donnée.

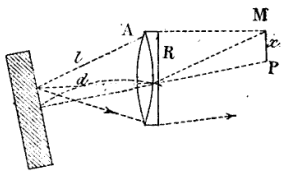


Fig. 6.

Soit :

$2x$ le champ pour la distance d du miroir,
$2\,\mathrm{R}$ le diamètre de l'objectif,
f sa focale.

Pour qu'un point M situé à une distance x du point P, centre du champ, soit sur le bord du champ, il faut que le rayon marginal MAC rencontre le bord de l'objectif après réflexion, ce qui donne, en supposant le miroir à peu près normal à l'axe de la lunette :

$$\frac{x}{f} = \frac{\mathrm{R}}{d}$$

$$\text{le champ} = 2x = \frac{2\,\mathrm{R}\,f}{d}$$

Toutefois, pour cette limite, la quantité de lumière renvoyée sur l'objectif est infiniment petite; le champ pratique de l'instrument ne sera guère que les deux tiers de la limite ci-dessus, soit $\frac{4}{3}\,\frac{\mathrm{R}f}{d}$.

Inversement, pour que l'image d'un point traverse le champ, il faut que le miroir tournant d'un angle dont la tangente soit égale à $\frac{\text{champ}}{2f}$, ou à $\frac{2}{3}\,\frac{\mathrm{R}}{d}$.

Pour une lunette de 400 millimètres de focale et de 50 millimètres d'ouverture, l'amplitude des variations angulaires qu'on peut observer pratiquement est de $\frac{16}{1\,000}$ de la distance du miroir.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Lunettes autocollimatrices à longue portée. — Un écran percé d'un trou éclairé par une lumière quelconque est placé sur le côté de la lunette dans un « tube éclaireur »; une lampe inclinée, interposée dans le corps de lunette en face du tube éclaireur, fournit dans l'axe de l'appareil une image fixe de l'écran située au foyer de l'objectif; mais cette lame, sous peine de donner deux images, doit être infiniment mince; la lame réfléchissante employée est une lame d'air AB d'environ $0^{mm},1$ d'épaisseur comprise entre deux prismes ABC et ABDE (fig. 7). Les faces CB et AE sont parallèles; la face DE normale du tube éclaireur est symétrique de la face CB par rapport à la lame mince.

Grâce à ces dispositions, les rayons qui traversent le prisme et ceux qui se réfléchissent sur la lame mince ne subissent aucune décomposition, et les images observées sont parfaitement achromatiques si l'on a eu soin d'achromatiser le système prisme-objectif. L'inclinaison de la lame mince a été calculée de façon à obtenir le maximum d'intensité lumineuse des images observées tout en évitant la réflexion totale.

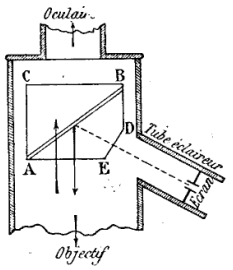


Fig. 7.

Cette lame n'a pas ses faces rigoureusement parallèles; elles font entre elles un angle très petit, de façon à superposer les deux images dans le sens de l'axe de la lunette; cet artifice permet de donner à la lame une épaisseur assez grande pour éviter les franges d'interférences qui communiqueraient leurs colorations aux images.

Tube éclaireur. — Le tube éclaireur aurait pu être constitué en principe par un tube latéral portant un écran percé d'un trou et une lentille convergente concentrant sur l'écran la lumière d'une lampe quelconque; mais on a voulu donner au trou de l'écran des dimensions spéciales très exactes, afin que les déplacements de l'image pussent être évalués immédiatement en fonction de ces dimensions; à cet effet, on a constitué l'objet lumineux par un trou entouré d'un anneau; les épaisseurs de l'anneau, du trou et de la bague obscure qui les sépare sont dans le rapport des nombres 1, 2 et 3; les combinaisons de ces dimensions donnent tous les chiffres de 1 à 10; l'objet lumineux doit d'ailleurs être très petit, afin d'être toujours contenu dans le champ; le diamètre réel de l'image observée a été fixé à 1 millimètre; d'autre part, l'unité de longueur choisie doit correspondre à une division des tambours gradués de la lunette; il serait très dificile de confectionner un écran aussi petit répondant exactement à ces conditions, c'est pourquoi on a trouvé commode de confectionner un écran environ trois fois plus grand et d'en produire une image réduite à l'aide d'une lentille divergente interposée dans le tube éclaireur; c'est l'image réduite de l'écran qui est réfléchie dans le miroir mobile et qu'on observe ensuite dans la lunette. On a, d'ailleurs, la facilité de régler la grandeur de l'image réduite et sa position en faisant varier les positions relatives de l'écran et de la lentille divergente.

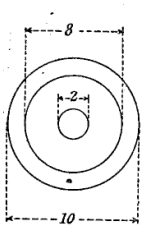


Fig. 8.

La lumière diffuse du ciel, ou une lampe quelconque placée à quelques centimètres du tube éclaireur, suffisent parfaitement à l'éclairage de l'écran.

Pour que l'image lumineuse de l'écran se détache nettement dans la lunette, il est bon de placer au delà de la surface à vérifier une masse noire quelconque, qui diminue la lumière diffusée dans la lunette et produit un fond sombre.

Réglage de la lunette. — Le réticule étant placé au foyer de l'instrument, il s'agit de centrer l'image de l'écran sur le réticule. A cet effet, tout en mettant l'œil devant l'objectif, on déplace le tube éclaireur sur le côté de la boite du prisme jusqu'à ce que la croisée du réticule apparaisse au centre du trou; on peut se servir pour cette observation d'une lunette axiliaire ou d'une jumelle si le réticule ne se distingue pas assez nettement. Le trou lumineux paraissant centré peut n'être pas exactement dans le plan focal; on s'en aperçoit en faisant autocollimation sur un miroir plan; l'image, qu'on observe alors par l'oculaire, est affectée de parallaxe; on corrige ce défaut en déplaçant l'écran dans le tube éclaireur; on vérifie de nouveau le centrage, et la lunette se trouve réglée; elle est en état de donner des mesures précises sur des miroirs éloignés, à la condition de ramener l'image à observer dans le voisinage du centre du réticule.

Monture de la lunette. Fig. 9 et 10. — Sur le corps de lunette, est soudé un disque qui s'em-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

boîte dans une plaque verticale triangulaire A, dans laquelle elle est maintenue par trois oreilles *a*

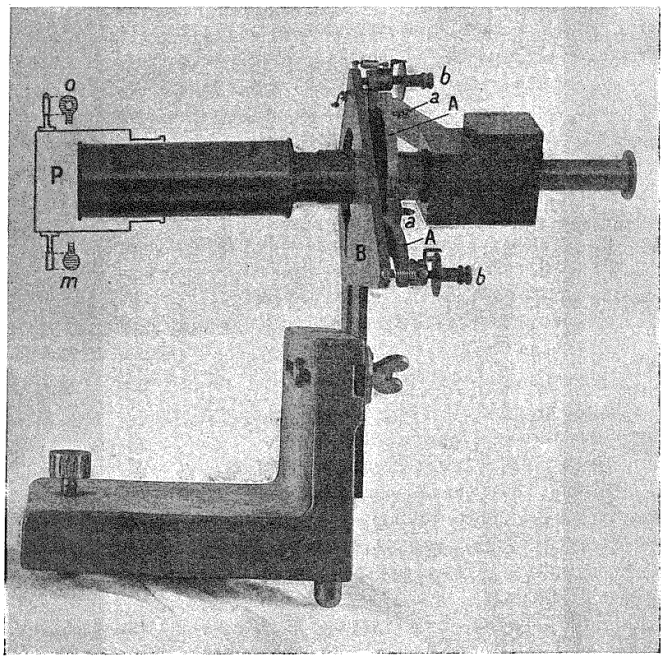


Fig. 9. — Premier modèle de lunette autocollimatrice à longue portée.

avec vis de serrage. Les vis étant desserrées, la lunette peut tourner sur elle-même; ce mouvement permet de diriger le tube éclaireur vers une lumière fixe, vers une fenêtre ou vers le ciel, de façon à obtenir l'éclairage le plus favorable.

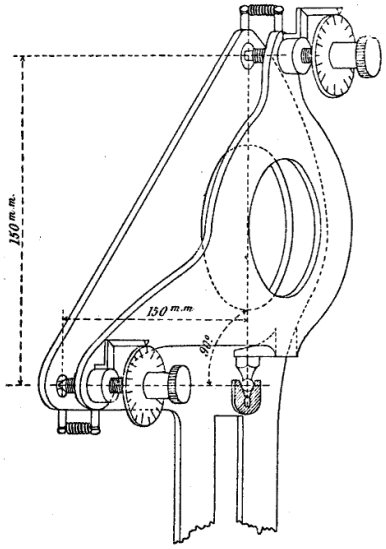


Fig. 10.

La plaque triangulaire porte les organes qui permettent de faire varier l'inclinaison de la lunette, et, par conséquent, de ramener les images observées au centre du réticule. Elle est fixée par trois points contre une autre plaque de laiton portée par le pied de l'instrument. Au-dessous de la lunette, un pivot sphérique (fig. 10) repose dans une crapaudine conique. Deux vis munies de tambours gradués *b* sont appuyées contre la plaque B par deux ressorts à boudin, qui sollicitent les plaques A et B l'une vers l'autre; l'une des vis a sa pointe calée dans une rainure pratiquée dans un grain en acier, l'autre vis repose simplement sur un grain plan en acier. Les deux vis forment avec le pivot un triangle rectangle isocèle, en sorte que les vis produisent sur l'image, pour une même fraction de tour, des déplacements rectangulaires égaux. Les tambours divisés en 100 parties mesurent les variations angulaires de la lunette; chaque division correspond à tangente $= \frac{1}{25\,000}$. Ce dispositif supprime tout jeu et tout temps perdu des vis; il n'occasionne ni torsion ni flexion des organes.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

La plaque B est fixée sur un pied massif en fonte à l'aide d'un écrou à oreilles et d'une pièce qui permet un coulissement vertical et horizontal de la plaque par rapport au pied, de manière à amener facilement la lunette en face du miroir. Une vis calante, placée à l'avant du support, sert à donner à l'instrument une inclinaison approchée.

Recherche de l'image. — Lorsque le miroir est un peu éloigné de la lunette, la recherche de l'image serait très laborieuse si l'on n'opérait pas avec méthode, car, le champ étant petit, il faut amener l'axe optique à être très sensiblement normal au centre du miroir. Pour obtenir ce double résultat avec une première approximation, on se sert d'une mouche blanche *m* (fig. 9) et d'un œilleton *o*, qui sont fixés aux deux extrémités d'un diamètre du garde-soleil P de la lunette. Lorsque le miroir est bien placé par rapport à la lunette, l'image de la mouche dans le miroir n'apparaît que si l'on place l'œil devant l'œilleton ; on aperçoit en même temps le miroir dans le centre du champ de la lunette en reculant suffisamment l'oculaire ou en l'enlevant complètement pour regarder avec une simple loupe à main.

Vérification d'une Ligne droite[1].

Les chariots porte-miroir qui servent à vérifier les lignes droites sont d'ordinaire des pièces métalliques reposant sur quatre pieds en acier trempé et surmontées d'un contrepoids en porte-à-faux qui assure l'appui sur deux des pieds latéraux; les deux pieds d'appui sont ceux qui doivent suivre la ligne droite à vérifier, lorsque cette ligne est tracée sur un plan à peu près horizontal; le troisième point d'appui est l'un ou l'autre des deux autres pieds latéraux; il résulte de cette disposition que, lorsque le chemin suivi par le chariot monte ou descend, les rotations du chariot s'effectuent toujours autour d'axes perpendiculaires au cheminement ; ce sont ces rotations successives qu'on doit observer et mesurer avec la

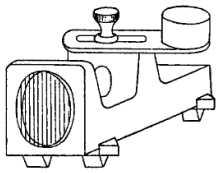


Fig. 11. — Chariot à miroir ordinaire.

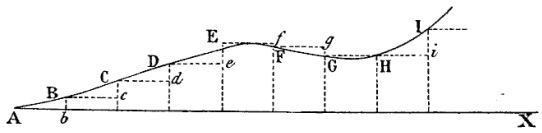


Fig. 12.

lunette autocollimatrice. Le miroir est collé dans un alvéole ménagé sur la face antérieure du chariot; il est établi normalement aux lignes d'appui du chariot.

Lorsque la ligne à vérifier n'est accessible que par côté, on se sert des touches latérales du chariot, en le faisant reposer sur une cale de façon que ces touches soient à hauteur de la ligne à vérifier.

Tracé des sinuosités d'une ligne. — Pour pouvoir représenter graphiquement la forme générale d'une ligne, on divise cette ligne en segments égaux à l'intervalle des pieds du chariot; sur chaque segment, successivement, on met le chariot en station de façon que les pieds antérieurs prennent la place occupée précédemment par les pieds postérieurs; à chaque station, on centre l'image lumineuse sur le réticule en agissant sur les tambours gradués, et on relève le chiffre lu sur l'un des tambours (le tambour supérieur si le chariot repose sur la ligne à vérifier, le tambour latéral si le tambour s'appuie par côté sur cette ligne); les chiffres ainsi relevés représentent les pentes successives du cheminement.

1. Le principe de la collimation a déjà été appliqué en 1892 à la vérification de la ligne droite par MM. Michelson et Benoît, qui s'en sont servis pour établir les coulisses du comparateur destiné à évaluer le mètre étalon en longueurs d'ondes lumineuses.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Soit AX (fig. 12) un axe de coordonnées correspondant au zéro du tambour et ABCD... I, les extrémités des différents segments, les hauteurs B*b*, C*c*....., I*i* représentent les nombres n_1, n_2....., n_8, lus sur les tambours; les ordonnées successives sont donc :

$$
\begin{aligned}
&0\\
&n_1\\
&n_1 + n\\
&n_1 + n_2 + n_3\\
&\cdots\cdots\cdots\\
&\cdots\cdots\cdots\\
&n_1 + n_2 \cdots\cdots\cdots + n_8.
\end{aligned}
$$

Il est clair, d'ailleurs, que la position du zéro sur le tambour importe peu; on peut donc diminuer les indications de l'appareil d'un même nombre, que l'on a le droit de choisir comme l'on veut. En le prenant égal à leur moyenne arithmétique arrondie en nombre entier, on ramène l'ordonnée finale de la courbe à une valeur voisine de zéro. Si l'on opérait autrement pour un cheminement très sinueux, le dessin manquerait de clarté et risquerait de sortir du cadre de l'épure.

D'où la règle suivante :

« Pour déterminer la forme de la projection verticale (horizontale) d'un cheminement tracé sur une surface horizontale (verticale), diviser le cheminement en segments égaux à l'écartement des pieds du chariot; placer successivement le chariot sur chaque segment.

« Centrer l'image, à chaque station, en agissant sur les tambours.

« Préparer un tableau à quatre colonnes; inscrire dans la première les indications de l'appareil.

« Inscrire dans la deuxième ces nombres convertis en microns.

« Diminuer les nombres de la deuxième colonne de leur moyenne arithmétique arrondie en nombre entier et inscrire les résultats dans la troisième colonne.

« Inscrire dans la quatrième colonne les sommes successives des nombres de la précédente, en commençant par zéro. »

INDICATIONS			SOMMES successives des nombres ci-contre (cotes en microns).
DONNÉES par l'appareil.	CONVERTIES en microns.	DIMINUÉES de leur moyenne arithmétique.	
40	16	— 13	0
62,5	25	— 4	— 13
97,5	39	+ 10	— 17
97,5	39	+ 10	— 7
70	28	— 1	+ 3
55	22	— 7	+ 2
87,5	39	+ 10	— 5
45	18	— 11	+ 5
32,5	13	— 16	— 6
67,5	27	— 2	— 22
120	48	+ 19	— 24
			— 5
	314 | 11 94 | 29		

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Une division des tambours vaut 4 microns pour un segment de 100 millimètres, c'est-à-dire $\frac{4 \times n}{100}$ microns pour un segment de n millimètres.

Les nombres de la quatrième colonne représentent les ordonnées de la courbe cherchée, au signe près.

Il faut, en effet, considérer que, suivant la position du chariot par rapport au cheminement, il y a lieu de prendre ces chiffres avec leur signe ou de les prendre tous avec le signe contraire; pour se fixer sur ce point, il suffit de faire glisser le chariot sur le cheminement en l'éloignant de la lunette : *l'image se déplace toujours du côté vers lequel le cheminement tourne sa convexité.*

Le relevé graphique du cheminement se fait commodément sur un papier quadrillé en millimètres, en prenant 1 ou plusieurs centimètres pour la longueur de chaque segment et un 1 millimètre pour l'ordonnée correspondant à une division. On note l'échelle choisie pour les abscisses et l'échelle choisie pour les ordonnées. En joignant les deux extrémités du cheminement, on voit immédiatement l'emplacement et la valeur de la flèche maximum.

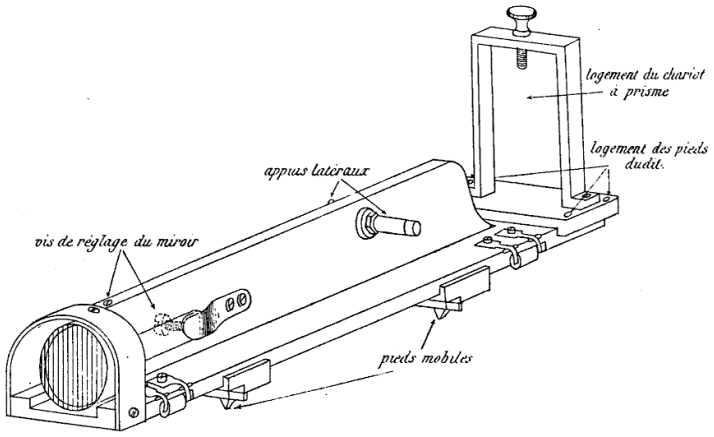


Fig. 13. — Chariot à écartement variable.

Précision des mesures. — Si l'on considère la valeur de l'ordonnée extrême par rapport au premier élément du cheminement pris pour axe de coordonnées, l'erreur à craindre peut avoir une valeur appréciable; cette ordonnée cumule en effet toutes les erreurs accidentelles qui ont pu être commises sur chacune des mesures relevées, (erreurs de pointé, de lecture, erreurs de contact des pieds du chariot).

Avec une règle de 1 mètre, vérifiée à l'aide d'un chariot ordinaire de 10 centimètres, l'erreur probable est inférieure à 4 microns.

Nous verrons plus loin comment on peut réduire de moitié l'erreur de pointé en remplaçant sur le chariot le miroir plan par un prisme et en modifiant légèrement la lunette.

L'erreur sur l'ordonnée finale peut encore être réduite en employant un chariot très long; dans ce cas, en effet, l'erreur de contact des pieds du chariot est répétée moins souvent; il faut d'ailleurs que l'écartement des pieds du chariot soit une fraction ronde de la longueur du cheminement. Pour satisfaire à ces conditions, on a établi (fig. 13) des chariots dont l'écartement des pieds est réglable. Ces chariots sont munis en outre de quatre

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

touches cylindriques qui permettent de les faire glisser sur des pièces cylindriques ou prismatiques sans les rayer [1].

Lorsque la surface à visiter est très rugueuse (surface rabotée, par exemple), l'exiguïté des pieds des chariots serait une cause d'aggravation considérable des erreurs de contact. L'emploi de pieds très larges aurait d'ailleurs l'inconvénient de faire changer à chaque station les points de contact du chariot sur le cheminement; dans un creux, par exemple, le chariot reposerait par les arêtes extérieures de ses pieds; sur une partie convexe, au contraire, il ne reposerait que par les arêtes intérieures; d'une position à l'autre, la base de sustentation varierait ainsi de deux fois la largeur des pieds.

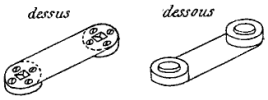


Fig. 14.

Sabots. — On tourne cette difficulté en chaussant les pieds du chariot de sabots spéciaux.

Chaque sabot est (fig. 14) un petit disque en acier trempé reposant par toute sa face inférieure sur la surface à visiter et portant en son centre sur la face supérieure un V dans lequel se cale un pied de chariot.

Les chariots sont couplés à l'aide d'une feuille d'acier flexible.

Le poids du chariot est assez fort pour que les pieds ne tendent pas à sortir des sabots lorsqu'on pousse le chariot pour le faire glisser. Quelles que soient les pentes et la rugosité du cheminement, les sabots reposent toujours par toute leur surface et les rotations se font autour des pieds du chariot, comme si les sabots n'existaient pas.

Courbe décrite par le miroir placé sur un chariot quelconque. — Vérification de la rectitude des mouvements de machines à raboter, à rectifier, etc.

Nous avons vu comment on vérifie la rectitude d'une ligne sur laquelle on peu déplacer le chariot porte-miroir; mais, dans bien des cas, la rectitude absolue d'une ligne importe peu, pourvu que le déplacement d'un organe qui doit s'appuyer sur elle soit lui-même suffisamment rectiligne; une glissière, par exemple, peut avoir des sinuosités nombreuses et si chacune d'elles est suffisamment courte, la pièce mobile, grâce à la longueur de ses surfaces en contact, ne sera pas influencée par les défauts locaux de la glissière; celle-ci peut même, sans inconvénient, avoir une courbure longue et continue, à la condition que le poids de la pièce mobile cause à chaque instant une flexion convenable en sens contraire de la courbure. Il est donc aussi utile que commode de pouvoir vérifier la rectitude d'un déplacement sans vérifier les glissières elles-mêmes; nous allons voir que le principe de la méthode que nous venons d'exposer s'applique aussi, avec une précision suffisante, à ce cas particulier.

En plaçant un miroir sur la pièce mobile, la lunette fournit les *directions* d'un certain nombre de tangentes prises sur la courbe à des distances données de l'origine, mais les positions exactes de ces tangentes dans l'espace sont inconnues; il s'ensuit que la courbe décrite par le chariot reste indéterminée. Cependant, si le nombre des tangentes était infini, le problème deviendrait évidemment déterminé. On a donc, pratiquement, une certaine approximation avec un nombre limité mais suffisamment grand de directions de tangentes.

1. Les touches cylindriques sont de petits cylindres terminés par des troncs de cône et pourvus de deux tourillons; ils sont logés dans un alvéole rectangulaire dans lequel ils sont maintenus par deux lames d'acier fortement tendues sur les tourillons; grâce à ce dispositif, on peut facilement tourner le touches sur elles-mêmes lorsqu'elles présentent des traces d'usure.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Une étude attentive de la question conduit aux conclusions suivantes:

1° L'erreur systématique sur la valeur de la flèche est nulle, si la flèche est un axe de symétrie de la courbe;

2° Si la courbure est plus accentuée dans la seconde partie de la courbe que dans la première, la valeur trouvée pour la flèche est trop petite;

3° La valeur trouvée pour la flèche est trop grande dans le cas contraire;

4° L'erreur systématique est inversement proportionnelle au nombre des tangentes mesurées.

Il est intéressant de se faire une idée de la grandeur de l'erreur qu'on peut commettre dans un des cas les plus défavorables.

Supposons un cheminement de 2 mètres de longueur, dont on relève la direction des tangentes de 10 en 10 centimètres; admettons que les tangentes successives fassent entre elles des angles égaux et de même sens, mesurés par cinq divisions d'un des tambours de la lunette, dans toute la première moitié de la courbe, et que, dans la dernière moitié, le cheminement soit rectiligne. La valeur de la flèche obtenue par la méthode ordinaire est de $0^{mm},3$ et sa valeur vraie de $0^{mm},26$, de sorte que, dans ce cas très défavorable, l'erreur systématique n'est guère que de 15 p. 100 de la valeur de la flèche trouvée.

Avec ce terme de comparaison et les lois énoncées ci-dessus, qui donnent le sens de l'écart, on peut donc corriger le tracé de la courbe de façon à ramener l'erreur à moins de 10 p. 100 de la valeur vraie.

Dispositifs optiques doublant la précision des mesures.

Nous avons vu, qu'avec une surface bien polie et très approchée déjà de la parfaite rectitude, l'erreur due aux contacts du chariot est extrêmement faible et diminue d'importance lorsqu'on emploie des chariots très longs; l'erreur de pointé et de lecture peut, au contraire, altérer les résultats d'une façon notable, lorsque la longueur du cheminement est grande; il y a donc intérêt à réduire le plus possible la valeur de cette dernière erreur.

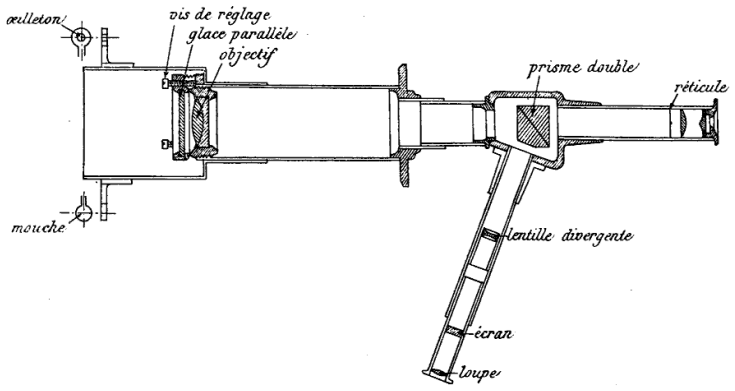


Fig. 15. — Deuxième modèle de lunette autocollimatrice à longue portée.

L'erreur de lecture est fort amoindrie par l'emploi d'une loupe.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

L'erreur de pointé peut être aussi diminuée de moitié à l'aide du dispositif suivant:

Une glace à faces parallèles et planes est fixée devant l'objectif de la lunette (fig. 15), dans un barillet monté sur trois vis calantes et rappelé contre le corps de lunette par trois ressorts à boudin. La glace donne par autocollimation une image lumineuse solidaire de la lunette, et qu'on centre sur le réticule à l'aide des vis calantes de la glace. (Cette image peut même remplacer le réticule et permet l'emploi d'un oculaire négatif à grand champ, ce qui est commode pour la recherche des images.) Entre la glace de la lunette et le miroir du chariot, qui sont très sensiblement parallèles, il se produit des réflexions multiples qui font apparaître trois ou quatre images à la fois dans la lunette; ces images sont placées en ligne droite, et leurs déplacements, pour de petits mouvements du chariot, sont proportionnels à leur ordre de production; ainsi la troisième image se déplace d'une quantité trois fois plus grande que la première; toutes les images d'ailleurs se centrent ensemble, lorsque le miroir du chariot devient parallèle à la glace de la lunette; le moindre défaut de centrage se traduit donc par une ovalisation de l'image et une apparence floue suivant le grand axe de l'ovale; la précision du pointé est ainsi considérablement accrue.

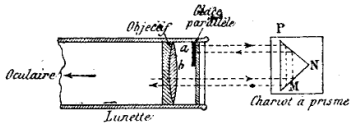
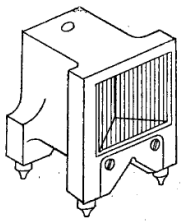


Fig. 16.

Ce dispositif présente cependant, quelquefois, des inconvénients :

L'enchevêtrement des images produit une certaine confusion et rend difficile l'estimation des écarts, par comparaison avec les dimensions des images; il est nécessaire alors, pour la mesure de petites sinuosités, de centrer à chaque instant les images et de faire de nombreuses lectures. En outre, les images se déplacent en tous sens, non seulement par suite des défauts de la surface à vérifier, mais aussi par suite des inégalités de la règle ou de la cale qui guide le chariot dans son mouvement.


Fig. 17. — Chariot à prisme.

Ces inconvénients sont supprimés par la substitution d'un prisme droit au miroir du chariot.

Chariot à prisme. — Pour permettre l'emploi du prisme, un segment *ab* de la glace de la lunette est argenté (fig. 16). Les arêtes du prisme sont perpendiculaires au plan des pieds du chariot et la face hypoténuse est tournée vers la lunette.

L'arête du dièdre droit étant placée vis-à-vis du bord *b* du segment argenté, la face MN seule reçoit les rayons émis par la lunette; ces rayons sont successivement réfléchis par la face NP, le segment *ab*, les faces NP et NM et renvoyés dans la lunette. Grâce à ces réflexions successives, l'image observée se déplace avec la même amplitude que le ferait la deuxième image dans le cas des images multiples produites entre deux glaces parallèles et possède une intensité lumineuse considérable.

Le prisme étant insensible aux désorientements qui peuvent se produire parallèlement à sa base, les déplacements de l'image se trouvent limités au sens vertical ou au sens horizontal, suivant la position que l'on donne au prisme, ce qui élimine tous les écarts qui ne sont pas dus aux défauts de la ligne explorée.

Le chariot à prisme, qui est de petites dimensions, peut être placé directement sur la ligne à vérifier ; il peut aussi se fixer sur l'extrémité du grand chariot à pieds mobiles.

Dans le premier cas, il sert à estimer, en fractions de micron, des dénivellations peu profondes et peu étendues ; dans le deuxième cas, il sert à déterminer aussi exactement que possible la cote finale d'un long cheminement.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Vérification des Surfaces planes (marbres d'atelier).

La vérification optique des surfaces planes dérive immédiatement de la vérification de la ligne droite.

Le principe consiste: 1° à déterminer avec toute la précision possible les cotes de quatre points donnés aux quatre coins du marbre en se rapportant à un plan de référence convenablement choisi ; 2° à relever le nivellement des côtés du rectangle en se rapportant aux cotes des sommets; 3° à relever le nivellement d'un certain nombre de transversales dont les cotes extrêmes ont été trouvées par le nivellement du rectangle.

Nous donnons ci-après le détail des opérations tel que nous l'avons arrêté après une assez longue pratique:

1° Tracer sur le marbre un rectangle dont les côtés soient à environ 10 à 20 millimètres des bords;

2° Diviser chaque côté en un nombre pair de segments égaux ; tracer le quadrillage ainsi défini ;

3° Tracer les diagonales et les diviser en un nombre pair de segments égaux et aussi grands que le permet la longueur du chariot à écartement réglable dont on dispose ;

4° Relever le nivellement des diagonales en employant le chariot à écartement réglable (équipé si possible avec le prisme); l'écartement des pieds doit être rigoureusement égal aux segments des diagonales ; les pieds doivent être chaussés de sabots, à moins que la surface ne soit très unie. Les mesures doivent être répétées plusieurs fois en plaçant la lunette successivement à chaque bout des diagonales ; faire une moyenne des pentes observées pour chaque station. Établir le tracé par points pour chaque diagonale, comme il est expliqué plus haut, en diminuant chaque chiffre de la moyenne générale arrondie en nombre entier ; chaque diagonale accuse alors généralement une cote différente pour le point médian ; soit γ cette différence ; en relevant de la quantité γ toutes les cotes de la diagonale la plus basse, les deux cheminements diagonaux se trouvent rapportés à un même plan de référence sensiblement parallèle aux deux diagonales idéales du rctangle.

Cette opération, qui a pour objet de déterminer les cotes relatives des quatre sommets et d'établir pour ainsi dire la base du nivellement, a besoin d'être exécutée avec le plus grand soin ;

5° Relever le nivellement des côtés en tenant compte de l'écartement des pieds qui peut être différent pour les grands et les petits côtés, comme pour la diagonale, et en s'arrangeant, comme il est expliqué plus loin, pour que les cotes des extrémités soient précisément celles qui ont été déterminées par le nivellement des diagonales ;

6° Relever le nivellement des transversales et des médianes en s'arrangeant pour que les cotes des extrémités soient précisément les cotes trouvées par le nivellement des côtés.

L'opération 6 n'a pas besoin de la même précision que les opérations 4 et 5.

Chaque point du quadrillage se trouvant ainsi affecté de deux cotes, l'une provenant des cheminements parallèles aux grands côtés, l'autre provenant des cheminements parallèles aux petits côtés, on possède un contrôle des opérations.

L'examen attentif des différentes cotes peut faire suspecter l'exactitude des cotes

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

primordiales. Si les différences sont petites et de sens divers, il convient d'adopter pour chaque point une cote moyenne.

Si, par hasard, un ou plusieurs des sommets du rectangle se trouvent dans une cavité ou sur un relief peu étendu, on constate que des régions considérables de la surface sont affectées de cotes négatives ; cela prouve que le plan de référence choisi n'est pas le plus avantageux; on a d'ailleurs intérêt à prendre un plan de référence tel que toutes les cotes soient positives et aussi petites que possible. Pour changer le plan de référence, il suffit de faire tourner le premier plan autour d'un axe convenable (intersection du premier plan de référence avec le deuxième) ; la cote de chaque point est multipliée par un coefficient proportionnel à la distance du point de l'axe; ce coefficient est positif ou négatif suivant que le point est situé d'un côté ou de l'autre de l'axe.

Le nivellement complet d'un marbre est une opération longue et délicate, dont on se dispensera généralement, sauf pour la confection d'un marbre type; elle n'est, en effet, indispensable que pour la rectification à la main; lorsque le marbre doit être rectifié mécaniquement, on peut se contenter, comme nous le verrons, d'une rectification sommaire.

Rectification des Surfaces planes (règles et marbres).

L'opération peut être conduite de différentes façons, suivant le degré de perfection à atteindre, suivant l'outillage dont on dispose et suivant qu'on possède ou non des règles et des marbres types.

Rectification à la main. — Disons d'abord comment on peut établir directement une *règle type* sans outillage spécial.

La règle étant ébauchée et son champ suffisamment uni, on exécute une double véri-

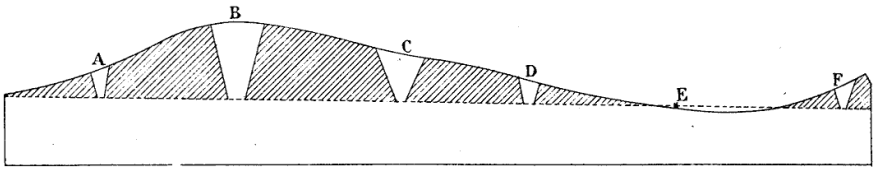


Fig. 18.

fication optique, d'abord avec un grand écartement des pieds du chariot, afin de mesurer exactement les cotes extrêmes, puis avec une subdivision du premier écartement, afin de déterminer les petites sinuosités. Connaissant la courbe détaillée et amplifiée de la règle, on lui mène une tangente du côté intérieur de la règle; toute la surface comprise entre cette tangente et la courbe représente la quantité de métal qu'il faut enlever pour rectifier la règle. Après avoir fixé solidement la règle à plat sur un marbre quelconque, on pratique avec un grattoir des saignées A, B, C, D, E, F, (fig. 18) dont la profondeur est donnée par le tracé. Pour mesurer la profondeur des saignées et guider l'ouvrier dans son travail, on fait reposer, à l'endroit de la saignée, le pied d'un chariot à miroir sur lequel on fait autocollimation; on convertit en divisions du tambour de la lunette le nombre de microns qu'il y a à enlever, et l'ouvrier, remettant constamment le chariot en place, use le métal jusqu'à ce que le chariot se soit incliné de la quantité voulue, mesurée sur le tambour.

Les saignées étant faites de place en place le long de la règle, la surface entière du

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

champ est rodée de façon à ne laisser apparaître qu'une trace à peine perceptible de chaque saignée. Un bon procédé de rodage est le suivant :

La règle R étant couchée (fig. 19) sur deux cales C et *e* d'inégales hauteurs, placées sur un marbre, on la frotte avec une pierre fine d'émeri ou de corindon fixée dans un chariot B dont la semelle est assez large pour être bien d'aplomb sur le marbre. Si la face *a a* de la pierre a été réglée normalement à la semelle du chariot, le champ de la règle se trouve rodé normalement au marbre. La légère inclinaison longitudinale de la règle a pour effet d'empêcher la formation d'un sillon dans la pierre. Le fil du rodage, par sa régularité, se distingue aisément du travail du grattoir dans le fond des saignées, en sorte qu'on peut facilement suivre les progrès de l'opération.

Pour les règles de haute précision et de petite dimension (jusqu'à 50 centimètres

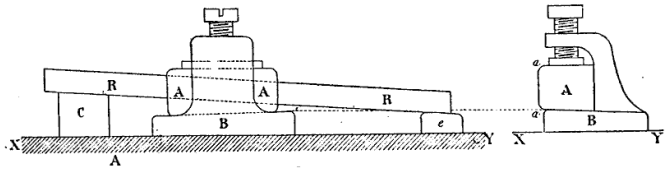


Fig. 19.

A, pierre de corindon fin dont la face *a a* est normale au plan X Y; B, chariot porte-pierre; R, règle à rectifier; C, *e* cales.

environ), nous recommandons le profil à pans coupés (fig. 20). Dans une règle quelconque, les champs, tout en ayant des génératrices droites, sont généralement des surfaces gauches; ce défaut est sans inconvénient lorsque les champs sont étroits; de plus, un champ étroit laisse plus facilement voir la lumière entre la règle et une pièce prise en contact; un petit arc-boutant fixé au milieu de la règle et une vis à tête molettée permettent d'incliner légèrement la règle, de façon à ne la faire porter que par le bord du champ; en promenant une lumière derrière la règle et au ras de la surface à visiter, on aperçoit facilement les très petites dénivellations. Les règles à pans coupés sont très rigides et faciles à roder à moins de 2 microns près sur 40 centimètres de longueur.

Lorsqu'on possède une règle type, on peut en faire dériver d'autres avec une assez grande précision, sans être obligé de recourir à la visite optique. Il suffit, pour cela, de relever (avec du noir ou du rouge) les points par lesquels la règle à rectifier est en contact avec la règle type. La retouche se fait comme il est dit plus haut. Ce procédé n'est précis qu'autant que les deux règles sont couchées toutes deux sur un marbre et appuyées doucement l'une contre l'autre, de façon à éviter les flexions dues au poids des pièces ou à la pression de la main; encore ne peut-on compter que sur une approximation de 15 microns environ pour 1 mètre de longueur; pour une plus grande approximation, la visite optique est nécessaire.

Les *marbres* peuvent se rectifier d'après le même principe. Après avoir procédé au nivellement optique de toute la surface ébauchée, on pratique des saignées de place en place sur le marbre. Afin de conserver trace des saignées, il est bon de les enduire d'une légère couche de sulfate de cuivre.

Le rodage s'exécute à l'aide de plateaux d'émeri plus ou moins fin, d'environ 25 centimètres de côté. Ces plateaux sont posés sur le marbre et surchargés d'un poids de 10 à 20 kilogrammes; on s'en sert comme de rodoirs ordinaires [1]. Si l'on veut obtenir une

1. Pour décrasser les plateaux, on est obligé de les frotter de temps en temps sur une plaque de fonte recouverte de silex pulvérisé.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

très grande approximation, il faut terminer par un rodage semblable à celui que pratiquent les opticiens et qui consiste à user la surface avec un rodoir en fonte bien plan et de l'émeri fin mouillé. Après un tel rodage, toute la surface du marbre se trouve « armée » d'émeri et prend une teinte d'un brun mat, à l'exception des saignées qui restent brillantes tant que le niveau du marbre n'a pas atteint très exactement le fond des saignées.

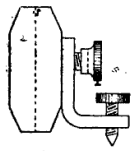


Fig. 20.

La surface « armée » d'émeri est plus dure, ce qui peut être désavantageux pour certaines pièces qu'on craindrait de dépolir en les traînant sur le marbre; pour éviter cet inconvénient, il suffit de frotter le marbre avec de la paille de fer; la couche émerisée disparaît rapidement.

Lorsqu'on possède un marbre type, on peut en dériver d'autres marbres, comme pour les règles; toutefois, l'approximation qu'on peut atteindre est moins grande pour les marbres que pour les règles, à cause de la difficulté d'éviter les flexions.

Rectification mécanique. — Jusqu'à ces derniers temps, on admettait que les travaux de haute précision ne pouvaient être terminés qu'à la main; le centième de millimètre était la plus extrême tolérance qu'on pensait pouvoir assigner aux travaux mécaniques pour de petites dimensions. M. P. Gautier, avec les très remarquables machines qu'il a construites pour façonner les miroirs et objectifs du grand sidérostat de l'Exposition de 1900, a démontré qu'on peut obtenir mécaniquement une précision surprenante; les dénivellations qui peuvent subsister sur son miroir de 2 mètres sont inférieures à celles que produisent les moindres variations de la température ambiante.

Sans songer à atteindre une telle perfection par des procédés industriels, on pouvait penser qu'il serait possible et même avantageux d'obtenir mécaniquement des marbres au moins aussi précis que ceux qu'on a confectionnés jusqu'ici par simple rodage. C'est ce que nous nous sommes efforcé de réaliser (fig. 21) à l'aide d'une machine à rectifier à la meule, spécialement établie en vue du dressage des marbres et des règles.

Les machines à rectifier, en général, sont susceptibles d'une grande précision, lorsque la meule travaille sur un point situé sensiblement à hauteur de son axe; le mouvement alternatif de la table de la machine s'exécute, en effet, avec une rectitude presque parfaite en projection horizontale; le V longitudinal qui guide le mouvement peut être facilement dressé, et le mouvement prolongé de la table ne tend qu'à le roder davantage en faisant disparaître les petites inégalités de sa projection horizontale. En projection verticale, au contraire, les actions ne sont pas égales en tous les points; le poids de la table, s'exerçant plus souvent sur certaines parties du V, peut produire une certaine usure locale; lorsque la table est à l'un des bouts de sa course, il se produit une flexion considérable de toute la machine, en sorte que le mouvement de la table n'est pas, à proprement parler, un mouvement rectiligne, mais un mouvement fortement convexe et compris dans un plan vertical. On peut néanmoins utiliser la machine pour rectifier des règles et des marbres en l'équipant de la façon suivante :

Le marbre est placé verticalement sur la machine et maintenu par deux chandeliers boulonnés dans la rainure de la table, il est serré sur les chandeliers en trois points et légèrement calé en un quatrième point, de façon à éviter toute torsion anormale. La meule est montée sur un axe vertical entraîné, au moyen d'un clavetage, par une poulie fixe située en haut de l'appareil, et dans laquelle il coulisse librement; la meule et son axe sont susceptibles d'un mouvement vertical commandé par une manivelle A, et d'un mouvement d'arrière en avant commandé par le volant Y. Pour pouvoir rectifier des marbres un peu larges, il est nécessaire de donner à la machine des dimensions transversales plus grandes que celles qui sont généralement usitées; il faut, en effet,

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

de larges bases aux chandeliers porte-marbre et à l'appareil porte-meule, pour que les flexions ne soient pas exagérées lorsque la meule travaille dans sa position la plus haute.

On emploie des meules de 12 à 15 millimètres de largeur, qu'on rectifie sur des morceaux d'acier à outil, de façon que la surface active soit bien centrée et bien cylindrique.

L'opération se conduit de la façon suivante :

Plaçant le marbre debout sur la table, on meule une bande AB qui doit servir de témoin (fig. 22).

Couchant le marbre sur un établi, on exécute au grattoir ou avec une pierre d'émeri,

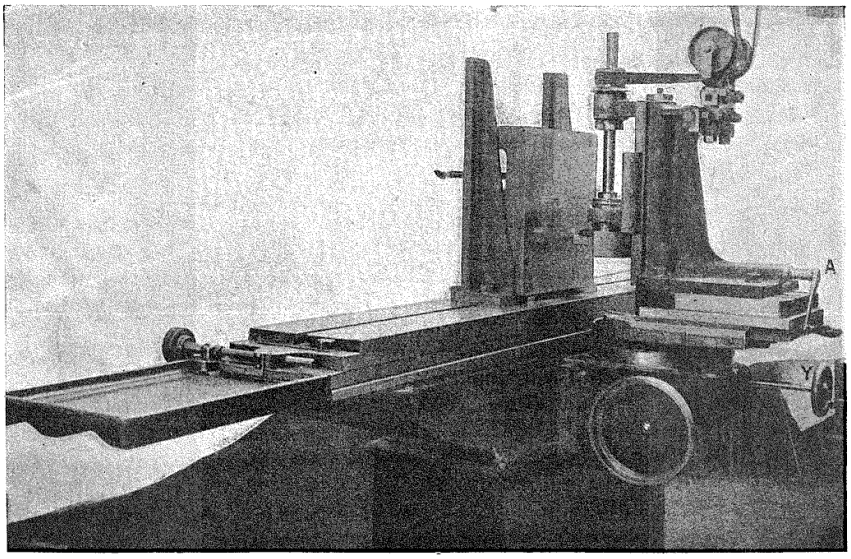


Fig. 21. — Machine à rectifier les marbres.

à la main, une deuxième bande témoin CD, qu'on dresse parallèlement à AB, en se guidant avec un niveau très sensible. On vérifie optiquement les deux bandes AB et CD, pour s'assurer de leur rectitude, et ces bandes terminées, bien droites et parallèles, définissent la surface future du marbre.

Replaçant le marbre sur la table de la machine, mais en long cette fois, on le cale et on oriente la table de façon que la meule affleure chaque bande sur toute la hauteur de la course de la meule. Le marbre étant ainsi fixé, on recule légèrement la meule et on met la machine en marche; l'avance de la meule doit être réglée de façon à n'enlever qu'un ou deux centièmes de millimètre pour les premières passes et un demi-centième pour les dernières; il est préférable de ne jamais faire deux passes consécutives sur chaque sillon, mais, au contraire, de monter ou de descendre la meule, après chaque passe, d'une quantité un peu inférieure à sa largeur; après avoir fait une série de passes en montant, on donne l'avance convenable et l'on règle la descente de la meule pour que les nouveaux sillons chevauchent sur les précédents; on évite ainsi la production de côtes entre les sillons. Si l'on voulait conduire le travail trop rapidement, l'échauffement de la surface du marbre lui ferait

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

prendre une forme convexe sous la meule et, par suite, le marbre serait concave après refroidissement.

Quand on approche de la fin du travail, on règle avec le plus grand soin la machine de manière que la meule morde très légèrement et d'une façon égale sur chacune des bandes témoins; on termine enfin par une ou deux passes sans donner d'avance et en limitant la course, de façon à ne plus toucher les bandes. Malgré ces précautions, les bandes restent généralement de quelques microns en contre-bas du reste de la surface.

Si, après vérification, on constate que le marbre placé dans sa position normale est légèrement bombé ou creux, on peut corriger le défaut à la machine en plaçant derrière le marbre et contre les chandeliers des brides, à l'aide desquelles on force le marbre à se creuser ou à se bomber. Le défaut qu'on se trouve ainsi obligé de corriger peut provenir soit du changement d'équilibre du marbre monté sur la machine (si le marbre est trop mince et sans nervures), soit d'un montage défectueux, soit de l'échauffement produit par un excès de travail de la meule.

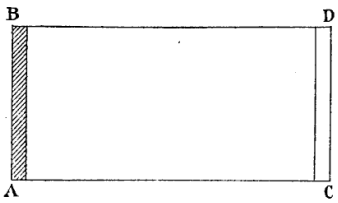


Fig. 22.

Lorsque le marbre à rectifier est d'une largeur supérieure à la hauteur de la course verticale de la meule, il suffit de retourner le marbre sens dessus dessous pour achever le travail; la plus grande largeur de marbre que peut accepter la machine étant dans sa nouvelle position, on le règle d'après ses bandes-témoins, comme il a été dit plus haut.

En sortant de la machine, le marbre est replacé sur l'établi et on le rode pendant quelques instants avec un plateau d'émeri, comme il a été expliqué pour la rectification à la main; on voit aussitôt apparaître plus nettement les légères côtes qui séparent les sillons, les ressauts qui révèlent la naissance des bandes témoins et les différents accidents locaux, s'il y en a. On poursuit le rodage de façon à atténuer toutes ces irrégularités, mais sans attaquer nulle part le fond des sillons.

Dans cet état, le marbre ne présente généralement plus de sinuosités appréciables; il n'a qu'une légère et longue courbure (creuse ou convexe); une visite optique sommaire suffit pour constater le sens de cette courbure et son importance approximative.

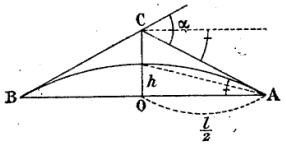


Fig. 23.

En assimilant la courbure à un arc de cercle, on peut déduire la flèche maximum de la différence des pentes à chaque extrémité d'une diagonale ou d'une transversale.

$$\text{La flèche } h \text{ est} < \frac{OC}{2}.$$

$$\text{Or } OC = \frac{l}{2}\, tg\, \frac{\alpha}{2}$$

$$h < \frac{4}{l}\, tg\, \frac{\alpha}{2}.$$

Supposons qu'on se donne, pour tolérance de h, la valeur $0^{mm},01$, la courbure sera dans les tolérances si

$$\frac{l}{4}\, tg\, \frac{\alpha}{2} < 0^{mm},01$$

ou

$$tg\, \frac{\alpha}{2} < \frac{0,04}{l},$$

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

ou en remplaçant ces tangentes très petites par leurs angles

$$\alpha < \frac{0{,}08}{l}.$$

Une division du tambour valant $\frac{1}{25\,000}$,
le nombre x de divisions admissibles sera de

$$x = \frac{25\,000 \times 0{,}08}{l}.$$

Si $l = 1$ mètre, $x = 2$ divisions.

Lorsque la tolérance a été légèrement dépassée, on peut le plus souvent y remédier en continuant le rodage avec le plateau d'émeri d'après les indications de la visite optique, et sans pratiquer de saignées.

Nous avons exposé le procédé général de la rectification mécanique d'un marbre de moyenne dimension. Pour un marbre de petites dimensions ($25^{cm} \times 25^{cm}$, par exemple), l'opération est encore plus facile, car l'établissement de bandes témoins n'est plus indispensable.

Les surfaces rectifiées mécaniquement présentent un aspect particulier qui n'a rien de choquant; on y voit des lignes mates (partie rodées) qui alternent avec des lignes brillantes (sillons de la meule): rien n'empêche d'ailleurs de donner au grattoir l'aspect frisé ordinairement usité en mécanique; on doit seulement redouter de gâter la surface, si l'on confie ce travail d'enjolivement à un ouvrier qui n'ait pas la main très légère.

La *rectification d'une règle* est le cas le plus simple de rectification d'une surface plane. Une règle de 1 mètre peut être rectifiée sur ses deux champs en moins d'une demi-journée. Un marbre de $60^{cm} \times 40^{cm}$ est rectifié, rodé et vérifié en deux jours à peine et son approximation est de moins de $0^{mm},005$. La rectification mécanique est donc, à précision égale, beaucoup plus rapide que la rectification à la main; on a vu d'ailleurs combien l'emploi de la machine à rectifier simplifie la visite optique.

Confection d'une Règle à profil.

La confection d'une règle parfaitement droite, ayant un profil déterminé, et exactement calibrée dans toute sa longueur, est un des problèmes les plus délicats que l'on rencontre en fabrication. Voici comment on peut procéder pour obtenir mécaniquement une telle règle avec la précision du demi-centième.

La règle est préparée avec, à chaque extrémité, un bouton fileté destiné à la monter sur la machine qu'on va décrire; ces boutons sont guillotinés après rectification des faces.

Deux faces voisines sont d'abord rectifiées à la main ou à la machine par les procédés indiqués plus haut; l'angle de ces deux faces est soigneusement vérifié; les autres faces sont rectifiées sur la machine à calibrer dont nous représentons (fig. 24) un petit modèle.

La machine se compose d'un banc de tour ordinaire dont la vis sert à charioter la règle fixée à chaque extrémité, par ses boutons filetés, à des tiges guides qui assurent la règle dans son déplacement longitudinal. Le système d'entraînement de la règle est débrayé automatiquement après chaque passe. La règle appuie, par une de ses faces

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

précédemment rectifiées, sur un palier fixe. Au-dessus de ce palier, et solidement relié à lui par deux montants, un couteau fixe de la largeur de l'outil coulisse verticalement sous l'action d'une vis de réglage. La coupe de cet outil varie, comme celle des outils de tour ou de raboteuse, suivant la nature du métal (laiton, fer ou acier dur) que l'on a à travailler.

Les copeaux, qui forment de longs rubans larges de toute la largeur de la règle, ont en moyenne $0^{mm},01$ d'épaisseur; les plus fins copeaux d'acier formant rubans ont de 6 à 7 microns. On renouvelle les passes jusqu'à ce que la règle ait l'épaisseur voulue; cette épaisseur est forcément constante sur toute la longueur de la règle.

Pour les profils compliqués, l'outil est constitué de plusieurs parties réglables séparément; quand on approche des dernières passes, on règle les différentes parties de l'outil sur un calibre et l'on fait plusieurs passes sans donner de fer jusqu'à ce qu'il ne se produise plus de copeaux.

Les règles ainsi confectionnées sont des pièces de précision parfaitement interchangeables et pour ainsi dire sans tolérance de fabrication.

Rectification mécanique de très grands marbres.

Lorsque les marbres atteignent de grandes dimensions, il est impossible de les rectifier autrement que sur place; si, en effet, on réussissait à rectifier parfaitement la surface, en portant un marbre sur une machine, on détruirait sa rectitude en le calant ensuite sur son emplacement définitif, car ce calage n'est pas susceptible d'une grande précision. Il serait à désirer que les usines qui fabriquent ces grands marbres fussent pourvues d'un outillage propre à les rectifier sur place; un tel outillage serait, en effet, d'une certaine complication et ne pourrait être construit qu'en vue d'un usage fréquent. Nous avons néanmoins entrepris, avec des moyens de circonstances, la rectification mécanique d'un marbre de 3 mètres sur $1^{m},50$.

D'après l'expérience acquise au cours de l'essai dont il s'agit, nous estimons qu'un appareil à rectifier les grands marbres devrait être établi sur les bases générales suivantes :

« Ne faire reposer sur le marbre que les règles guides.

« Confectionner des règles guides à un seul champ, légèrement bombé lorsque la règle est à plat, de façon à être rigoureusement droit lorsque la règle repose de champ et par ses extrémités. Employer des règles égales en longueur aux deux dimensions du marbre et les caler de place en place, pour diminuer les flexions que produira l'appareil à meuler.

« Établir une sorte de pont roulant à 20 centimètres environ au-dessus du marbre et dans le sens de sa plus grande dimension;

« Construire un appareil à meuler reposant par deux galets sur le pont et par une touche sur la règle, l'appareil étant équilibré de façon à reporter sur la touche un poids de 10 kilogrammes environ;

« Installer la dynamo en dehors du marbre et transmettre les mouvements à l'appareil et à sa meule au moyen de poulies, de galets et de cordes sans fin. »

La méthode à suivre pour l'exécution du travail consiste à établir d'abord deux bandes témoins bien droites et parallèles et à faire des passes longitudinales affleurant

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

aux bandes témoins. Lorsque la meule a beaucoup à travailler, l'usage des bandes témoins est en effet indispensable pour qu'on n'ait pas à s'inquiéter de l'usure de la meule.

Vérification optique des barres prismatiques cylindriques, des trous cylindriques. — Étoiles mobiles optiques. — Rectification des opérations d'usinage. — Mesure de l'arcure d'une barre flexible.

La vérification de la rectitude de barres prismatiques ou cylindriques comporte pour la première fois l'emploi d'une « équerre à trois dimensions » qui sera d'une grande utilité pour les opérations dont nous aurons à nous occuper dans le chapitre suivant; il faut, en outre, pour éviter une importante cause d'erreur, se servir d'un chariot dont le miroir soit rigoureusement normal aux lignes d'appui.

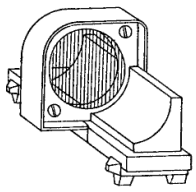


Fig. 24. — Chariot de réglage.

Réglage du miroir du chariot. — Lorsque le chariot se déplaçait sur une surface plane, il n'était pas nécessaire que le miroir fût exactement normal à la surface; mais, si nous le plaçons maintenant sur une barre, sans organiser un dispositif spécial pour l'empêcher de tourner pendant sa translation, le miroir ne sera insensible aux rotations qu'à la condition d'être rigoureusement normal aux lignes d'appui. Pour obtenir ce résultat, on se sert d'un *chariot de réglage*. Le « chariot de réglage » diffère (fig. 24) des chariots ordinaires en ce que, au lieu d'un miroir argenté, il est pourvu d'une glace à faces parallèles, non argentée et visible par l'avant comme par l'arrière du chariot; ce miroir donne encore des images suffisamment nettes, si l'on s'entoure de quelques précautions pour diminuer la lumière diffusée dans la lunette; son réglage s'exécute de la façon suivante :

Placer le chariot sur un marbre et contre une règle fixe, faire autocollimation, retourner le chariot bout pour bout, retoucher les pieds et les points d'appui latéraux pour corriger la moitié du déplacement de l'image. Répéter l'opération.

Un chariot à miroir ordinaire se règle par comparaison avec le « chariot de réglage »; en substituant le premier au second, le pointé ne doit pas changer, et si l'on constate un changement, on corrige les pieds et les appuis latéraux du chariot ordinaire en les retouchant avec une lime douce, puis avec une « pierre du Levant ». Pour s'assurer que les lignes d'appui latérales sont rigoureusement parallèles, on donne quartier au chariot d'abord à droite puis à gauche, le pointé en hauteur ne doit pas changer.

Ce réglage est un des exemples les plus frappants de l'économie de temps sur les travaux d'ajustage qui peut résulter de l'emploi de vérificateurs sensibles. Quand le chariot a été soigneusement construit, le réglage des huit pieds ou points d'appui s'exécute, à moins de 1 micron près, en moins de temps qu'il n'en faudrait pour régler un chariot dont le miroir serait monté sur trois vis calantes; ce résultat surprenant a été confirmé à maintes reprises; il s'explique en considérant que les très petites corrections se pratiquent plus sûrement par rodage que par des mouvements de vis, lorsque les bras de leviers sont courts.

Équerre à trois dimensions. — Cette équerre en fonte comporte (fig. 25), intérieurement, deux V rectangulaires, extérieurement deux faces à angle droit formant un dièdre dont l'arête est parallèle à celle des deux V; ces faces sont munies de pieds et

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

d'accotoirs en acier trempé; les pieds déterminent des plans parallèles aux faces et les

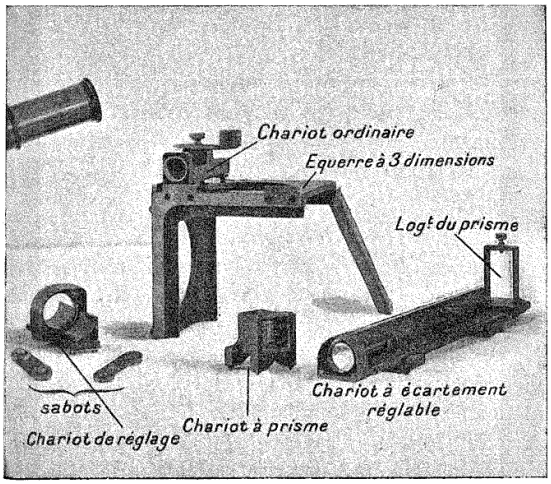


Fig. 25.

accotoirs des lignes parallèles ou perpendiculaires à l'arête du dièdre. Tous ces éléments sont réglés optiquement par la méthode des retournements.

Rectitude d'une barre prismatique ou cylindrique. — L'équerre étant placée sur la barre et surmontée d'un chariot à miroir ou à prisme, on suit la méthode de vérification d'une ligne droite, mais en déplaçant l'équerre solidairement avec le chariot.

Rectitude d'un trou cylindrique. — Mesure de l'arcure. — Dans ce cas, comme dans le cas précédent, il est utile que le miroir soit normal aux surfaces d'appui. Toutefois, quand les dimensions du trou sont petites, il est difficile d'organiser le chariot en vue de ce réglage, il est plus avantageux de guider le chariot par une tringle qui l'empêche de tourner sur lui-même. On trouvera un exemple des dispositifs qu'on peut adopter pour ce cas particulier dans la description détaillée des appareils qui ont été établis pour la vérification optique des fusils et carabines[1].

Pour cette application spéciale, la lunette est d'un modèle très simple et de petite dimension; nous reproduirons seulement la description d'ensemble de l'un des appareils et celle du chariot (calibre) à miroir.

Vérificateur optique du dressage des canons de fusil.

Une table en fonte posée (fig. 26) sur un chevalet de bois reçoit les différents organes de l'appareil; à l'une des extrémités est vissé le support de lunette et se trouve la lampe qui fournit la lumière dans le cas où l'on ne peut pas profiter du jour d'une fenêtre. Une longue fente est ménagée dans l'axe de la table pour recevoir et assujettir à volonté les différents accessoires (butées, V, fourchette, etc.) qui doivent servir à supporter soit les canons de fusil, soit les canons de mousqueton, enculassés ou non enculassés. Un système de poulies montées sur des tiges également fixées à l'appareil permet à l'ouvrier, assis devant la lunette, de tirer lui-même la tringle ou de la ramener à son point de départ pendant qu'il observe à la lunette; l'une des

1. Vérificateurs du dressage des canons de fusil (*Revue d'Artillerie*, 1896).

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

cordes qui sert à ces manœuvres porte la petite plaque indicatrice de l'emplacement des courbures dont nous parlerons plus loin.

Le calibre a 10 à 11 centimètres de longueur ; il ne repose dans l'âme que par deux contacts cylindriques *ab* et *cd* (fig. 27), rodés au diamètre minimum du canon et appuyés contre la paroi par des segments *r* et *r'*, détachés à la scie, et qui forment ressort. La distance *bd* est égale au quart du pas des rayures (6 centimètres) ; celles-ci étant au nombre de quatre, tous les 6 centimètres une rayure se substitue à la précédente sur la même génératrice ; les parties de l'âme sur lesquelles reposent les contacts sont constamment identiques, et lorsqu'on déplace le calibre, les deux contacts passent simultanément d'un creux sur un plein, ou réciproquement,

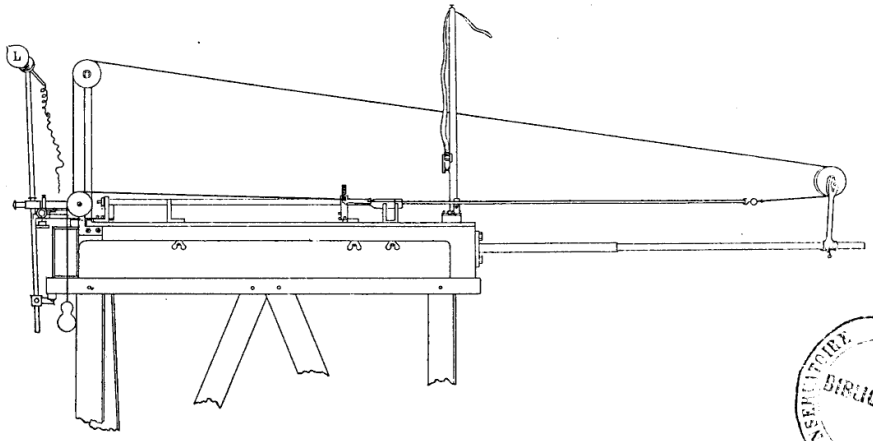


Fig. 26. — Vérificateur du dressage des canons de fusil.

CONSERVATOIRE DES ARTS ET MÉTIERS BIBLIOTHÈQUE

sans que le calibre prenne aucun mouvement de tangage, sans que l'image du réticule subisse de ressaut sensible du fait des rayures.

Deux vis servent à tendre les ressorts lorsque les contacts viennent à s'user, ou si l'on veut visiter les canons après différentes passes d'alésage.

Le calibre est réuni à une tringle à section carrée par l'intermédiaire de quatre maillons

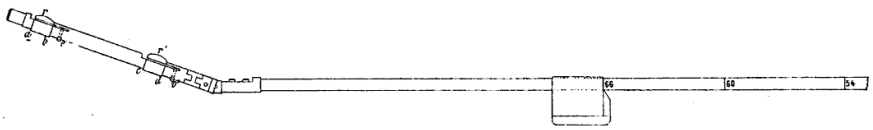


Fig. 27. — Calibre à miroir et sa tringle.

formant « flexible » qui assurent l'indépendance du calibre et de la tringle, sauf pour les rotations autour de l'axe. La tringle glisse dans une fourchette fixe qui l'empêche de tourner ; grâce à cet artifice, le miroir peut n'être pas exactement normal à l'axe et reste néanmoins parallèle à lui-même tout le long du canon si celui-ci est droit ; il s'incline seulement suivant les courbures de l'âme si le canon est faussé. La tringle porte des graduations qu'on lit à hauteur de la fourchette ; les divisions sont espacées de 6 centimètres (distance des contacts) et numérotées.

Emplacement d'une courbure. — Le calibre glissant de la bouche vers le tonnerre, la déviation de l'image commence lorsque le premier contact s'engage sur la courbure, et elle augmente jusqu'à ce que le second contact en soit sorti ; pour connaître l'étendue de la partie faussée, il

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

suffit donc de marquer sur le canon l'endroit où se trouve le second contact lorsque la déviation cesse de croître. La graduation de la tringle renseigne à ce sujet, mais un dispositif spécial est plus commode : une petite plaque de laiton de la longueur du calibre est reliée au manche de la tringle par une ficelle, de façon à se trouver à hauteur du calibre lorsque cette ficelle est tendue; la plaque suit, à l'extérieur du canon, tous les déplacements du calibre; elle porte

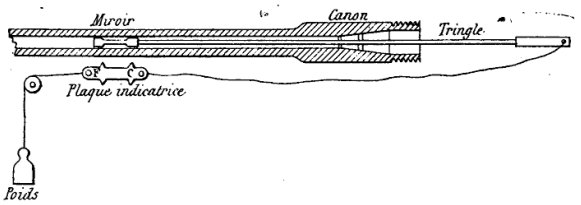


Fig. 28.

(fig. 28) des pointes marquées C et F en regard desquelles on indique à la craie, sur le canon, le *commencement et la fin* des courbures.

Sens des courbures observées. — Si l'on prend la peine de se rendre compte du sens dans lequel s'incline le miroir pour une courbure donnée, on arrive à cette règle simple :

Lorsque le calibre avance de la bouche vers la culasse, l'image se déplace toujours vers la génératrice extérieure sur laquelle il faudra frapper pour redresser le canon.

On peut relever par points la courbe d'un trou cylindrique par les procédés que nous avons

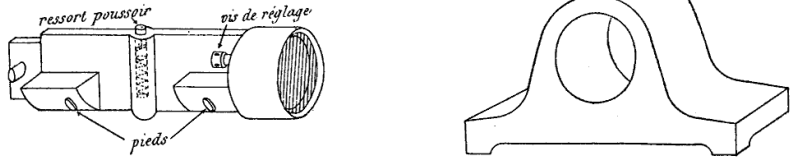


Fig. 29 et 30. — Chariot cylindrique et sa jauge de réglage.

indiqués pour la vérification des règles; toutefois, une seule visite permet de tracer la projection de l'arcure sur deux plans rectangulaires en relevant les indications des deux tambours à chaque station du chariot. Il est utile de faire une deuxième visite en retournant le miroir sens dessus dessous, et de prendre la moyenne des deux visites afin d'éliminer les erreurs de conicité qui pourraient fausser l'aspect général de l'arcure.

Lorsque les dimensions du trou le permettent, on peut agencer sur le chariot un dispositif de réglage du miroir; nous donnons ci-dessus la figure d'un chariot dont le miroir est (fig. 29) monté sur trois vis calantes et dont les quatre pieds sont mobiles et peuvent être remplacés par d'autres pieds plus ou moins saillants, afin de permettre la visite de trous de diamètre un peu différent. Un piston à ressort assure l'appui des quatre pieds dans le trou, même quand le chariot est retourné les pieds en dessus. La hampe qui tire le chariot le tient au moyen d'une attache très libre, afin que les oscillations de la hampe n'influencent pas les observations.

Le réglage du cylindre lui-même se vérifie par un procédé analogue : on règle le miroir comme il a été dit, puis on retourne le tube bout à bout, et l'on introduit de nouveau le calibre. Si le tube est cylindrique, le miroir est encore réglé dans cette nouvelle position; si le tube est conique, le miroir n'est plus réglé dans la deuxième position, et le diamètre du cercle que décrit l'image mesure le double de la conicité.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Visite des trous de moyenne ouverture.

Le réglage du chariot s'effectue à l'aide d'un cylindre creux (jauge de réglage) soigneusement rectifié. Le chariot (ou le calibre) à miroir étant placé dans la jauge, le pointé de la lunette autocollimatrice ne doit pas varier lorsque le chariot tourne sur lui-même.

Mesure de la conicité. — Le miroir étant ainsi réglé, le chariot peut être introduit dans le trou à vérifier sous un orientement quelconque; lorsqu'il tourne sur lui-même sans avancer ni reculer, l'image reste immobile si le trou est bien cylindrique; lorsque, au contraire, le chariot se trouve dans une partie légèrement conique, l'image décrit un cercle pendant une rotation complète du miroir; le diamètre de ce cercle mesure la conicité, c'est-à-dire la différence entre le diamètre à hauteur des pieds antérieurs du chariot et le diamètre à hauteur des pieds postérieurs.

Étoile mobile optique. — Si nous plaçons devant la lunette deux miroirs en forme de demi-cercles, chaque miroir donnera une image ; ces images coïncideront lorsque les miroirs seront

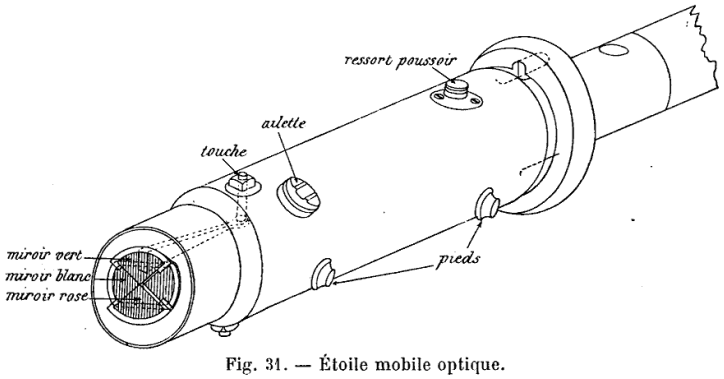


Fig. 31. — Étoile mobile optique.

parallèles, et, s'ils font un certain angle, l'écartement des images mesurera cet angle. Tel est le principe sur lequel est basée l'étoile mobile optique. Un chariot, analogue à ceux qui mesurent l'arcure, est (fig. 31) pourvu de deux miroirs; chaque miroir est monté sur un levier dont l'extrémité repose sur un piston (touche) en contact avec la paroi du trou à mesurer; les deux mécanismes des miroirs sont symétriques. Chaque miroir tourne ainsi d'un angle proportionnel à la saillie de sa touche; si la saillie de la première touche augmente d'une certaine quantité et que celle de la seconde diminue de la même quantité, les deux miroirs décrivent dans le même sens des angles égaux et les images se déplacent toutes deux en conservant leur écartement; ceci se produit évidemment lorsque le diamètre restant constant dans le plan des touches, certaines dénivellations viennent à passer sous les pieds du chariot. Si le diamètre varie, les touches se déplacent de quantités inégales et les images s'écartent ou se rapprochent ; lorsque l'une des touches passe sur un défaut local, l'image correspondante seule est affectée d'une oscillation dont l'amplitude mesure la profondeur du défaut local (érosion, accident d'usinage, etc.).

Les mouvements relatifs des images se lisent par un simple examen de la façon dont elles se recoupent. C'est surtout en vue de cet usage qu'on a constitué l'objet lumineux en deux parties ayant entre elles des rapports simples bien déterminés. Une « réglette de lecture » sert à interpréter immédiatement les divers aspects que peuvent présenter les images. Cette réglette se compose (fig. 32) d'une planchette en bois portant gravée en son milieu la silhouette agrandie de l'objet lumineux. Un coulisseau en verre porte gravée la même image et sur le côté un index; en faisant glisser le coulisseau sur la planchette, on reproduit tous les aspects que les deux images sont susceptibles de présenter suivant la façon dont elles se recoupent ; une

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

graduation mobile peut être fixée sur le côté à une position initiale quelconque, de façon qu'on lise toujours en face de l'index le diamètre mesuré en microns.

Réglage de l'étoile mobile et de la réglette de lecture. — Avant toute opération de mesure, il faut régler l'étoile mobile dans la jauge de réglage dont le diamètre a été préalablement étalonné; on agit sur les vis des miroirs pour amener les images à se recouper d'une façon convenable, qu'on peut choisir d'ailleurs à son gré [1]. On reproduit le même recoupement avec les silhouettes de la réglette de lecture et l'on fixe la graduation mobile de telle sorte que l'index marque le diamètre exact du cylindre de réglage.

Avec ce système, on peut estimer les écarts des miroirs dans toutes les obliquités avec une précision égale à celle que donneraient les tambours si les écarts ne se produisaient que dans le plan vertical ou dans le plan horizontal.

Les tracés des étoiles mobiles optiques varient beaucoup suivant l'emploi spécial auquel elles sont destinées; la place des pistons, la forme des pieds, etc., sont à peu près arbitraires; l'essentiel est que les montages des miroirs et des axes soient libres et sans aucun jeu, ce qu'on a pu réaliser assez simplement à l'aide de ressorts convenablement combinés.

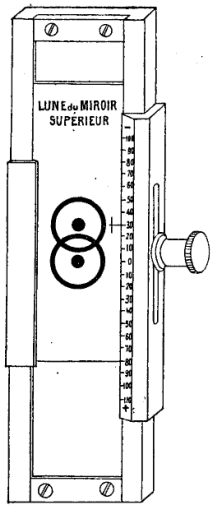


Fig. 32. — Réglette de lecture.

Pour les trous de dimensions un peu considérables (bouches à feu), on donne aux miroirs la forme de secteurs à 120°, de façon à découvrir un troisième miroir fixé sur le corps du chariot et destiné à mesurer l'arcure. L'image fournie par ce miroir sert encore à indiquer, par ses distances aux deux autres images, vers quelle touche se trouvent les irrégularités qui produisent les variations de diamètre. Afin de ne pas confondre entre elles les trois images, on a constitué ces miroirs en matières de couleurs différentes : glace ordinaire, verre vert, verre rose.

L'avantage des étoiles mobiles optiques sur les étoiles mobiles ordinaires est de donner des mesures continues, c'est-à-dire de révéler tous les défauts que l'on rencontre sur le parcours des pistons et de déterminer sur quelle génératrice se trouve la saillie ou le creux qui cause une variation de diamètre.

Des ailettes épousant la forme des rayures des canons peuvent être placées sur le corps de l'étoile mobile dans le plan des touches; elles forcent l'appareil à suivre les rayures et per mettent d'inspecter successivement toutes les cloisons et toutes les rayures. Un nouveau réglage des miroirs est évidemment nécessaire lorsqu'on passe de la visite des cloisons à celle des rayures.

Il faut noter que l'appareil se prête, en outre, à la mesure de l'excentricité angulaire et de l'excentricité parallèle (angle et distance des axes) de la chambre par rapport à l'âme des bouches à feu.

Rectification des opérations d'usinage.

Il ne peut être question, quant à présent, de rectifier mécaniquement les défauts provenant du travail moléculaire du métal ; on n'a pas encore trouvé, par exemple, de machine propre à redresser automatiquement des canons de fusil faussés par la trempe, mais il est possible de prévenir les défauts qui résulteraient d'une opération mécanique mal conduite.

Or, qu'il s'agisse d'une machine à raboter, à rectifier, à percer, à aléser ou à rayer, la façon de monter la pièce à usiner, de soutenir l'outil, la vitesse à donner à l'outil ou

1. Il faut que les miroirs soient tous deux à peu près normaux aux génératrices de la jauge; il est en outre nécessaire que les images se recoupent toujours dans la jauge et dans le trou ; on choisira donc un recoupement initial différent, suivant que la dimension moyenne du trou sera plus grande ou plus petite que la dimension de la jauge.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

à la pièce elle-même, etc., sont autant d'éléments qui peuvent avoir une action sur la précision et la rectitude du travail. Une étude détaillée de l'effet produit par chaque opération mécanique doit donc être entreprise avant de lancer une fabrication; elle permettra le plus souvent de compenser par des montages convenables de la pièce les défauts inhérents à chaque machine. Prenons l'exemple d'une machine à raboter; supposons que sa table décrive une courbe légèrement convexe ; on devra employer de préférence un montage qui serre la pièce par ses extrémités en faisant bomber le milieu, car la pièce une fois démontée tendra à prendre une forme concave opposée à celle qu'aura usinée la machine. Si, au contraire, la table de la machine décrit une courbe concave, on calera la pièce par ses extrémités et on la serrera par son milieu.

On ne pourra pas toujours obtenir pour chaque opération un degré de précision suffisant, mais on pourra, le plus souvent, corriger une opération par les opérations suivantes. Supposons, par exemple, que la courbure d'une partie rabotée, ou d'un trou soit due au sens dans lequel la pièce à usiner a été placée sur la machine, on pourra généralement changer le sens dans lequel la pièce sera présentée aux opérations suivantes et faire des montages en conséquence.

Il est donc nécessaire de pouvoir déterminer facilement les défauts propres à chaque machine et à chaque montage. Nous avons vu comment on détermine la courbe décrite par la table mobile d'une machine à raboter ou à rectifier; la même méthode peut s'appliquer à beaucoup d'autres machines. On conçoit facilement, d'autre part, comment on peut, à l'aide de deux vérifications optiques, étudier les défauts de rectitude dus à un montage défectueux de la pièce à usiner ou de l'outil. La même méthode s'applique d'ailleurs à l'étude de la déformation produite par une épreuve mécanique ou physique déterminée.

Mesure de la rectitude d'une barre flexible. — L'épreuve la plus simple que puisse subir une barre est celle de la flexion sous son propre poids, lorsqu'elle est appuyée par ses extrémités; il peut être utile de mesurer sa flèche dans cette position ou d'en déduire quel sera son degré de rectitude lorsqu'elle sera suspendue par un seul bout.

Pour mesurer la flèche exacte dans le premier cas, il faut éliminer l'action du poids du chariot et de l'équerre; or on peut admettre, sans erreur possible, que cette action serait double pour un poids double; d'après cela, on opère de la façon suivante : après une première visite, on surcharge le chariot d'un poids égal à son propre poids augmenté de celui de l'équerre et l'on effectue une deuxième visite; on déduit par différence l'action produite par le poids du chariot et de l'équerre; cette action est définie par les nombres :

$$(A) \qquad (n'_1 - n_1),\ (n'_2 - n_2) \ldots\ldots\ldots\ldots (n'_q - n_q).$$

Or les indications

$$(B) \qquad n_1,\ n_2 \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots n_q$$

définissent la courbure de la barre sous l'influence de son propre poids et de celui du chariot accompagné de l'équerre; les différences des quantités A et B, deux à deux, définissent donc la courbure de la barre sous son poids, soit :

$$[n_1 - (n'_1 - n_1)], \qquad [n_2 - (n'_2 - n_2)] \ldots\ldots [n'_q - (n'_q - n_q)].$$

Ces différences peuvent s'écrire :

$$(2\,n_1 - n'_1), \quad (2\,n_2 - n'_2) \ldots\ldots\ldots\ldots (2\,n_q - n'_q).$$

D'où la règle suivante :

« Pour mesurer l'arcure d'une barre flexible, faire une première visite et doubler les indi-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

« cations de l'appareil ; effectuer une seconde visite en surchargeant le chariot d'un poids égal « au sien augmenté de celui de l'équerre, s'il y a lieu, et retrancher les nouvelles indications « des nombres précédents. Opérer sur les différences comme il a été dit pour la vérification « des règles. »

L'étude de la courbure de la barre, abstraction faite de la pesanteur et de toute action extérieure (barre suspendue par une extrémité), ne présente pas plus de difficulté.

« Pour déterminer le dressage d'une barre flexible indépendamment de la pesanteur, faire « une première visite, puis une seconde, la barre étant tournée de 180°; opérer sur les demi- « différences des indications de l'appareil comme il a été dit pour la vérification des règles. »

Vérification optique du parallélisme et de la perpendicularité. — Vérificateur à translations parallèles. — Applications diverses. — Réglage d'une machine à vapeur.

Dans la plupart des cas, le parallélisme et la perpendicularité se mesurent avec une précision suffisante à l'aide d'équerres, de règles et de trusquins à aiguille amplificatrice ; mais ces procédés simples se trouvent assez souvent en défaut, notamment dans les cas suivants :

Quand les lignes ou surfaces sont très courtes, la détermination de leurs directions est incertaine;

Lorsque les lignes ou surfaces ne sont pas placées les unes à côté des autres, il est impossible de mesurer leurs distances relatives en différents endroits, et par conséquent de s'assurer de leur parallélisme à moins de construire des vérificateurs spéciaux;

Quand les lignes ou surfaces ne sont déterminées que par leurs traces sur d'autres plans, par des axes et des intersections virtuelles de surfaces, ou par des alignements éloignés, leur vérification échappe presque complètement aux instruments de mesure d'atelier, surtout si les traces dont il s'agit sont inaccessibles au trusquin.

Lorsque les intersections des lignes ou surfaces à vérifier sont inaccessibles, l'emploi de l'équerre simple est impossible pour vérifier leur perpendicularité.

Les vérificateurs optiques, quoique d'un emploi plus délicat que la règle et le trusquin, se prêtent à un bien plus grand nombre d'applications, et toujours avec une grande précision.

Parallélisme. — Pour vérifier optiquement le parallélisme de deux lignes ou surfaces, le procédé consiste à transporter la lunette autocollimatrice parallèlement à elle-même pour l'amener successivement dans le prolongement des deux lignes ou surfaces dont il s'agit; plaçant alors le chariot à miroir sur chaque élément, le pointé de la lunette doit être le même dans les deux positions si les lignes ou surfaces sont parallèles; dans le cas contraire, l'écart de pointé mesure le défaut de parallélisme.

Cette translation de la lunette peut s'exécuter avec les instruments que nous avons décrits précédemment, en opérant de la façon suivante :

Soient (fig. 33) AB et CD deux lignes dont on veut vérifier le parallélisme; il faut, pour cela :

Placer debout derrière les lignes AB et CD un marbre bien dressé et l'orienter à peu près normalement aux lignes à vérifier.

Placer le chariot à miroir sur AB, faire autocollimation et noter les indications a et b de l'appareil.

Appuyer l'équerre contre le marbre dans l'alignement de AB; poser sur elle le cha-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

riot à miroir, faire autocollimation et noter les indications n et m de l'appareil; transporter l'équerre et la lunette en face de CD et faire autocollimation; noter les nouvelles indications n' et m' de l'appareil.

En faisant marquer aux deux tambours les divisions $(n' + a - n)$ pour l'un et $(m' + b - m)$ pour l'autre, l'axe optique de la lunette se retrouvera dans une position parallèle à sa position initiale en face de AB; le chariot placé sur CD devra donner le même pointé que sur AB.

On remarquera que ce procédé n'implique pas que les éléments AB et CD soient placés côte à côte ou qu'ils aient une étendue quelconque, pourvu qu'ils soient assez grands pour supporter un chariot; ces éléments peuvent donc être très courts et placés à plusieurs mètres l'un derrière l'autre.

Perpendicularité. — Une mesure de défaut de perpendicularité a été précisément exécutée dans l'exemple précédent; le défaut de perpendicularité de la droite AB avec le marbre est en effet donné par les différences $(a - n)$ et $(b - m)$.

Lorsque l'intersection des deux lignes ou surfaces à vérifier est accessible, la vérifi-

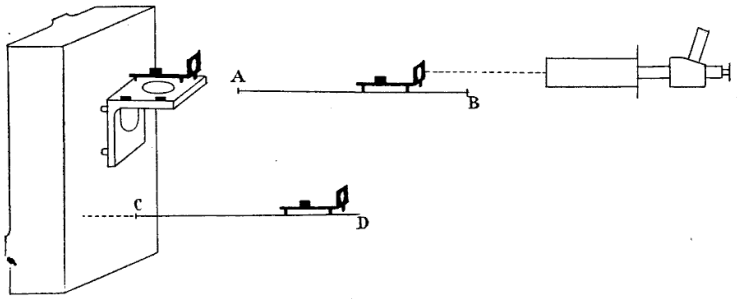


Fig. 33.

cation est immédiate; dans le cas contraire, il faut assurer la translation rigoureuse de la lunette; à cet effet, après avoir visé la première ligne ou surface, on peut interposer un marbre verticalement devant la lunette et opérer comme il est dit plus haut; on enlève ensuite le marbre pour pouvoir viser sur la deuxième ligne ou surface.

L'emploi d'un marbre intermédiaire est une complication et une cause de perte de temps qui pourraient rendre le procédé d'une pratique difficile dans le cas où l'on aurait à répéter l'opération sur un grand nombre d'objets semblables. Pour éviter cet inconvénient, nous avons établi un support de lunette qui donne immédiatement des déplacements parallèles de la lunette avec une grande exactitude.

Vérificateur à translations parallèles. — Les organes qui supportent directement la lunette autocollimatrice sont les mêmes que dans le modèle simple; les particularités nouvelles consistent dans les moyens de déplacement de la plaque de laiton sur laquelle appuient les vis des tambours divisés.

Cette plaque coulisse sur une colonne en acier B (fig. 34 et 35) qu'elle embrasse par deux coussinets à serrage réglable. Entre les coussinets, un mécanisme à vis sans fin engrène avec une crémaillère taillée dans la colonne; il est commandé par un bouton moletté d, qui sert à donner les petits déplacements verticaux; un poussoir à ressort p permet de débrayer le mécanisme à vis sans fin dans le cas où de grands déplacements de la lunette sont nécessaires. Du côté opposé à la colonne, s'élève un pilier c, portant une règle en acier trempé b, sur laquelle s'appuie l'extrémité gauche de la plaque en laiton, par l'intermédiaire d'une touche en acier; un ressort assure le contact constant de la touche.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

La tranche d'appui de la règle peut être fixée parallèlement à la colonne, elle peut même être rodée à l'émeri et retouchée par places de façon que le pointé de la lunette, pendant une ascension complète, suive exactement un fil à plomb placé à une centaine de mètres en avant de l'appareil. Dans ces conditions, l'axe optique de la lunette reste

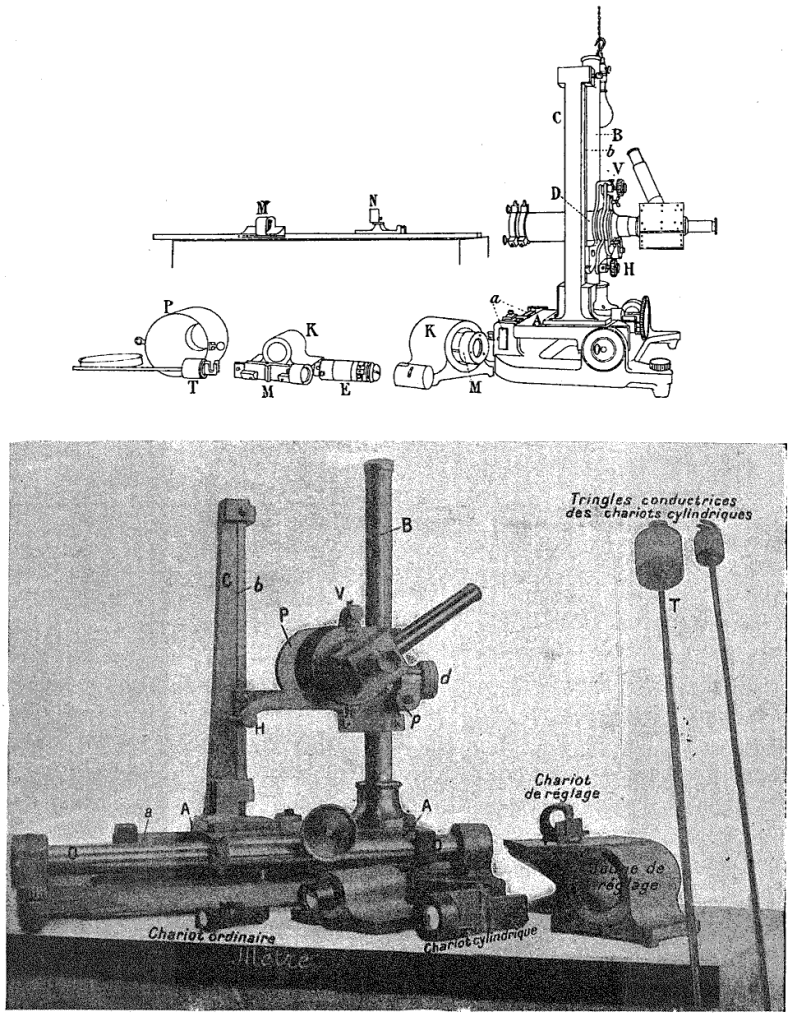


Fig. 34 et 35. — Vérificateur à translations parallèles et ses accessoires.

M, M, N, chariots divers à miroirs; K, K, jauges de réglage; E, étoile mobile; T, tête d'une tringle conductrice; P, garde-soleil, sa mouche et son œilleton.

parallèle à un même plan vertical pendant toute l'ascension. Comme, d'autre part, les défauts de rectitude et les flexions que peut produire le poids de la lunette dans un plan normal à son axe sont sans influence sur le pointé, on voit qu'il suffit d'assurer le dressage de la colonne dans un seul plan, ce qui simplifie sa construction. Au cas même où ce dressage serait imparfait, on s'en apercevrait en plaçant un niveau sensible sur le corps de lunette; on peut même, par ce moyen, noter les corrections à faire

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

sur le tambour supérieur pour différentes hauteurs de la colonne, afin de corriger les défauts de dressage.

La colonne et le pilier sont solidement fixés sur un chariot en bronze A, qui coulisse, d'une part, sur un arbre horizontal et, d'autre part, sur une règle *a*, dont le champ est parallèle à l'arbre.

L'arbre et la règle horizontale assurent la translation horizontale de la même façon que la colonne et la règle verticale assurent la translation verticale; mais, pour le mouvement horizontal, le poids de tout le système intervient d'une façon sensible, et l'on est obligé de retoucher fortement la règle pour corriger en chaque position l'effet de la flexion du système; à cet effet, on dispose un niveau sur le chariot parallèlement à la lunette, et l'on note, de place en place, l'épaisseur de matière à enlever

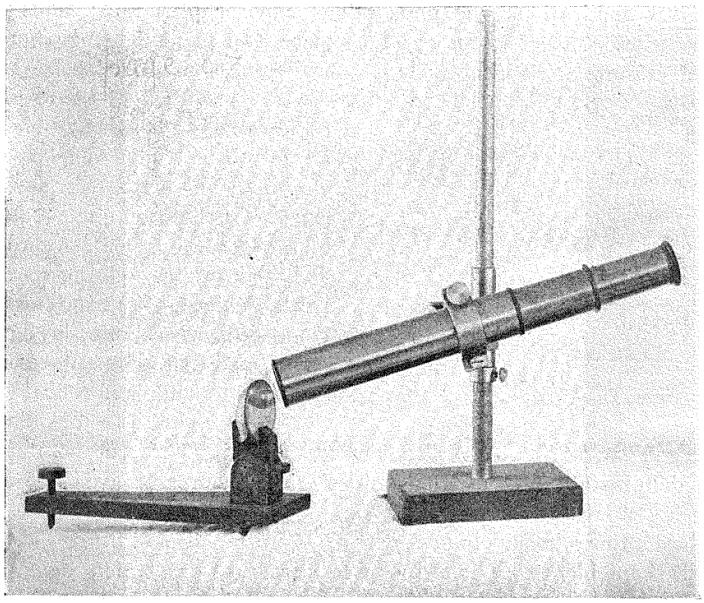


Fig. 36. — Vérificateur de parallélisme (miroir auxiliaire).

sur la règle pour ramener la bulle entre ses repères; quand la règle est bien retouchée, la bulle doit rester immobile pendant toute la course du chariot. On voit que le dressage de l'arbre est indifférent dans le plan vertical, on peut donc se contenter de l'établir rigoureusement dans un seul plan seulement. Si ce dressage n'a pu être obtenu avec assez de perfection, on tient compte des imperfections en notant les corrections à faire subir au tambour latéral pour les différentes positions du chariot; à cet effet, on dispose un mètre horizontalement à une centaine de mètres en avant de l'appareil et on observe les différences entre les divers pointés et les déplacements correspondants du chariot.

Un volant à main, engrenant avec une crémaillère pratiquée à la partie supérieure de l'arbre, commande le mouvement horizontal.

L'emploi de ce vérificateur n'est pas limité au cas où les lignes et surfaces à visiter sont contenues dans le rectangle défini par la course horizontale et la course verticale de la lunette; si cette condition n'est pas remplie, il est facile de tourner la difficulté en déplaçant le vérificateur tout entier parallèlement à lui-même.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Supposons, par exemple, qu'on ait à vérifier deux arêtes horizontales plus écartées que la largeur du vérificateur, on opère de la façon suivante :

La lunette étant à la gauche du vérificateur, placer l'appareil vis-à-vis de la ligne ou surface de gauche et faire autocollimation; transporter la lunette à la droite du vérificateur et disposer en face de la lunette un miroir plan quelconque qu'on règle de façon à rétablir l'autocollimation; ramener la lunette à gauche; déplacer tout l'appareil pour replacer la lunette devant le miroir auxiliaire et caler le socle de l'instrument à l'aide de ses vis calantes, de façon à rétablir le même pointé; déplacer la lunette vers la droite jusqu'à ce qu'elle arrive en regard de la deuxième ligne ou surface à vérifier ou, s'il est nécessaire, recommencer une seconde série d'opérations pour transporter parallèlement l'instrument une seconde ou une troisième fois.

Miroir auxiliaire. — Le miroir plan auxiliaire qui sert à l'opération ci-dessus décrite a aussi d'autres applications que nous allons exposer plus loin; nous donnerons d'abord sa description. C'est un morceau de glace épaisse dont le pourtour est taillé en biseau; il est argenté sur sa surface extérieure qui a un diamètre supérieur à l'autre face, et l'argenture est protégée par un vernis à la gélatine bichromatée [1]. Le miroir est collé dans une chape à charnière qui permet de donner au miroir une inclinaison quelconque; la chape est fixée sur un pied long reposant par deux pointes fixes et une vis calante; les petits déplacements zénithaux se font à l'aide de la vis calante; les déplacements azimutaux, par de petits coups donnés sur les côtés du pied.

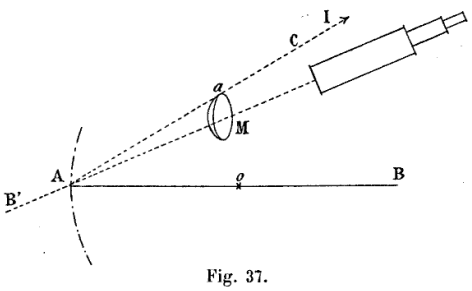


Fig. 37.

Déterminer la direction d'une ligne ou d'un plan virtuel. — Soit (fig. 37) A et B deux traces (traits, coups de pointeau, centres, arêtes, etc.) définissant une direction qu'il s'agit de comparer avec une autre quelconque.

Si l'on place un miroir dans le plan normal au milieu de AB, l'image de B coïncide avec A, et cette coïncidence n'a lieu que si le miroir est exactement dans ce plan. On peut s'assurer que cette condition est remplie, en plaçant l'œil en C, de façon à apercevoir le point A sur le bord *a* du miroir, le point B y apparaîtra en même temps; toutefois, l'observation à l'œil nu n'est pas susceptible de précision parce que l'on ne voit qu'une partie de la région A et une partie de la région B; ce procédé ne doit donc être employé que pour ébaucher le réglage du miroir. L'emploi d'une lunette quelconque fera ensuite apparaître les deux régions A et B entières et grossies; la clarté des images sera seulement moitié moindre que si chaque région était vue directement sans l'interposition du miroir qui couvre à peu près la moitié de l'objectif de la lunette; il est donc nécessaire d'éclairer vivement les deux traces A et B. Nous avons choisi une lunette du type « astronomique » à long tirage; il n'y a pas grand inconvénient, en effet, à ce que les images soient renversées; il est nécessaire, d'autre part, de pouvoir mettre au point sur des objets très rapprochés comme sur des objets assez éloignés.

La précision de l'opération dépend de la puissance de la lunette employée, mais il faut remarquer que la position du miroir n'est pas également bien définie dans toutes

1. Le nouveau métal à miroir du Dr Mach semble devoir parfaitement convenir pour faire ce « miroir auxiliaire ».

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

les directions; sa détermination est moins certaine dans le plan AOM que dans le plan normal.

Le miroir étant ainsi réglé normalement à AB se trouve être normal à toutes les parallèles à AB; on peut donc, sans bouger le miroir, et par simples visées dans différentes directions, vérifier immédiatement le parallélisme d'un nombre quelconque d'alignements, à condition que leurs milieux soient à peu près dans un même plan normal.

Dans le cas contraire, on est obligé de recourir à l'autocollimation. Le miroir auxiliaire étant réglé normalement à l'alignement considéré, on dispose la lunette en face de lui, puis on la transporte parallèlement en regard de la seconde ligne ou surface à vérifier sur laquelle on place un chariot à miroir. Nous donnons ci-près un exemple d'une telle vérification.

Applications diverses. — *Déterminer la direction de la ligne de mire d'un canon par rapport à la direction du dernier élément de l'âme.* — Dans une bouche à feu longue, où l'arcure intervient d'une façon sensible, de même que dans un canon de fusil, la direction initiale de la trajectoire ne dépend pas de la ligne qui joint les centres des tranches extrêmes de l'âme, mais bien de la direction du dernier élément de l'âme; c'est donc par rapport à ce dernier élément de l'âme qu'il convient de déterminer la direction de la ligne de mire. A cet effet, on place un chariot à miroir bien réglé dans la bouche de la pièce; on dispose le miroir auxiliaire à mi-chemin entre l'œilleton et le guidon et on le règle normalement à la ligne de mire; il reste alors à transporter parallèlement la lunette autocollimatrice en face de l'âme, puis en face du miroir auxiliaire; la différence de pointé mesurée sur les tambours de la lunette détermine complètement la direction relative cherchée. La même opération permet d'établir la ligne de mire d'un fusil type devant servir de « rapporteur » pour une fabrication ; un calibre à miroir réglable donne la direction du dernier élément du canon [1].

Dans le cas où la ligne de mire est déterminée par un collimateur, la vérification est encore plus simple. Il suffit d'introduire le chariot à miroir dans la bouche, face en arrière, et de placer le vérificateur à lunette autocollimatrice derrière la culasse. On pointe successivement sur le miroir du chariot et sur l'intersection de ligne de foi du collimateur.

Nous donnerons enfin quelques exemples de vérification de parallélisme et de perpendicularité en prenant le cas du montage d'une machine à vapeur.

Vérifier que les tourillons d'un vilebrequin sont parallèles entre eux. — Poser le vilebrequin sur un marbre, ses axes étant parallèles à la lunette autocollimatrice. Placer sur chaque tourillon l'équerre spéciale surmontée du chariot à miroir; transporter parallèlement la lunette en face de chaque tourillon successivement; le pointé ne doit pas changer. Il est bon de faire tourner l'équerre avec son chariot à miroir autour de chaque tourillon, afin d'éliminer l'influence de la conicité dont peuvent être entachés ces tourillons ; on adopte pour chaque tourillon la moyenne des lectures faites pour les divers orientements de l'équerre.

Vérifier que le cylindre d'un moteur est parallèle aux glissières et normal aux coussinets du vilebrequin. — Préparer deux barres prismatiques identiques, ayant vers leur milieu un V destiné à recevoir une barre cylindrique.

Placer les barres prismatiques dans le cylindre près des deux extrémités, et les régler parallèlement l'une à l'autre à l'aide d'un niveau. Poser dans les V la barre cylindrique qui se trouve ainsi parallèle à l'axe du cylindre. Sur la barre cylindrique, placer le chariot à miroir par l'intermédiaire de l'équerre. Le miroir détermine la direction de l'axe du cylindre.

Pour avoir la direction de la glissière, disposer sur sa partie inférieure une règle reposant par ses extrémités sur deux cales larges et la caler bien parallèlement aux arêtes à l'aide de jauges ou de trusquins. Au milieu de la règle, placer le chariot à miroir qui détermine la direction de la glissière. La direction ainsi définie n'a de valeur qu'autant que la glissière est droite, on devra donc s'assurer au préalable que cette condition est remplie ; pour cela, il suffit de placer

1. Vérificateurs du dressage des canons de fusil. *Revue d'Artillerie*, 1896.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

un miroir contre le patin engagé dans les glissières, mais détaché de la bielle et de la tige de piston, puis d'exécuter une visite optique en faisant cheminer le patin d'un bout à l'autre de la glissière.

Le vérificateur placé dans le prolongement du cylindre permettra de comparer la direction de l'axe de celui-ci à la direction de la glissière.

Placant, d'autre part, une règle plate dans les coussinets du palier, on la surmonte d'un chariot à miroir appuyé contre une équerre ordinaire appliquée sur le bord de la règle, et l'on a ainsi une direction perpendiculaire à l'axe des coussinets; une visée dans ce miroir fait constater si l'axe dont il s'agit est bien normal à l'axe du cylindre.

Vérifier le centrage des presse-étoupes. — Il peut se faire enfin que le cylindre soit mal centré par rapport aux presse-étoupes; dans ce cas la tige du piston prend un mouvement de tangage; on peut mesurer ce mouvement en fixant un miroir à l'extrémité de la tige du piston détachée de la bielle et seulement engagé sur le maneton du patin; le pointé changera pendant une course du piston.

Vérifier que les paliers de l'arbre de couche sont dans le prolongement des coussinets du vilebrequin. — A cet effet, on dispose une règle sur les coussinets de l'arbre de couche, comme on l'a fait sur les coussinets du vilebrequin, mais en plaçant cette fois le chariot à miroir contre la tranche de la règle.

Le pointé doit être le même pour les deux règles. Il faut avoir soin de toujours placer le chariot à miroir à égale distance des points d'appui de la règle, afin que la flexion de celle-ci n'intervienne pas.

Nous venons d'indiquer quelques vérifications pour l'exécution desquelles on ne possédait pas, jusqu'à présent, d'instruments précis; il suffit que l'on sache dans quels cas les vérificateurs optiques dont il s'agit peuvent être utiles, les applications se présenteront d'elles-mêmes dans les diverses fabrications mécaniques de précision.

Appareils à explorer les trous cylindriques.

L'examen des surfaces extérieures au point de vue de la netteté et du poli ne présente pas de difficultés. L'examen des surfaces intérieures exige au contraire des appareils spéciaux; il existe un grand nombre d'appareils à explorer les trous cylindriques, nous dirons seulement quelques mots de ceux que nous avons étudiés dans ces dernières années pour l'usage des établissements de l'artillerie.

La surface observée est éclairée non plus normalement, comme dans la plupart des appareils similaires, mais très obliquement, de façon à faire mieux ressortir les creux et reliefs de la surface. Le choix d'une lumière rasante conduit à l'emploi d'un miroir M (fig. 38) de forme oblongue, également très incliné, pour que la lumière réfléchie successivement par la surface explorée et par le miroir sorte suivant l'axe du trou. Le miroir, étant très incliné, ne peut avoir qu'une seule surface réfléchissante, sous peine de donner deux images chevauchant l'une sur l'autre et d'intensités comparables; on est donc obligé d'employer des miroirs argentés extérieurement et vernis ou des miroirs métalliques. (Le nouveau métal à miroirs du docteur Mach : alliage de magnésium et aluminium, paraît tout indiqué pour cet usage.) La lampe est une lampe à incandescence L dissimulée derrière le miroir. La lentille O, qui termine l'appareil, a son foyer au milieu de l'image de la surface observée, en sorte que cette surface paraît constamment à l'infini, c'est-à-dire qu'elle est constamment vue d'une même façon, quelle que soit la position de l'appareil dans le trou. Le système optique est porté à l'extrémité d'une tringle T, sur laquelle on lit la distance de la partie explorée à l'orifice. L'appareil est disposé de façon à pouvoir explorer des trous de divers diamètres.

Un modèle spécial a été établi pour la visite des canons de fusil; l'exiguïté des

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

calibres actuellement en service impliquait certaines difficultés d'agencement de l'appareil; c'est ainsi qu'il fallait pouvoir remplacer facilement la lampe minuscule logée derrière le miroir; on a monté ces lampes sur des douilles D, en carton, remplies de

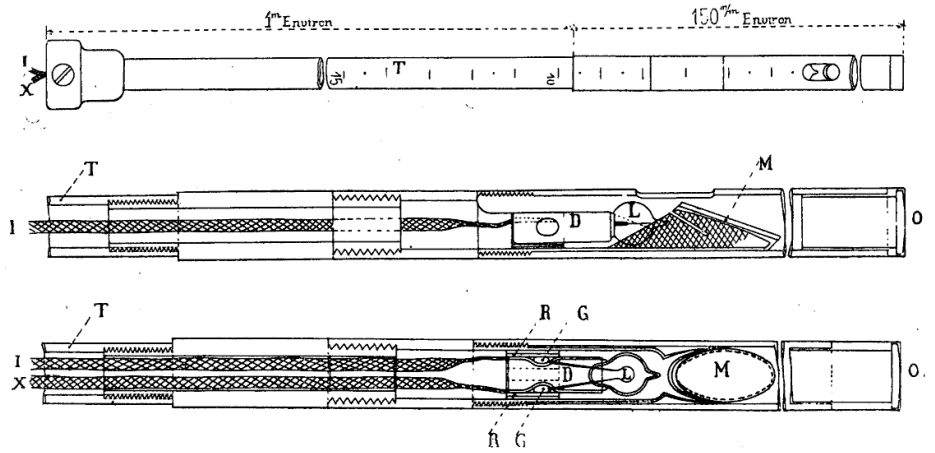


Fig. 38. — Appareil à explorer les canons de fusils système *C. Deve.*

plâtre, et présentant extérieurement deux grains G formant plats; la douille est saisie entre deux bandes demi-cylindriques R isolées, formant ressort et amenant le courant dans la lampe; la lampe se pose et s'enlève ainsi sans difficulté. La lampe proprement dite repose sur un coussin d'amiante A. Deux lentilles O de différentes puissances, dont on coiffe à volonté l'appareil, donnent deux grossissements de l'image observée.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

DEUXIÈME QUESTION

ESSAIS SUR LES LOCOMOTIVES

FAITS A LA COMPAGNIE DES CHEMINS DE FER DE P.-L.-M.

Note par M. E. CHABAL

INGÉNIEUR EN CHEF ADJOINT DU MATÉRIEL ET DE LA TRACTION

ART. 1. — MÉTHODES SUIVIES DANS LES ESSAIS SUR LE MATÉRIEL ROULANT DES CHEMINS DE FER

Les méthodes suivies dans les essais seront décrites en détail dans le compte rendu de ces essais; mais il est bon dès à présent, de remarquer qu'en ce qui concerne ceux qui ont porté sur les locomotives, les éléments qu'on recherchait, peuvent, sauf rares exceptions, être classés en deux catégories; il en résulte qu'on a suivi dans ces essais des méthodes bien déterminées dont on peut donner dès à présent une description générale.

Il s'agissait en effet presque toujours:

— soit de déterminer le rendement d'une chaudière et de voir comment il variait quand on faisait varier certaines de ses dispositions;

— soit de déterminer les quantités de combustible ou d'eau dépensées par une locomotive pour produire un effet utile déterminé, et de voir comment elles variaient, quand on faisait varier certaines de ses dispositions.

ESSAIS SUR LE RENDEMENT DES CHAUDIÈRES — DIVERS

Les essais sur le rendement des chaudières ont été faits aux ateliers sur des chaudières au repos, au moyen d'installations très complètes étudiées tout spécialement en 1885 pour rechercher l'influence, sur le rendement des chaudières, de la longueur des tubes, de la voûte en briques et du Tenbrinck. Grâce à ces installations on pouvait mesurer le charbon brûlé et l'eau vaporisée, ainsi que la quantité d'eau entraînée dans la vapeur, relever les tirages, déterminer enfin la composition des gaz de la combustion; cela permettait de fixer la part de chaque élément de la chaudière d'une part dans son rendement final, que représente la vapeur produite par kilogramme de charbon, et d'autre part dans sa puissance, que représente la vapeur produite par heure. Je reviendrai avec plus de détails sur ces installations à propos des essais pour lesquels elles ont été utilisées.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

ESSAIS SUR LA DÉPENSE COMPARÉE A L'EFFET UTILE

Les essais sur la dépense de combustible ou de vapeur comparée à l'effet utile ont été faits en route, la Compagnie P.-L.-M. n'ayant, pas plus du reste qu'aucune autre Compagnie française, fait d'installations en vue d'observer au repos et dans un atelier les efforts développés par une locomotive en marche. Ces dernières installations permettent évidemment de faire une étude plus d'ensemble et plus méthodique des phénomènes qui se passent dans la marche d'une locomotive, et de rechercher d'une façon générale les moyens d'en améliorer le fonctionnement; mais elles sont fort onéreuses, et pour les recherches moins générales qu'avait en vue la Compagnie P.-L.-M., elle s'est contentée de relever sur des locomotives en route les consommations de charbon, d'eau ou de vapeur, et de les comparer soit *aux tonnages remorqués*, soit *aux puissances indiquées* (courbes prises à l'indicateur), soit *aux puissances utiles* (efforts au crochet de traction mesurés au moyen de wagons dynamomètres). Les expériences ainsi faites ne nécessitent ni dépenses de première installation, ni dépenses au cours des essais, puisqu'on les fait avec des machines qui n'ont reçu aucune installation spéciale et en utilisant les marches qu'elles font en service normal. De ce fait, on peut d'ailleurs faire les expériences sur les types mêmes qui sont en service, dans les conditions mêmes du service, et sur tous ceux de ces types, si variés qu'ils soient, pour lesquels cela présente de l'intérêt.

§ 1. — Dépense comparée au tonnage remorqué.

Lorsqu'on veut comparer la dépense de charbon aux tonnages remorqués, on peut se contenter de prendre, pendant une certaine période, les quantités de charbon livrées aux locomotives que l'on étudie, les tonnages des trains qu'elles ont remorqués, et les nombres de kilomètres qu'elles ont parcourus pendant cette période; toutes ces quantités se trouvent dans les écritures des magasins de combustibles et dans les écritures de trains, et aucune disposition spéciale n'est à prendre pour les obtenir. Cette méthode, fort simple, manque toutefois de précision et peut conduire à des résultats absolument erronés, parce que si l'on compare ainsi deux types de locomotives différents, la différence entre les services faits par elles dans les périodes considérées et la valeur personnelle des mécaniciens qui ont conduit les machines, entrent dans les résultats obtenus pour une part souvent plus importante que la différence des types en comparaison. Nous le montrerons plus loin par des chiffres précis. Si donc on veut avoir des résultats qui aient quelque valeur, il est absolument nécesaire de conduire les essais D'UNE FAÇON MÉTHODIQUE, en faisant faire aux locomotives en comparaison des services aussi identiques que possible et en faisant permuter les mécaniciens, de façon à éliminer dans les résultats l'influence de leur valeur personnelle.

Pour réaliser ces conditions, voici le programme de principe qui a été posé pour tous les essais de ce genre.

En temps normal dans le service courant, chaque mécanicien conduit toujours la même locomotive; d'autre part, les mécaniciens sont partagés en équipes comprenant chacune un certain nombre d'entre eux, et leur service est réglé par un roulement qui fait qu'au bout d'un nombre de jours égal à celui des mécaniciens qui composent l'équipe, chaque mécanicien de l'équipe a fait les mêmes trains. En profitant de cette

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

organisation du service courant, il est facile, sans apporter aucune perturbation dans ce service, de faire des essais qui remplissent les conditions générales indiquées plus haut. On met dans une même équipe même nombre de machines de l'un et de l'autre type que l'on veut comparer; puis on marche pendant une première période d'un mois, et on relève les kilomètres parcourus, tonnages kilométriques remorqués et dépenses de combustible faites par chacune des locomotives en comparaison pendant cette première période. Dans la deuxième période d'un mois qui suit la première, on opère de même, mais en faisant conduire chaque locomotive du premier type par un des mécaniciens qui conduisaient dans la première période une locomotive du deuxième type, et inversement. Au bout de ces deux périodes, chaque locomotive du premier type peut être comparée pour l'ensemble de ces deux périodes à celle des locomotives du deuxième type qui a été conduite par les mêmes mécaniciens, puisque toutes deux ont fait le même service et ont été conduites la moitié du temps par l'un des mécaniciens, l'autre moitié du temps par l'autre.

On prolonge l'essai pendant quatre ou six périodes semblables, de façon à éliminer autant que possible l'influence de toutes les irrégularités inévitables qui pourraient fausser les résultats.

Pour être tout à fait rigoureux, on devrait composer chaque période d'un nombre de jours égal à un multiple exact du nombre de mécaniciens qui composent l'équipe; mais cela n'aurait qu'un intérêt plutôt théorique, parce qu'en pratique on ne peut éviter que les machines n'aient à certains moments leur service interrompu, soit pour lavage des chaudières, soit pour visite, soit pour toute autre cause accidentelle; dans ces conditions, et étant donné qu'avec le programme tel qu'il est exposé plus haut, on a déjà assez de garanties d'exactitude, on s'est arrêté très généralement à une durée d'un mois pour ces périodes.

Bien entendu on a soin de délivrer pendant ces périodes d'essai le même combustible à toutes les locomotives.

§ 2. — **Dépense comparée à la puissance.**

Ces essais, qui n'ont porté pour la plupart que sur des locomotives compound à quatre cylindres, ont été faits sur des locomotives en service normal; on avait simplement installé sur les machines des indicateurs pour relever des diagrammes en route, et des manomètres pour mesurer l'intensité du tirage; de plus, on intercalait dans le train, immédiatement à la suite du tender, un wagon dynamomètre enregistrant pendant toute la route les efforts de traction à l'arrière du tender. Les dépenses de première installation étaient donc minimes, et celles faites au cours des essais ne comportaient que la part de traction afférente au wagon dynamomètre, et le temps des agents préposés aux relevés divers.

Les indicateurs étaient des indicateurs du système Deprez, installés sur les cylindres d'admission et de détente côté gauche. En admettant, comme c'est légitime, que les relevés qu'on aurait pu faire au même moment sur les cylindres de droite auraient donné les mêmes résultats que ceux relevés sur les cylindres de gauche, on pouvait calculer la puissance développée par la machine sur ses pistons (*puissance indiquée*) au moment des relevés. Les indicateurs étaient placés sur le tablier de la machine à proximité des cylindres, par conséquent à l'avant, et on les avait mis à gauche pour que les opérateurs qui relevaient les diagrammes ne gênassent pas la vue du mécanicien; on les avait d'ailleurs disposés de façon à pouvoir prendre des diagrammes aux deux cylindres en même temps. Les tuyaux qui leur amenaient la vapeur étaient soigneusement enve-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

loppés de feutre, et pour chaque indicateur les tuyaux allant à l'avant et à l'arrière du cylindre avaient même longueur. Le manomètre pour mesurer le tirage était un manomètre à air libre, à eau, dont une des branches communiquait dans le cendrier avec l'air avant son entrée dans le combustible, et l'autre communiquait dans la boîte à fumée avec les gaz de la combustion.

Quant au wagon dynamomètre, c'était un des deux wagons de la Compagnie P.-L.-M. construits en 1888, et dont je ne ferai pas ici la description parce qu'elle a été donnée dans le numéro de février 1894 de la *Revue générale des Chemins de fer*.

Si une locomotive compound à quatre cylindres marche avec pression tenue au timbre et avec régulateur et échappement ouverts en grand, il est bien évident que pour des introductions données aux cylindres d'admission et de détente et pour une vitesse donnée de la locomotive, le régime de cette dernière et en particulier les courbes d'indicateurs, la puissance développée sur les pistons, les dépenses de charbon et d'eau, le tirage, sont absolument déterminés. Si on suppose aussi que le parcours se fasse par temps calme, sur une ligne en palier et en alignement, il est non moins évident que la puissance disponible au crochet de traction du tender (*puissance utile*) est également déterminée.

En un mot, pour une locomotive donnée, marchant dans les conditions qui viennent d'être indiquées, les trois éléments indépendants : introductions aux cylindres d'admission et de détente, et vitesse, déterminent toutes les autres quantités. On peut donc rechercher quels sont, pour les diverses valeurs que peuvent prendre ces trois éléments : la puissance indiquée, la puissance utile, les dépenses de charbon et d'eau et le tirage, et quand on les aura trouvés, on sera en mesure de tirer toutes les conclusions intéressantes sur cette locomotive.

C'est dans cet ordre d'idées qu'ont été conduits et analysés les essais sur les dépenses de charbon et d'eau comparées à la puissance.

Pendant la route on relevait simultanément, à certains moments, des courbes d'indicateur et ce tirage; ces relevés étaient faits sur des portions de parcours de profil uniforme et en ligne droite, et pendant toute leur durée, la pression à la chaudière était maintenue au timbre, le régulateur et l'échappement étaient ouverts en grand. Par une communication électrique, les opérateurs placés sur la locomotive marquaient sur la feuille du wagon dynamomètre le commencement et la fin de chaque relevé. On pouvait ainsi, une fois l'essai terminé, calculer pour chaque relevé la puissance indiquée et la puissance utile. Pour cette dernière, on mesurait sur la feuille du wagon dynamomètre le travail T en kilogrammètres développé, pendant la durée t'' du relevé, au crochet de traction du tender, et on en déduisait la puissance en chevaux $\frac{T}{75t}$ correspondante; en y ajoutant ou en en retranchant les travaux en chevaux correspondant, d'une part à l'élévation ou à l'abaissement de la machine et du tender, d'autre part à l'augmentation ou à la diminution de leur vitesse du commencement à la fin de l'essai, on avait la puissance utile qui eût été développée si le parcours s'était effectué en palier et à une vitesse constante égale à celle du début de la période. Les vitesses étaient d'ailleurs prises sur la feuille du wagon dynamomètre.

Comme il eût été assez difficile de mesurer dans ces essais en route le charbon consommé, et que, d'ailleurs, cette consommation dépend non seulement du fonctionnement de la machine, mais aussi de l'habileté du mécanicien, c'est la consommation d'eau que l'on a prise pour caractéristique de la dépense de la machine. Dans la plupart des essais, on a déduit la dépense d'eau des poids de vapeur sensible accusés par les diagrammes du cylindre d'admission à un moment donné de la période de détente et à un moment donné de la période de compression. Les dépenses ainsi trouvées sont

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

TABLEAU A.

Essais sur la Locomotive C. 21.

CRANS DE MARCHE (1).	VITESSE MOYENNE.	PUISSANCE UTILE.	PUISSANCE INDIQUÉE.	POIDS TOTAL DE VAPEUR dépensée par heure.	CRANS DE MARCHE. (1)	VITESSE MOYENNE.	PUISSANCE UTILE.	PUISSANCE INDIQUÉE.	POIDS TOTAL DE VAPEUR dépensée par heure.
	km.					km.			
2 — 4	72,7	179	560	3 375	2 — 5	70,0	256	592	3 615
2 — 4	74,1	165	580	3 370	2 — 5	75,0	249	608	3 650
2 — 4	80,4	128	589	3 455	2 — 5	79,6	213	640	3 915
2 — 4	64,4	218	508	3 385	2 — 5	71,7	248	553	3 395
2 — 4	59,8	220	472	2 925	2 — 5	65,4	272	556	3 517
2 — 4	79,5	165	600	3 700	2 — 6	90,1	223	682	4 445
2 — 4	84,4	122	630	3 705	2 — 6	77,8	265	634	4 160
2 — 4	71,9	196	564	3 482	2 — 6	70,8	302	613	4 025
2 — 4	76,9	196	585	3 692	2 — 6	74,7	294	637	4 187
2 — 4	74,4	194	599	3 495	2 — 6	72,6	317	663	4 247
2 — 4	70,5	206	571	3 537	2 — 6	77,6	288	652	4 245
2 — 4	78,8	169	640	3 750	2 — 6	80,1	285	683	4 335
2 — 4	78,4	173	603	3 625	2 — 6	79,2	260	663	4 375
2 — 4	74,8	202	610	3 630	2 — 6	85,7	250	680	4 492
2 — 4	76,9	200	626	3 860	2 — 6	88,2	227	685	4 385
2 — 4	81,7	133	597	3 605	2 — 7	86,0	283	700	4 787
2 — 4	88,2	112	668	4 042	2 — 7	83,2	320	684	4 842
2 — 4	73,0	184	552	3 442	2 — 7	72,4	303	625	4 242
2 — 4	76,7	179	567	3 485	2 — 7	76,7	333	659	4 505
2 — 4	77,8	174	579	3 607	2 — 7	77,0	315	664	4 425
2 — 4	72,0	186	562	3 587	2 — 7	78,8	300	648	4 435
2 — 4	77,0	148	604	3 715	2 — 7	79,9	303	671	4 640
2 — 4	75,6	158	582	3 485	2 — 7	77,4	299	648	4 380
2 — 4	73,8	174	556	3 415	2 — 7	85,3	288	679	4 695

(1) Le premier chiffre de cette colonne indique, en dixièmes de la course, l'introduction au cylindre d'admission.
Le deuxième chiffre de cette colonne indique, en dixièmes de la course, l'introduction au cylindre de détente.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

TABLEAU B

Essais sur la Locomotive C. 21.

VITESSE DE :	INTRODUCTION. ADMISSION.	DÉTENTE.	2				3				4				5		
			4	5	6	7	4	5	6	7	4	5	6	7	5	6	7
km		P. . .	483	505	525	530	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»
		p . . .	225	273	323	336	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»
	$\frac{p}{P}$	. . . .	0,46	0,54	0,61	0,63	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»
60		v . . .	3185	3330	3800	3960	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»
	$\frac{v}{P}$	. . . .	6,59	6,59	7,23	7,47	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»
	$\frac{v}{p}$	. . . .	14,15	12,56	11,76	11,78	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»
		P. . .	522	546	567	572	708	728	770	788	»	»	»	»	»	»	»
		p . . .	216	264	314	331	396	442	495	516	»	»	»	»	»	»	»
	$\frac{p}{P}$	. . . .	0,41	0,48	0,55	0,57	0,55	0,60	0,64	0,65	»	»	»	»	»	»	»
65		v . . .	3300	3480	3930	4125	5000	5200	5470	5730	»	»	»	»	»	»	»
	$\frac{v}{P}$	. . . .	6,32	6,37	6,93	7,21	7,06	7,14	7,10	7,27	»	»	»	»	»	»	»
	$\frac{v}{p}$	. . . .	15,27	13,18	12,51	12,46	12,62	11,76	11,05	11,10	»	»	»	»	»	»	»
		P. . .	557	583	603	610	750	768	810	818	938	950	980	990	1166	1190	1185
		p . . .	203	253	303	324	394	442	495	516	577	621	693	726	794	850	908
	$\frac{p}{P}$	. . . .	0,36	0,43	0,49	0,53	0,52	0,57	0,61	0,63	0,61	0,65	0,70	0,73	0,68	0,71	0,76
70		v . . .	3410	3610	4050	4180	5300	5480	5780	6030	7200	7470	7750	7860	9100	9570	9870
	$\frac{v}{P}$	. . . .	6,12	6,19	6,71	6,85	7,06	7,13	7,13	7,37	7,67	7,86	7,90	7,93	7,80	8,04	8,32
	$\frac{v}{p}$	. . . .	16,79	14,26	13,36	12,90	13,45	12,39	11,67	11,68	12,47	12,02	11,18	10,82	11,46	11,25	10,87
		P. . .	592	613	638	645	793	810	848	848	990	1006	1036	1045	1200	1228	1214
		p . . .	184	235	289	318	390	440	495	516	560	611	674	704	788	842	897
	$\frac{p}{P}$	. . . .	0,31	0,38	0,45	0,49	0,49	0,54	0,58	0,60	0,56	0,60	0,65	0,67	0,65	0,68	0,73
75		v . . .	3520	3740	4180	4430	5600	5760	6100	6320	7480	7750	8080	8250	9450	9900	10200
	$\frac{v}{P}$	. . . .	5,94	6,10	6,55	6,86	7,06	7,11	7,19	7,45	7,55	7,70	7,79	7,89	7,87	8,06	8,40
	$\frac{v}{p}$	. . . .	19,13	15,91	14,45	13,93	14,36	13,09	12,32	12,24	13,35	12,68	11,98	11,71	11,99	11,75	11,37
		P. . .	620	643	666	672	835	848	885	880	1045	1062	1087	1100	1235	1243	1265
		p . . .	160	213	270	309	375	432	495	513	554	611	674	704	781	836	884
	$\frac{p}{P}$	. . . .	0,25	0,33	0,40	0,45	0,44	0,50	0,55	0,58	0,53	0,57	0,62	0,64	0,63	0,67	0,69
80		v . . .	3640	3880	4310	4600	5870	6040	6400	6600	7780	8080	8400	8620	9800	10250	10500
	$\frac{v}{P}$	. . . .	5,87	6,03	6,47	6,84	7,02	7,12	7,23	7,50	7,44	7,60	7,72	7,83	7,93	8,24	8,30
	$\frac{v}{p}$	. . . .	22,75	18,21	15,96	14,88	15,65	13,98	12,92	12,86	14,04	13,22	12,46	12,24	12,54	12,26	11,87
		P. . .	633	660	680	690	878	890	923	910	1094	1112	1133	1145	1270	1300	1270
		p . . .	129	183	249	286	351	417	483	500	535	608	672	704	773	830	872
	$\frac{p}{P}$	. . . .	0,20	0,27	0,36	0,41	0,39	0,46	0,52	0,54	0,48	0,54	0,59	0,61	0,60	0,63	0,68
85		v . . .	3740	4000	4430	4750	6100	6300	6700	6880	8080	8380	8720	9000	10200	10640	10850
	$\frac{v}{P}$	. . . .	5,90	6,06	6,51	6,88	6,94	7,07	7,25	7,56	7,44	7,53	7,69	7,86	8,02	8,18	8,54
	$\frac{v}{p}$	. . . .	28,99	21,85	17,79	16,60	17,38	15,10	13,87	13,76	15,10	13,94	12,97	12,78	13,19	12,81	12,44
		P. . .	640	663	684	700	920	935	960	945	1137	1152	1170	1190	1306	1335	1300
		p . . .	88	144	219	266	320	396	462	480	518	599	662	704	765	821	860
	$\frac{p}{P}$	. . . .	0,13	0,21	0,32	0,38	0,34	0,42	0,48	0,50	0,45	0,52	0,56	0,59	0,58	0,61	0,66
90		v . . .	3850	4125	4550	4900	6340	6530	6970	7130	8350	8650	9050	9380	10560	11000	11180
	$\frac{v}{P}$	. . . .	6,01	6,22	6,65	7,00	6,89	6,98	7,26	7,54	7,34	7,50	7,73	7,88	8,08	8,23	8,60
	$\frac{v}{p}$	. . . .	43,75	28,64	20,77	18,42	19,81	16,49	15,08	14,85	16,11	14,44	13,67	13,32	13,80	13,39	13,00
		P. . .	»	»	»	»	»	»	»	»	1148	1185	1205	1240	1358	1389	1343
		p . . .	»	»	»	»	»	»	»	»	488	593	651	704	764	810	842
	$\frac{p}{P}$	. . . .	»	»	»	»	»	»	»	»	0,42	0,50	0,54	0,56	0,56	0,58	0,62
95		v . . .	»	»	»	»	»	»	»	»	8650	8950	9370	9770	10930	11370	11500
	$\frac{v}{P}$	. . . .	»	»	»	»	»	»	»	»	7,53	7,55	7,77	7,87	8,04	8,18	8,56
	$\frac{v}{p}$	. . . .	»	»	»	»	»	»	»	»	17,72	15,09	14,39	13,87	14,30	14,03	13,65

P — puissance indiquée sur les pistons, en chevaux.
p — puissance utile au tender en chevaux.
v — Dépense de vapeur par heure en kilogrammes.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

inférieures aux dépenses réelles, de la quantité d'eau entraînée par la vapeur et de la quantité de vapeur condensée dans les cylindres d'admission pendant la période d'introduction, mais étant donné que les expériences étaient surtout destinées à comparer des types de machines dont les différences étaient sans influence sur ces quantités, on peut admettre que tout en les laissant de côté, on a cependant obtenu des résultats d'une exactitude suffisante.

D'ailleurs, dans certains essais, on a mesuré l'eau directement consommée, c'est-à-dire en jaugeant les quantités d'eau contenues dans le tender au commencement et à la fin de l'essai ; il est facile de comparer ces dépenses d'eau aux puissances utiles, puisque la feuille du wagon dynamomètre permet de calculer le travail en kilogrammètres effectué pendant toute la durée de l'essai ; on ne peut pas au contraire la comparer aux puissances indiquées puisque les relevés qui donnent ces dernières ne sont pas continus. Les consommations d'eau déduites des courbes d'indicateur peuvent au contraire être comparées aux puissances utiles et aux puissances indiquées développées au même moment, et de ce fait cette méthode conduit à des conclusions plus complètes.

Ayant donc pour certaines valeurs de l'introduction aux cylindres d'admission, de celle aux cylindres de détente et de la vitesse : les dépenses d'eau, les puissances indiquées, les puissances utiles, les tirages, on peut établir une série de tableaux dans la forme du tableau A de la présente note, page 187 (ce tableau ne porte pas les valeurs du tirage, parce qu'elles ne présentaient pas d'intérêt dans l'essai auquel il se rapporte). De ces premiers tableaux A établis avec les **chiffres bruts** des essais, on en déduit un autre B, page 188 donnant les **chiffres rectifiés**. Les chiffres bruts présentent en effet des irrégularités résultant des erreurs inévitables dans tout essai ; pour faire disparaître ces irrégularités, on trace des courbes continues suivant d'aussi près que possible les lignes discontinues données par les résultats bruts. Par exemple, étant donné que tous les relevés ont été faits à des crans déterminés pour les introductions aux cylindres, on prend toutes les dépenses d'eau correspondant à une même introduction aux cylindres d'admission et à une même introduction aux cylindres de détente, et on les reporte sur une feuille comme ordonnées, en prenant pour abcisses les vitesses ; on trace la courbe se rapprochant autant que possible des points bruts, et ce sont les points de cette courbe qui donnent les chiffres rectifiés. On opère de même en ce qui concerne la puissance utile et la puissance indiquée. De ce tableau B, qui récapitule, après rectification, tous les résultats obtenus, on peut tirer toutes les conclusions que l'on jugera intéressantes. Nous reverrons plus loin, pour certains essais sur lesquels nous nous étendrons plus particulièrement, le parti qu'on a pu tirer de cette méthode générale.

ART. 2. — EXPOSÉ GÉNÉRAL DES ESSAIS

§ 1. — Essais généraux sur la vaporisation (1885-1890).

La Compagnie P.-L.-M. entreprit en 1885 une série d'expériences qui durèrent cinq années et dans lesquelles elle rechercha quelle influence ont sur la puissance développée par une chaudière de locomotive et sur son rendement économique :

la longueur, le nombre et le diamètre des tubes ;

la surface de grille ;

l'addition dans le foyer d'une voûte en briques ou d'un bouilleur Tenbrinck ;

le tirage.

Au cours de ces expériences, elle les étendit aux tubes à ailettes système Serve, que l'inventeur lui présentait.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Ces essais étaient motivés par ce fait qu'on ne se sentait fixé que d'une façon tout à fait insuffisante sur les influences de ces divers éléments, et qu'il était cependant très important de l'être pour pouvoir appliquer aux constructions futures les dispositions et proportions qu'on reconnaîtrait les plus avantageuses, au lieu de rester dans les traditions suivies jusque-là, qui ne représentaient peut-être pas les meilleures solutions.

§ 2. — Autres essais. Types essayés.

A la suite de ces essais généraux, il en fut fait d'autres, qui portèrent sur les divers types de locomotives construites depuis cette époque, et il est bon, avant d'aller plus loin, de définir quels furent ces types et dans quelles conditions ils furent successivement établis.

Locomotives de 1887. — En 1887, la Compagnie prit le parti de construire, tout au moins à titre d'essai, des locomotives compound. Elle arrêta de suite :

qu'elle les timbrerait à 15 kilogrammes;

qu'elle les ferait compound à quatre cylindres, deux recevant directement la vapeur de la chaudière, et deux autres, plus grands, recevant la vapeur des premiers et l'évacuant à l'atmosphère;

que les deux cylindres à haute pression, placés soit à l'intérieur, soit à l'extérieur des longerons, constitueraient une machine actionnant l'un des essieux par deux manivelles calées à angle droit; les deux cylindres à basse pression en constitueraient une autre actionnant un autre essieu;

que les deux essieux moteurs seraient accouplés ensemble;

que les distributions des deux machines seraient conjuguées ensemble et commandées par un seul et unique volant de changement de marche, de façon qu'en agissant sur ce volant pour mettre en avant ou en arrière, à un cran déterminé, l'introduction des cylindres d'admission, le mécanicien mît en même temps au cran le plus avantageux l'introduction des cylindres de détente.

Le but poursuivi en adoptant ce programme général était : de profiter des économies que permettait d'espérer le système compound, en faisant usage des pressions les plus élevées qu'on pût pratiquement adopter sans sortir des épaisseurs de tôle compatibles avec les diamètres de chaudières auxquels on est limité dans les locomotives;

de partager en deux machines la puissance totale de la locomotive qui devait être plus grande que celles adoptées jusque-là, et qui, selon toutes prévisions, ne pouvait que s'accroître au fur et à mesure qu'on étudierait de nouveaux types;

de profiter de ce partage pour diminuer les réactions sur la voie de chaque essieu moteur, et diminuer aussi les actions perturbatrices en marche, en calant les deux machines, l'une par rapport à l'autre, de façon qu'aux valeurs maxima des actions perturbatrices de l'une correspondissent les valeurs minima ou à peu près des actions de l'autre.

La Compagnie P.-L.-M. construisit sur ces données six locomotives appartenant à trois types divers :

1° Deux locomotives à grande vitesse n^{os} C. 1 et C. 2 : deux essieux moteurs accouplés à roues de 2 mètres, deux essieux porteurs, l'un à l'avant, l'autre à l'arrière; surface de grille : 2^{m2},43; surface de chauffe totale : 119^{m2},65 pour la C. 1 (185 tubes de 50 millim.) et 129^{m2},29 pour la C. 2 (224 tubes de 45 millim.); poids total en marche; 53^{t},500 pour la C. 1 et la C. 2;

2° Deux locomotives à marchandises n^{os} 3201 et 3202; quatre essieux accouplés à roues de 1^{m},500 dont deux moteurs; surface de grille : 2^{m2},45; surface de chauffe totale :

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

150m²,19 pour la 3201 (247 tubes de 45 millim.) et 164m²,74 pour la 3202 (307 tubes de 40 millim.); poids total en marche : 56t,740 pour la 3 201 et 56t,900 pour la 3202;

3° Deux locomotives pour lignes à fortes rampes nos 4301 et 4 302 : quatre essieux couplés à roues de 1m,260 dont deux moteurs ; surface de grille : 2m²,21 ; surface de chauffe totale : 159m²,55 pour la 4301 (247 tubes de 50 millim.) ; et 151m²,12 pour la 4302 (210 tubes de 55 millim.) ; poids total en marche : 53t,600 pour la 4301 et 57t,100 pour la 4302.

Dans chacun des deux types, les deux locomotives ne différaient que par le diamètre et le nombre des tubes à fumée qui étaient, du reste, sur ces six locomotives du type ordinaire en fer sans ailettes. Trois de ces locomotives (une de chaque type) figurèrent à l'Exposition universelle de 1889.

Locomotives de 1891. — En 1891, la Compagnie P.-L.-M., prévoyant la construction prochaine de locomotives à grande vitesse, étudia de nouveaux types à grande vitesse établis sur les mêmes données générales comme chaudières que celui de 1887, mais avec tubes à ailettes de 65 millimètres de diamètre extérieur, les essais généraux faits de 1885 à 1890 ayant conclu à la supériorité de ces tubes sur les tubes ordinaires. Dans ces nouveaux types, la disposition générale des machines présentait une différence importante avec celle des C. 1 et C. 2; l'essieu porteur arrière, placé sous le foyer, fut supprimé et l'un des essieux moteurs vint prendre sa place; à l'avant, l'un des types nouveaux reposa sur un bogie à deux essieux, l'autre, sur un simple essieu porteur; enfin, en vue d'accroître autant que possible la stabilité en route, on ne mit plus, comme dans les C. 1-2, les quatre cylindres à l'avant du premier essieu: on disposa deux d'entre eux par le travers même du bogie ou de l'essieu avant, et les deux autres à l'arrière des deux premiers. On construisit deux locomotives (nos C. 11 et C. 12) du premier type (bogie à l'avant) et une locomotive (n° C. 3) du deuxième type (sans bogie à l'avant). Ces types (voir à leur sujet le numéro d'avril 1893 de la *Revue générale des Chemins de fer*) avaient:

	C. 11 et C. 12.	C. 3.
Surface de grille.	2m²,38	2m²,43
Surface totale de chauffe.	148m²,07	148m²,09
Poids total en ordre de marche.	49t,050	46t,120

Une particularité importante: ces trois locomotives avaient reçu à titre d'essai des foyers en acier. Je dirai de suite que cet essai n'a pas donné des résultats satisfaisants, et que depuis, en 1897 pour la locomotive C. 12 et en 1899 pour les locomotives C. 3 et C. 11, on a remplacé ces foyers par des foyers en cuivre, en même temps, d'ailleurs, qu'on appliquait à ces locomotives certains renforcements reconnus nécessaires et qu'on modifiait leurs mouvements de distribution pour les rendre plus accessibles.

Locomotives de 1892 et 1893. — Après la mise en service des locomotives C. 3-11-12, la Compagnie P.-L.-M. entreprit, en 1893, l'étude d'un nouveau type à grande vitesse, déduit de celui des C. 11-12 avec les modifications dont l'expérience de ces dernières avait fait reconnaître l'utilité. Elle construisit sur ce nouveau type, en 1893, quarante locomotives nos C. 21-60 (voir numéro de mars 1896 de la *Revue générale des Chemins de fer*) avec tubes à ailettes de 65 millimètres de diamètre extérieur, et munies à l'avant d'un bogie à deux essieux. Ces locomotives ont 2m²,38 de surface de grille, 148m²,07 de surface totale de chauffe et pèsent 50t,600 en ordre de marche; pour elles on est revenu au foyer en cuivre, en raison des ennuis qu'on avait eus sur les C. 3-11-12 avec les foyers en acier.

D'autre part, en 1892, la Compagnie P.-L.-M. avait mis à l'étude un nouveau type

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

de locomotives à marchandises déduit du type 3201-3202 de 1887, et sur ce nouveau type, dans lequel elle accoupla encore les quatre essieux, elle construisit, en 1892 et 1893, cent cinquante-deux locomotives nos 3211-3362, dans lesquelles la surface de grille est de $2^{m2},45$, la surface totale de chauffe de $154^{m2},74$ et le poids total en ordre de marche de $53^{t},700$.

Transformations de locomotives. — En dehors des constructions nouvelles, la Compagnie P.-L.-M. opéra sur certaines locomotives existantes, dont les types ne se prêtaient plus aux services qu'on leur demandait, des transformations plus ou moins importantes, dont deux sont à citer particulièrement.

Locomotives à grande vitesse. — La Compagnie P.-L.-M. avait construit de 1879 à 1881 deux cent quatre-vingt-dix locomotives à grande vitesse nos 111-400, timbrées à 11 kilogrammes, à deux cylindres, deux essieux accouplés à roues de 2 mètres et deux essieux porteurs l'un à l'avant, l'autre à l'arrière sous le foyer; surface de grille: $2^{m2},32$; surface totale de chauffe: $142^{m2},52$; poids total en ordre de marche: $50^{t},830$. C'est de ce type que fut dérivé en 1887 le premier type compound à grande vitesse C. 1-2. Elle étudia en 1891 la transformation de ces locomotives 111-400 en locomotives à bogie (voir numéro de janvier 1894 de la *Revue générale des Chemins de fer*), en reculant les deux essieux accouplés vers l'arrière de façon à placer l'un d'eux sous le foyer, enlevant les deux essieux porteurs, et faisant reposer l'avant de la locomotive sur un bogie à deux essieux; de plus, elle remplaça dans la transformation les tubes ordinaires par des tubes à ailettes.

Elle fit d'abord la transformation de quatre locomotives, en conservant le foyer sur deux d'entre elles et mettant des tubes à ailettes de même diamètre (50 millim.) que les anciens tubes ordinaires, en remplaçant au contraire le foyer sur les deux autres et mettant des tubes à ailettes de 65 millimètres de diamètre, qui avaient paru plus avantageux d'après les essais antérieurs. Les essais faits sur ces quatre locomotives démontrèrent encore une fois la supériorité des tubes de 65 millimètres; aussi les quatre-vingt-douze locomotives que transforma ensuite, en 1893 et 1894, la Compagnie P.-L.-M. reçurent-elles toutes des tubes de 65 millimètres de diamètre extérieur. Les locomotives nouvelles à bogie furent timbrées à 11 kilogrammes comme les anciennes, et eurent, comme elles aussi, $2^{m2},32$ de surface de grille; leur surface de chauffe fut de $14\ 1^{m2},48$, et elles pesèrent au total $49^{t},800$ en ordre de marche. Ces locomotives transformées conservèrent leurs numéros, qu'on fit seulement précéder de la lettre B; ce furent donc des locomotives B. 111-400. Moyennant une dépense relativement faible (15500 francs en tout par locomotive), on eut des locomotives un peu plus puissantes, grâce aux tubes à ailettes, que les 111-400, et qui, grâce à la présence du bogie à l'avant et au recul à l'aplomb ou vers l'arrière de ce bogie de tous les poids importants, eurent beaucoup plus de stabilité sur la voie et permirent d'aborder de plus grandes vitesses.

Locomotives à marchandises. — La Compagnie P.-L.-M. possédait, en 1881, mille trente-neuf locomotives à marchandises, à trois essieux couplés (roues de $1^{m},300$), dites type 1500, et qui, construites de 1854 à 1880, avaient assuré jusque-là presque tout le service des marchandises. Ayant en 1881 à accroître l'effectif de ses locomotives à marchandises, elle étudia un type plus puissant et en fit construire cent quarante (locomotives nos 3001-3140). Les locomotives 3001-3140 sont montées sur quatre essieux : trois couplés à l'avant, à roues de $1^{m},350$, et un porteur à l'arrière, sous le foyer; timbre : 10 kilogrammes; surface de grille : $2^{m2},29$; surface totale de chauffe : $155^{m2},63$; poids total en ordre de marche : $51^{t},130$. C'est du type 3001-3140 que fut dérivé en 1888 le premier type compound à marchandises 3201-3202. Toutefois, en présence des exigences sans cesse croissantes du trafic, les locomotives 1500 sont devenues de plus en

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

plus insuffisantes pour le service des marchandises, et la Compagnie P.-L.-M. a recherché si elle ne pourrait pas avantageusement éviter la condamnation de ces locomotives en les transformant en locomotives puissantes, qui feraient les grands trains de marchandises comme les font les nouveaux types, et dans des conditions aussi économiques. Cette transformation fut, bien entendu, beaucoup plus importante que celle des 111-400, puisqu'il s'agissait d'augmenter beaucoup la puissance. On se décida à remplacer la chaudière, les cylindres, et à ne conserver que certains essieux, une partie des longerons et tous les accessoires pour obtenir une locomotive compound à quatre cylindres timbrée à 15 kilogrammes, montée sur quatre essieux couplés à roues de $1^{m},350$, et dont un seul, le second, reçut la commande des quatre cylindres groupés ensemble à l'avant de la locomotive (voir numéro de septembre 1898 de la *Revue générale des Chemins de fer*); surface de grille : $2^{m^2},14$; surface de chauffe totale : $202^{m^2},10$; poids total en ordre de marche : 51 tonnes. Bien que cette transformation ait été assez onéreuse (51300 francs, dont 16300 francs passés en augmentation d'inventaire), elle a été avantageuse, comme on le verra plus loin au compte rendu des essais. Depuis 1894, elle a été appliquée ou est en cours d'application à soixante locomotives qui prennent les numéros 4501-4560, et la Compagnie P.-L.-M. compte l'étendre progressivement.

Locomotives de 1898. — Bien qu'il n'ait encore été fait d'essais que sur les locomotives dont il a été question plus haut, je mentionnerai pour mémoire que la Compagnie P.-L.-M. a étudié en 1898 et mis en construction en 1899 deux types nouveaux compound, à quatre cylindres, et timbrés à 15 kilogrammes :

l'un à grande vitesse, semblable au type C. 21-60, mais plus puissant. Surface de grille : $2^{m^2},48$; surface de chauffe totale : $189^{m^2},51$; poids total en ordre de marche : 56000 kilogrammes. Cent vingt locomotives de ce nouveau type, nos C. 61-180, sont en service ou en cours de construction;

l'autre, destiné à faire les grands trains de marchandises ou les trains de voyageurs sur lignes accidentées, est monté sur cinq essieux, dont trois, à roues de $1^{m},65$, sont accouplés ensemble, et les deux autres constituent un bogie portant l'avant de la locomotive; surface de grille : $2^{m^2},48$; surface de chauffe totale : $189,^{m^2}51$; poids total en ordre de marche : 61000 kilogrammes. Deux cent cinquante de ces locomotives, portant les nos 3401 à 3650, sont en service ou en cours de construction.

§ 3. — Résumé des essais faits sur les locomotives.

En dehors des essais généraux sur la vaporisation, la Compagnie fit un certain nombre d'essais visant chacun un but particulier, et qui sont énumérés ci-après.

Remplacement sur une locomotive existante des tubes lisses par des tubes à ailettes. — Il était intéressant de rechercher le parti que l'on pouvait tirer des tubes à ailettes, non seulement pour la construction de machines nouvelles, mais aussi pour l'entretien des locomotives existantes. La Compagnie fit à ce propos des essais sur des locomotives 1500 de 1896 à 1898.

Recherche de la meilleure conjugaison des distributions dans les locomotives compound à quatre cylindres. — Dans les premières locomotives compound qu'elle a construites, la Compagnie P.-L.-M. avait admis que la conjugaison la plus avantageuse des distributions de la machine à haute pression et de la machine à basse pression qui actionnent ses locomotives compound à quatre cylindres, devait être celle pour laquelle les travaux effectués par les cylindres à haute pression sont égaux à ceux effectués par les cylindres à basse pression. Elle s'était donc attachée à réaliser cette condition dans

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

tous les types qu'elle construisit, jusques et y compris les locomotives C. 21-60. A ce moment, et en raison, d'ailleurs, de ce que la Compagnie du Nord, en particulier, appliquait dans des locomotives semblables une manière de voir différente, la Compagnie P.-L.-M. se préoccupa de rechercher par des expériences directes s'il n'y avait pas lieu d'abandonner le principe admis par elle jusque-là. Elle fit ces expériences :

de décembre 1895 à juillet 1896, puis de décembre 1895 à juin 1896, sur une locomotive du type C. 21-60;

d'octobre à novembre 1896 sur une locomotive du type 3211-3362.

Influence de l'échappement sur la puissance. — Après la mise en service des locomotives C. 11-12, la Compagnie a cherché à préciser l'influence de l'échappement sur la puissance, et a fait à ce sujet des expériences qui durèrent d'août 1893 à janvier 1894.

Économies réalisées par les locomotives compound. — La Compagnie P.-L.-M. a profité de l'introduction dans son matériel de nombreuses locomotives compound, pour comparer la dépense de combustible de ces locomotives aux locomotives similaires non compound faisant le même service.

C'est ainsi qu'elle a comparé :

les locomotives 4501-4560 aux locomotives 4001-4159[1] dans des essais faits de 1892 à 1894, puis dans d'autres essais faits de juin à octobre 1896;

les locomotives C. 1 et C. 2 aux locomotives 111-400,
les locomotives 3201 et 3202 aux locomotives 3001-3140,
les locomotives 4301 et 4302 aux locomotives 4001-4159,
} dans des essais faits d'octobre 1892 à septembre 1893.

les locomotives 3211-3362 aux locomotives 3001-3140 dans des essais faits de janvier à mai 1894, puis dans d'autres essais faits de septembre 1894 à février 1895.

Emploi de condenseurs à air sur les locomotives. — En 1895, la Compagnie a fait des expériences en vue de rechercher s'il serait pratique, sur les locomotives, de condenser la vapeur qui s'échappe des cylindres au moyen d'air pris dans l'atmosphère ambiante, et si l'on pourrait ainsi réaliser le bénéfice que donne la condensation dans les machines fixes et dans les machines marines.

ART. 3. — ESSAIS GÉNÉRAUX SUR LA VAPORISATION ET SUR LES TUBES A AILETTES (1885-1890)

La plus grande partie de ces essais ont fait l'objet d'une note très complète publiée dans la livraison d'août 1894 des *Annales des Mines*.

§ 1. — But de l'étude.

On ne peut mieux indiquer le but de ces essais qu'en reproduisant textuellement la partie de cette note qui le définit.

En rendant compte, au Congrès des Chemins de fer de 1889, des premiers résultats de son étude, M. Henry, alors ingénieur en chef du matériel et de la traction à la Compagnie P.-L.-M., en définissait le but primitif de la manière suivante :

« Tout d'abord, nous avons voulu nous rendre compte de l'influence exacte de la longueur des tubes à fumée, tant sur la puissance de production que sur le rendement économique de la

1. Locomotives anciennes, non compound, à deux cylindres et quatre essieux couplés, roues de $1^{m},260$, timbre 10 kilog.; surface de grille $2^{m2},08$, surface de chauffe $199^{m2},30$; poids en ordre de marche 52,480 kilog.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

chaudière. Nous savions bien, d'une façon générale, que, pour un même foyer et un faisceau tubulaire d'un même nombre de tubes de même diamètre, les longs tubes donnaient un rendement économique meilleur, mais paraissaient limiter davantage la puissance de production. L'économie était-elle suffisante pour motiver l'augmentation de poids de la machine et la diminution de la puissance *maxima*? Ne valait-il pas mieux la sacrifier dans beaucoup de cas, celui des machines à grande vitesse, par exemple, pour alléger le moteur et augmenter l'élasticité de sa puissance? Telles sont les questions que nous nous sommes posées tout d'abord et auxquelles nous voulions répondre d'une façon certaine en ne basant notre appréciation que sur des faits d'expérience. »

Mais M. Henry ne s'est pas contenté d'étudier la longueur des tubes conformément à ce programme. Il a répété toutes ses expériences avec différents tirages et avec diverses formes de foyers (foyers ordinaires, foyers avec voûtes en briques ou avec bouilleur Tenbrinck). Il a étudié également l'influence de la surface de grille, du nombre et du diamètre des tubes. En un mot, il a cherché à déterminer, autant que possible, les meilleures conditions d'établissement à adopter pour les différentes parties des chaudières de locomotives et des chaudières analogues, suivant les différents cas qui peuvent se présenter.

Après ses premières expériences sur des chaudières à tubes lisses, il en a entrepris de nouvelles, en 1889, sur des chaudières munies de tubes à ailettes, système Serve, en faisant varier, comme dans le premier cas, la longueur, le nombre et le diamètre des tubes, le type de foyer (voûte en briques ou bouilleur Tenbrinck) et le tirage.

Je ne ferai ici que résumer rapidement cette note de 1894, aussi n'est-ce qu'en la lisant complètement qu'on pourra se rendre compte des difficultés auxquelles ont donné lieu les expériences, et des précautions dont il a fallu s'entourer pour les mener à bien.

§ 2. — Appareils d'essai.

Ces essais ont été faits sur une chaudière du type des locomotives 111-400 (voir p. 192), placée dans un bâtiment spécial couvert et fermé pour éviter les courants d'air, et composée de viroles boulonnées ensemble, de façon qu'il fût possible de l'allonger ou la raccourcir à volonté et d'y expérimenter des tubes de longueur variant de 2 à 7 mètres.

Tirage. — Le tirage était produit par un souffleur à couronne qui permettait de le faire varier dans des limites très étendues, et était mesuré par un manomètre à air libre, à eau, communiquant d'une part dans le cendrier avec l'air avant son entrée dans le combustible, et d'autre part dans la boîte à fumée, avec les gaz de la combustion.

Voûtes et Tenbrinck. — On pouvait expérimenter soit une voûte en briques longue de $1^m,650$, soit une voûte en briques courte de $1^m,212$, soit un Tenbrinck établi d'après les proportions adoptées depuis longtemps par la Compagnie d'Orléans. Avec ces trois dispositifs, on laissait, pendant un certain temps après la charge, rentrer de l'air par l'arrière du foyer par une ouverture régnant sur toute sa largeur, et munie d'un déflecteur et d'un clapet dont l'ouverture pouvait être réglée à volonté.

Alimentation. — L'alimentation était assurée par un injecteur puisant dans des caisses jaugées, et on avait soin de rétablir en fin d'expérience le niveau de l'eau dans la chaudière exactement à la même hauteur qu'au début.

Température des gaz dans la boîte à fumée. — La température des gaz dans la boîte à fumée était mesurée soit avec un thermomètre à mercure ordinaire, soit, lorsqu'elle devenait par trop élevée pour permettre l'emploi de ce thermomètre, avec un pyro-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

mètre Salleron (masse métallique placée dans le courant des gaz et dont on détermine la température en la plongeant dans un calorimètre et mesurant l'élévation de la température de l'eau de ce calorimètre).

En plus du thermomètre à mercure et du pyromètre qui donnaient la valeur absolue de la température dans la boîte à fumée, on avait installé un thermomètre à air qui ne donnait pas la valeur absolue de la température (il n'a jamais été possible de le faire assez étanche pour cela), mais en enregistrait les variations. Cet appareil a rendu les plus grands services pour la conduite de la chauffe, dont il devint le véritable régulateur. L'air contenu dans ce thermomètre agissait sur un manomètre à mercure à air libre, et un flotteur placé sur la colonne de mercure indiquait par ses déplacements les variations de volume de l'air, c'est-à-dire les variations de température : ces indications étaient enregistrées par un crayon lié au flotteur sur un papier qui se déroulait devant lui, et, de plus, on avait disposé un petit mécanisme particulier qui faisait tinter une sonnerie électrique aussitôt et tant que la température baissait.

Composition des gaz dans la boîte à fumée. — Des précautions spéciales avaient dû être prises pour éviter les rentrées d'air directes dans la boîte à fumée et être certain que les prises d'essai ne contenaient bien que des gaz provenant des tubes. Les prises de gaz étaient faites dans un renflement de la cheminée muni de chicanes qui mélangeaient les gaz avant qu'ils fussent arrivés dans la région où on faisait ces prises. On faisait les analyses, soit au laboratoire de chimie, au moyen de l'eudiomètre de Regnault, soit dans la salle des essais, au moyen de l'appareil Orsat. A l'eudiomètre Regnault, on analysait après chaque expérience (d'une durée d'environ trois heures) un échantillon pris dans une poche en caoutchouc qui, automatiquement et graduellement pendant toute la durée de l'expérience, avait aspiré des gaz de la boîte à fumée : on avait donc ainsi une analyse très exacte d'un échantillon moyen des gaz évacués par la cheminée pendant toute la durée de l'expérience. A l'appareil Orsat on faisait, au cours même de chaque expérience, autant d'analyses qu'il était utile d'en faire pour se renseigner sur la marche de l'expérience. Ce n'étaient là que des indications pour la conduite des essais, et seuls les chiffres relevés à l'eudiomètre ont été conservés comme représentant la composition des gaz pendant une expérience.

Eau entraînée par la vapeur. — On a mesuré au moyen d'un calorimètre l'eau entraînée par la vapeur. A cet effet on avait disposé, sur la conduite qui évacuait à l'atmosphère la vapeur produite par la chaudière, une petite prise de 12 millimètres de diamètre intérieur, et on envoyait la vapeur ainsi détournée dans un petit condenseur par surface où on la condensait complètement. Pendant l'expérience de trois heures, on relevait tous les quarts d'heure :

La température de la vapeur avant son entrée au condenseur;

La température de l'eau de circulation avant son entrée au condenseur;

La température de l'eau de circulation à sa sortie du condenseur;

La température de l'eau de condensation.

D'autre part on jaugeait les quantités d'eau de condensation et d'eau de circulation recueillies pendant toute la durée de l'expérience.

Il est facile de voir qu'avec ces éléments on pouvait calculer la proportion d'eau entraînée par la vapeur.

Analyse du combustible. — Comme combustible on avait adopté les briquettes de Mariemont, qui ont une composition et un pouvoir calorifique très constants et des cendres peu abondantes (4 p. 100 environ par rapport au combustible sec) et très peu fusibles. Cette dernière qualité était indispensable pour qu'on pût faire avec de forts tirages des essais d'une assez grande durée sans engorger la grille au cours de l'essai. A chaque expérience on déterminait la teneur en eau et la teneur en cendres du char-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

bon brûlé dans l'essai. D'autre part, on réunissait ensemble les échantillons prélevés sur une vingtaine d'expériences consécutives et, sur l'échantillon moyen qui en résultait, on faisait l'analyse élémentaire par la méthode usuelle, et on déterminait le pouvoir calorifique en employant la méthode basée sur la combustion de l'échantillon dans l'oxygène et l'emploi du calorimètre. Toutes ces analyses ont conduit à très peu près à un pouvoir calorifique de :

8 420 calories pour le combustible sec et privé de cendres,
7 890 — — brut.

§ 3. — Marche des expériences.

Dès le début des essais, on s'est heurté à une très grosse difficulté : celle de conduire le feu dans tous les essais de telle façon que ces essais fussent comparables les uns aux autres. On reconnut de suite que, s'il est facile de prendre pour consigne de conduire toujours le feu de la même façon et comme on le fait en pratique, cela ne suffit pas du tout à donner la régularité indispensable dans des essais comme ceux que l'on faisait, et qu'il est indispensable de trouver et d'adopter des règles précises et contrôlables. Ici je citerai textuellement la partie de la brochure de 1894 qui indique les règles suivies et le rôle tout à fait important qu'a joué le thermomètre à air comme régulateur de la chauffe.

Pour brûler le combustible dans des conditions toujours comparables, on a d'abord essayé de charger le feu comme le font les mécaniciens dans la pratique, en se basant sur l'aspect du feu. On a fait un certain nombre d'essais semblables dans ces conditions et l'on a obtenu des chiffres de vaporisation assez différents entre eux, tandis qu'ils auraient dû être constants. Après divers essais, on s'est arrêté à la marche suivante et l'on a obtenu alors des vaporisations bien constantes, en opérant plusieurs fois dans les mêmes conditions.

On a eu soin, dans toutes les expériences, de casser la briquette après l'avoir pesée, et de l'employer en morceaux de grosseur constante de 500 à 700 grammes, en y joignant le déchet du cassage.

Il restait ensuite deux éléments à déterminer : la quantité de combustible à charger chaque fois et la durée de l'intervalle des chargements.

Avant de commencer chaque essai, on amenait la chaudière au régime auquel elle devait rester pendant les essais. On n'avait donc à s'occuper que de la manière de régler la conduite du feu dans un régime permanent bien établi.

Cela posé, on a cherché, par des essais spéciaux, quelle était la hauteur de combustible sur la grille qu'il fallait adopter pour avoir la meilleure combustion pour un tirage déterminé; on faisait chaque fois l'analyse des gaz par un essai rapide avec l'appareil Orsat, de sorte qu'il était facile de voir chaque fois si les conditions de la combustion étaient plus ou moins parfaites. On a conclu de ces essais spéciaux les règles suivantes pour la conduite du feu :

1re RÈGLE. — Après avoir déterminé par ces essais la hauteur de combustible la plus convenable, étant données la grosseur du combustible et l'importance du tirage, on chargeait chaque fois une quantité de combustible suffisante pour amener la couche de combustible sur la grille à la hauteur fixée.

Il va de soi que cette épaisseur la plus convenable de la couche de combustible varierait dans des limites très étendues si l'on faisait varier la grosseur du combustible; mais nous avons dit que l'on opérait toujours avec de la briquette uniforme, cassée en morceaux de grosseur constante; il en résulte qu'il n'y avait qu'une seule épaisseur de combustible à déterminer pour chaque essai.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Cela posé, il fallait fixer une règle pour déterminer la durée de l'intervalle des chargements. A cet effet, on s'est servi des indications du thermomètre à air qui a été décrit ci-dessus. Nous avons vu que cet appareil a été écarté comme instrument de mesure de valeur absolue de la température dans la boîte à fumée, mais qu'il permettait de donner et d'enregistrer fidèlement les variations de cette température. Or, après quelques essais, on a trouvé qu'après chaque chargement de combustible, la température commençait par décroître, puis qu'elle croissait, restait assez longtemps à un *maximum*, puis décroissait assez rapidement. En se basant sur cette observation, on a adopté la règle suivante :

2e RÈGLE. — On choisissait pour recharger le combustible le moment où la température, après avoir atteint un *maximum*, commençait à décroître si peu que ce fût.

L'appareil enregistreur de la température avait été muni, comme il a été dit précédemment, d'un avertisseur électrique; cet avertisseur était disposé, comme on l'a vu, pour sonner quand la température baissait et pour ne pas fonctionner quand elle montait; cette deuxième règle était alors on ne peut plus facile à appliquer pratiquement, puisqu'on n'avait qu'à recharger quand la sonnerie commençait à fonctionner, après avoir été silencieuse pendant que la température montait ou restait au *maximum*.

Telles sont les deux règles précises qui ont servi à conduire le feu dans toutes les expériences. En les appliquant à des expériences répétées dans des conditions identiques, on a obtenu les mêmes résultats; on était donc certain d'opérer toujours dans les mêmes conditions de combustion et d'avoir une série d'expériences rigoureusement comparables.

On pouvait se demander si ces deux règles, tout en donnant des résultats bien comparables, correspondaient bien aux meilleures conditions pratiques. Pour s'en rendre compte, on a comparé les expériences ainsi faites avec d'autres, dans lesquelles on a opéré autrement, en rechargeant, par exemple, avant ou après le tintement de la sonnerie. On a ainsi trouvé que la marche adoptée correspondait aux meilleurs résultats, au double point de vue du maximum de vaporisation totale et du maximum de vaporisation par kilogramme de combustible; par conséquent, cette marche était bien celle qui correspondait aux meilleures conditions de la pratique.

Chaque expérience, après l'allumage et la mise en train, était commencée à un tintement de la sonnerie, et terminée, après une durée convenable, à un autre tintement de sonnerie; le niveau d'eau était toujours maintenu constant.

§ 4. — **Calculs.**

Au moyen des relevés faits au cours de chaque expérience, on avait :

P, le nombre de kilogrammes de combustible brut consommé par heure;

E, le nombre de kilogrammes d'eau fournie à la chaudière par heure;

S, le nombre de kilogrammes d'escarbilles recueillies par heure (sous la grille, dans la boîte à fumée, dans les tubes et à la sortie de la cheminée);

P', le nombre de kilogrammes de charbon brut consommé par heure et par mètre carré de surface de grille;

T, la température moyenne des gaz sortant de la boîte à fumée;

la température moyenne ambiante;

la température moyenne de l'eau d'alimentation;

la température moyenne de la vapeur à la pression de l'expérience;

X, le nombre de kilogrammes d'eau entraînée par la vapeur pour 100 kilogrammes d'eau fournie à la chaudière;

le pouvoir calorifique et la composition élémentaire de 1 kilogramme de combustibles sec et privé de cendres provenant du combustible employé;

le nombre de kilogrammes de carbone contenu dans 1 kilogramme d'escarbilles;

le nombre de kilogrammes d'eau contenue dans 1 kilogramme de combustible brut;

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

le nombre de kilogrammes de cendres contenues dans 1 kilogramme de combustible sec;

la composition des gaz de la combustion.

De ces donnnées on peut déduire par le calcul :

C, le pouvoir calorifique du combustible employé, tel qu'il est, avec ses cendres et son eau;

C_1, le nombre de calories réellement dégagées par la combustion de 1 kilogramme de combustible brut, telle qu'elle s'est effectuée dans l'essai.

C_2, le nombre de calories emmagasinées dans la vapeur sèche produite par 1 kilogramme de combustible brut;

C'_2 le nombre de calories emmagasinées dans l'eau entraînée correspondant à 1 kilogramme de combustible brut brûlé;

C_3, le nombre de calories emportées par les gaz s'échappant de la cheminée et correspondant à 1 kilogramme de combustible brut brûlé;

V, le nombre de mètres cubes d'air (à 0° et 760 millim.) fourni à la combustion par kilogramme de combustible brut brûlé.

Les valeurs de P, E et T déduites par le calcul des chiffres bruts résultant des essais, ont été d'ailleurs, avant tout, rectifiées au moyen de courbes. Si l'on considère, par exemple, toutes les valeurs de P correspondant à un même foyer, à un même tirage, et que, prenant pour abscisses les longueurs des tubes, on porte en ordonnées les valeurs de P, il est bien évident que l'on doit avoir, en joignant les points ainsi obtenus, une courbe continue. En réalité, il n'en est pas ainsi avec les points bruts résultant des essais, mais si ces points se présentent de telle façon qu'on puisse tracer une courbe continue qui se rapproche beaucoup de tous les points bruts, on est en droit de penser que les points réels et que l'on aurait dû obtenir si les expériences avaient été parfaites sont les points de la courbe ainsi tracée. La note de 1894 donne en annexes les courbes rectificatives tracées au travers des points bruts, et il est facile de constater, en se reportant à ces courbes, que les expériences ont été aussi concordantes qu'on peut le demander en pratique.

Quant aux autres éléments, ils ne se prêtaient pas, de par leur nature même, à des rectifications de ce genre et on a, soit conservé leurs valeurs brutes, soit pris des moyennes de ces valeurs brutes pour certains groupes d'expériences pour lesquelles cela paraissait légitime.

Dans tous les essais, on a trouvé pour X des valeurs oscillant autour de 0, et on peut admettre que dans ces essais faits dans un atelier, avec une chauffe et une dépense de vapeur absolument régulières, et avec nos appareils habituels placés dans le dôme pour prévenir les entraînements d'eau, il n'y a pas d'eau entraînée par la vapeur.

Dans ces conditions :

P représente l'activité de la combustion;

E représente la puissance de la chaudière;

$\frac{E}{P}$ représente le rendement économique de la chaudière.

Il est bon d'ajouter que $\frac{E}{P}$ ne représente pas exactement le rendement économique de la chaudière; il ne le représenterait exactement qu'autant que, dans tous les essais, le charbon, la pression de la vapeur, et la température de l'eau d'alimentation auraient été rigoureusement les mêmes. En réalité, il en a été à très peu près ainsi, et $\frac{E}{P}$ représente d'une façon suffisamment exacte le rendement économique de la chaudière.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

On a du reste dans les quantités C, C_1, C_2 (j'ai dit plus haut qu'on peut considérer C'_2 comme égal à 0 dans tous nos essais) et C le moyen de calculer exactement ce rendement et de voir où a passé la chaleur fournie par le combustible.

$$100\,\frac{C_1}{C}$$

représente, en effet, le coefficient économique de la chaudière considérée comme appareil de combustion;

$$100\,\frac{C_2}{C_1}$$

représente le coefficient économique de la chaudière considérée comme appareil d'échange de chaleur;

$$100\,\frac{C_3}{C_1}$$

représente la proportion de chaleur entraînée par les gaz de la combustion;

$$100\,\frac{C_1 - (C_2 + C_3)}{C_1}$$

représente la proportion de chaleur perdue par conductibilité et rayonnement.

On a calculé ces divers rapports.

On a aussi calculé le rapport :

$$100\,\frac{CO}{CO + CO^2}$$

dans lequel CO et CO^2 représentent les volumes relatifs d'oxyde de carbone et d'acide carbonique produits par la combustion, et qui mesure, à un coefficient constant près, la perte relative de chaleur due à l'imperfection de la combustion, rapport que nous appellerons degré d'imperfection de la combustion.

§ 5. — **Résultats obtenus.**

Tubes lisses en laiton et grille entière. — Les essais avec tubes lisses en laiton ont porté sur les trois tirages de 25 millimètres, 45 millimètres et 75 millimètres. Dans ces limites on a trouvé que, toutes choses égales d'ailleurs :

L'activité de la combustion P est diminuée par la présence de voûtes ou du Tenbrinck; elle augmente quand la longueur des tubes diminue (de 15 p. 100 en moyenne quand on passe des tubes de 5 mètres aux tubes de 3 mètres); elle croît rapidement avec le tirage (elle diminue de 25 p. 100 à 31 p. 100 quand le tirage passe de 45 millimètres à 25 millimètres et augmente de 27 p. 100 à 33 p. 100 quand le tirage passe de 45 millimètres à 75 millimètres);

La puissance E est toujours diminuée par la présence de la voûte longue, diminuée avec les tubes longs et augmentée avec les tubes courts par la présence de la voûte courte ou du Tenbrinck; elle augmente d'abord quand on raccourcit les tubes en partant de 7 mètres, atteint un maximum pour les tubes de 4 mètres à $4^m,50$, et diminue ensuite quand on les raccourcit davantage; elle croît rapidement, mais moins vite que P avec

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

le tirage (elle diminue de 23 p. 100 à 31 p. 100 quand le tirage passe de 45 millimètres à 25 millimètres, et augmente de 23 p. 100 à 29 p. 100 quand le tirage passe de 35 à 75 millimètres);

Le rendement économique $\frac{E}{P}$ est augmenté par la présence de voûtes ou du Tenbrinck (de 6 p. 100 par la voûte courte et de 8 p. 100 par la voûte longue et le Tenbrinck pour des longueurs de tubes moyennes et pour le tirage moyen de 45 millimètres); il décroît constamment quand on raccourcit les tubes (de 16 p. 100 en moyenne quand on passe des tubes de 5 mètres aux tubes de 3 mètres), et d'autant plus vite que ces tubes sont plus courts; il diminue constamment quand le tirage augmente (il augmente de 1 p. 100 à 4 p. 100 quand le tirage passe de 45 millimètres à 25 millimètres, et diminue de 2 à 6 p. 100 quand le tirage passe de 45 millimètres à 75 millimètres).

(Les variations inverses de l'activité de la combustion P et du rendement économique $\frac{E}{P}$ quand on diminue la longueur des tubes, expliquent le maximum de la puissance E pour une longueur moyenne de tubes);

La quantité relative d'escarbilles produites est beaucoup diminuée par la présence des voûtes ou du Tenbrinck, ne paraît pas influencée par la longueur des tubes, croît avec le tirage et à peu près proportionnellement à son intensité;

Le degré d'imperfection de la combustion est diminué (c'est-à-dire que la combustion est rendue plus parfaite) par la présence de voûtes ou de Tenbrinck, de 30 p. 100 à 40 p. 100 (cette influence est d'autant plus marquée que le tirage est plus fort); il ne paraît pas lié à la longueur des tubes, augmente en même temps que le tirage avec le foyer sans voûtes ni Tenbrinck, ne dépend plus du tirage et est d'environ 8 p. 100 en moyenne quand le foyer est muni de voûtes ou de Tenbrinck;

Le volume d'air par kilogramme de combustible brûlé est un peu diminué par la présence de voûtes ou de Tenbrinck, ne paraît pas lié à la longueur des tubes, diminue quand le tirage augmente; il a varié dans les essais de $8^{m3},8$ à $10^{m3},1$, alors que le chiffre correspondant à la combustion théoriquement parfaite du combustible était de $8^{m3},49$;

La température des gaz dans la boîte à fumée est diminuée par la présence de voûtes ou du Tenbrinck; elle augmente constamment quand on raccourcit les tubes (de 40 p. 100 à 50 p. 100 quand on passe des tubes de 5 mètres aux tubes de 3 mètres), et augmente constamment avec le tirage (de 20 p. 100 en moyenne quand le tirage passe de 25 millimètres à 75 millimètres);

Le coefficient économique comme appareil de combustion $100\,\frac{C_1}{C}$ est amélioré de 3 p. 100 à 4 p. 100 par la présence de voûtes ou du Tenbrinck, ne paraît pas lié à la longueur des tubes, diminue très légèrement quand le tirage augmente (ce coefficient a varié de 90 p. 100 à 95 p. 100 dans les expériences);

Le coefficient économique comme appareil d'échange de chaleur $100\,\frac{C_2}{C_1}$ est augmenté par la présence de voûtes ou du Tenbrinck (de 4 p. 100 à 5 p. 100 pour les tirages moyens et pour les tubes de 4 mètres à $4^m,50$); il décroît rapidement quand on raccourcit les tubes (de 15 p. 100 à 18 p. 100 quand on passe des tubes de 5 mètres aux tubes de 3 mètres), diminue (et d'autant plus que les tubes sont plus courts) quand le tirage augmente (ce rapport a atteint 90 p. 100 avec foyer ordinaire sans voûte ni Tenbrinck, tirage de 25 millimètres et tubes de 7 mètres, et est descendu à 65 p. 100 avec le même foyer, tirage de 45 millimètres et tubes de 3 mètres);

La proportion de chaleur entraînée par les gaz de la combustion $100\,\frac{C_3}{C_1}$ est diminuée

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

par la présence des voûte s ou du Tenbrinck; elle augmente quand on raccourcit les tubes (de 44 p. 100 à 52 p. 100 quand on passe des tubes de 5 mètres aux tubes de 3 mètres); elle augmente sensiblement avec le tirage (ce rapport a varié dans les essais de 8,5 p. 100 avec voûte longue, tubes de 7 mètres et tirage de 25 millimètres, à 19,6 p. 100 avec foyer sans voûte ni Tenbrinck, tubes de 3 mètres et tirage de 75 millimètres);

La proportion de chaleur perdue par conductibilité et rayonnement

$$100\,\frac{C_1 - (C_2 + C_3)}{C_1}$$

est généralement diminuée par la présence de voûtes ou de Tenbrinck, augmente quand on raccourcit les tubes, augmente avec le tirage (ce rapport a varié dans les essais de 1 p. 100 avec foyer sans voûte ni Tenbrinck, tubes de 7 mètres et tirage de 25 millimètres à 15,4 p. 100 avec même foyer, tubes de 3 mètres et tirage de 75 millimètres).

Tubes lisses en laiton et grilles réduites. — Les expériences dont les résultats viennent d'être relatés ont toutes été faites avec la grille de foyer chargée tout entière de combustible; elles ont été répétées en annulant sur l'avant de la grille soit le quart, soit la moitié de cette grille au moyen de briques réfractaires et ne chargeant de combustible que la partie restante. Il résulte de ces expériences que la quantité de combustible brûlée par heure P décroît en moyenne de :

9,25 p. 100	environ	lorsqu'on réduit la grille d'un quart,				Que le foyer contienne ou non une voûte ou un Tenbrinck et quelle que soit la longueur des tubes.
32 —	avec le tirage de	25	millim.	lorsqu'on réduit la grille de moitié.		
27,5 —	—	45	—			
25 —	—	75	—			

La quantité de combustible brûlée par heure et par mètre carré de surface de grille augmente de :

21 p. 100	environ,	lorsqu'on réduit la grille d'un quart,				Que le foyer contienne ou non une voûte ou un Tenbrinck et quelle que soit la longueur des tubes.
36 —	avec le tirage de	25	millim.	lorsqu'on réduit la grille de moitié.		
45 —	—	45	—			
50 —	—	75	—			

En second lieu, il résulte de ces expériences que la puissance de production de vapeur E est diminuée par les réductions de grille à peu près dans les mêmes proportions que P.

Tubes lisses en laiton en nombre réduit et grille entière. — On a fait quelques essais complémentaires pour se rendre compte de l'influence du nombre de tubes dans une chaudière dont tous les éléments par ailleurs restent les mêmes; ces essais ont été faits avec des tubes de 4 mètres de longueur, un foyer ordinaire et une voûte courte, aux tirage de 45 et de 75 millimètres, après avoir tamponné 5, 10 et 15 p. 100 du nombre des tubes, les tubes tamponnés étant uniformément répartis dans le faisceau tubulaire.

Ces expériences ont montré que le combustible brûlé et l'eau vaporisée diminuent nettement au fur et à mesure que le nombre des tubes diminue, mais dans une proportion un peu moindre. L'eau vaporisée par kilogramme de combustible brûlé reste sensiblement la même pour le foyer ordinaire, et paraît augmenter un peu avec la voûte courte. Les autres éléments ne présentent pas de variations bien importantes.

Somme toute, pour un même foyer et un même tirage, la suppression d'une fraction du faisceau tubulaire ne change pas beaucoup le rendement économique de la chaudière,

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

mais diminue sa puissance dans une proportion un peu plus faible que celle des tubes supprimés.

Essais sur les locomotives construites en 1888 (tubes lisses en fer). — A la suite des essais dont il vient d'être rendu compte, la Compagnie P.-L.-M. construisit en 1888 les six locomotives compound nos C. 1 et C. 2, 3201 et 3202, 4301 et 4302 (voir p. 190). Conformément aux résultats de ces essais et aux conclusions qu'elle en tira et qui sont données plus loin (p. 207), elle munit leurs foyers de voûtes en briques courtes, et elle adopta des longueurs de tubes de :

4m,035	pour les locomotives	C. 1 et C. 2
4m,350	—	3201 et 3202
4m,150	—	4301 et 4302

En vue de déterminer quels étaient les diamètres de tubes les plus avantageux, point sur lequel les expériences faites jusque-là n'avaient pas porté, elle munit de tubes de diamètres différents les deux locomotives d'un même type, de manière à pouvoir comparer entre eux les tubes de 40, 45, 50 et 55 millimètres (voir p. 190 et 191).

Ces six locomotives après avoir fait un certain temps de service, pendant lequel elles avaient effectué des parcours variant de l'une à l'autre et compris entre 38 000 et 93 000 kilomètres, furent reprises successivement : on les fit entrer à l'atelier dans lequel avaient été faites les expériences précédentes, et là, en suivant exactement les mêmes procédés avec les mêmes appareils, on leur fit subir des essais tout à fait semblables, mais avec des tirages de 25, 45, 75 et 120 millimètres. Les résultats de ces essais peuvent se résumer comme suit.

Pour vaporiser une quantité d'eau E déterminée par heure :

La chaudière C. 1 (tubes de 50 millimètres) n'exige qu'un tirage inférieur de 7 à 10 p. 100 suivant la valeur de E) à celui qu'exige la chaudière C. 2 (tubes de 45 millimètres) et donne le même rendement économique que la C. 2;

La chaudière 3201 (tubes de 45 millimètres) n'exige qu'un tirage inférieur (de 12 à 15 p. 100 suivant la valeur de E) à celui qu'exige la chaudière 3202 (tubes de 40 millimètres) et son rendement économique n'est inférieur que de 1 p. 100 à 3 p. 100 (suivant la valeur de E) à celui de la 3202;

La chaudière 4302 (tubes de 55 millimètres) n'exige qu'un tirage inférieur (de 10 à 24 p. 100 suivant la valeur de E) à celui qu'exige la 4301 (tubes de 50 millimètres), et son rendement économique n'est inférieur que de 0 à 5 p. 100 (suivant la valeur de E) à celui de la 4301.

Chacune de ces trois comparaisons conduit à préférer pour les tubes le diamètre le plus fort.

Tubes en laiton à ailettes. — Les tubes à ailettes système Serve sont basés sur ce principe que la transmission de la chaleur se faisant beaucoup plus difficilement des gaz au métal du tube que du métal à l'eau, il faut chercher à augmenter le plus possible la surface du tube en contact avec les gaz. Ces tubes furent d'abord fabriqués en laiton, et c'est sur des tubes ainsi construits que portèrent les expériences générales faites à l'atelier, d'après un programme analogue à celui qui avait été suivi pour les tubes lisses; plus tard on réussit à les faire en acier doux, et ce sont des tubes ainsi fabriqués qui furent employés dans la construction ou la transformation des locomotives à partir de 1891.

Les premiers essais faits sur des tubes à ailettes furent effectués en 1889 sur des locomotives du type 1500, en relevant en route la consommation de combustible et la comparant au tonnage remorqué dans des expériences méthodiques avec permutation

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

de mécaniciens conduites comme cela a été indiqué page 184. On reconnut ainsi qu'en comparant ensemble trois locomotives munies :

la première de tubes à ailettes en laiton,
la deuxième de tubes lisses en laiton,
la troisième de tubes lisses en fer,

} de $4^m,252$ de longueur et de 50 millimètres de diamètre extérieur, en même nombre sur les trois locomotives;

la première réalisait, au point de vue de la dépense de combustible par tonne kilométrique remorquée, une économie de 4,3 p. 100 sur la deuxième et de 7,3 p. 100 sur la troisième. L'emploi des tubes à ailettes nécessitait un serrage plus fort de l'échappement, mais ne présentait aucune difficulté de nettoyage du moment où on remplaçait le ramonage ordinaire à la brosse par le ramonage à la vapeur. Ces premiers résultats décidèrent la Compagnie à entreprendre à l'atelier, sur les tubes à ailettes, des essais absolument semblables à ceux faits antérieurement sur les tubes lisses.

Ces essais furent faits sur la même chaudière qui avait servi aux essais de tubes lisses et avec les mêmes appareils et mêmes méthodes. Dans une première série d'essais, cette chaudière était munie de cent quatre-vingt-cinq tubes de 50 millimètres de diamètre extérieur et les longueurs des tubes varièrent de 2 mètres à $3^m,50$; dans une deuxième série, elle avait cent treize tubes de 65 millimètres, dont les longueurs varièrent de $2^m,50$ à 4 mètres. On n'expérimenta que le foyer avec voûte courte et le foyer avec Tenbrinck, dont l'avantage avait été établi par les précédentes expériences; par contre, on essaya cinq tirages : 25, 45, 75, 100 et 120 millimètres.

Les résultats obtenus furent les suivants :

L'activité de la combustion P est à peu près la même avec la voûte qu'avec le Tenbrinck; elle croît quand la longueur des tubes diminue (de 15 p. 100 à 20 p. 100 avec les tubes de 50 millimètres lorsque la longueur passe de $3^m,50$ à 2 mètres; de 7 p. 100 ou de 12 p. 100 suivant que le tirage est de 25 millimètres ou 120 millimètres, avec les tubes de 65 millimètres lorsque la longueur passe de 4 mètres à $2^m,50$); elle croît rapidement avec le tirage (de 100 p. 100 lorsque le tirage passe de 25 millimètres à 100 millimètres); elle est plus forte (de 19 p. 100 à 21 p. 100 avec tubes de $2^m,50$ et voûte, et de 25 p. 100 à 31 p. 100 avec tubes de $3^m,50$ et voûte) lorsqu'on emploie des tubes de 65 millimètres que lorsqu'on emploie des tubes de 50 millimètres;

La puissance E est généralement un peu plus forte avec le Tenbrinck qu'avec la voûte; elle commence par augmenter lorsqu'on diminue la longueur des tubes pour diminuer ensuite, en passant par un maximum pour la longueur de 2 mètres à $2^m,50$ s'il s'agit de tubes de 50 millimètres et de 3 mètres s'il s'agit de tubes de 65 millimètres; elle augmente (mais un peu moins que P) avec le tirage; elle est plus grande avec les tubes de 65 millimètres qu'avec les tubes de 50 millimètres;

Le rendement économique $\frac{E}{P}$ est plus grand avec le Tenbrinck qu'avec la voûte; il diminue quand on raccourcit les tubes (de 6 p. 100 à 8 p. 100 avec les tubes de 50 millimètres quand leur longueur passe de $3^m,50$ à 2 mètres, de 10 p. 100 à 14 p. 100 avec la voûte et les tubes de 65 millimètres lorsque leur longueur passe de 4 mètres à $2^m,50$); il diminue quand le tirage augmente (de 2 p. 100 ou 4 p. 100 avec les tubes de 50 millimètres, suivant que leur longueur est de $3^m,50$ ou 2 mètres, lorsque le tirage passe de 25 millimètres à 120 millimètres; de 6 p. 100[1] à 8 p. 100[2] ou de 10 p. 100[1] à 13 p. 100[2] avec les tubes de 65 millimètres, suivant que la longueur est de 4 mètres ou $2^m,50$ lorsque le tirage passe de 25 millimètres à 120 millimètres;

La quantité relative d'escarbilles produites est la même avec le Tenbrinck qu'avec

1. Tenbrinck.
2. Voûte.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

la voûte, ne dépend pas de la longueur des tubes, augmente beaucoup avec le tirage ;

Le degré d'imperfection de la combustion est à très peu près le même avec le Tenbrinck qu'avec la voûte, ne dépend pas de la longueur des tubes, ni du tirage, est à peu près le même à égalité de tirage que pour les tubes lisses ;

Le volume d'air par kilogramme de combustible brûlé est le même avec le Tenbrinck qu'avec la voûte et varie fort peu avec la longueur des tubes et le tirage ; il a varié dans les essais de 8 mètres cubes à $8^{m3},5$ pour les tubes de 65 millimètres et de $8^{m3},9$ à $10^{m3},1$ pour les tubes de 50 millimètres (le chiffre de combustion théorique parfaite serait de $8^{m3},514$) ;

La température des gaz dans la boîte à fumée est un peu plus faible avec le Tenbrinck qu'avec la voûte ; elle augmente constamment quand on raccourcit les tubes (de 50 p. 100 à 70 p. 100 avec les tubes de 50 millimètres quand leur longueur passe de $3^{m},50$ à 2 mètres ; de 38 p. 100 à 48 p. 100 pour les tubes de 65 millimètres quand leur longueur passe de 4 mètres à $2^{m},50$) ; elle augmente toujours avec le tirage (de 13 p. 100 à 27 p. 100 pour les tubes de 50 millimètres et 22 à 25 p. 100 pour les tubes de 65 millimètres quand le tirage passe de 25 à 120 millimètres ;

Le coefficient économique comme appareil de combustion $100\,\frac{C_1}{C}$ est le même avec le Tenbrinck qu'avec la voûte, ne dépend pas de la longueur des tubes, et diminue légèrement quand le tirage augmente (ce rapport a varié de 89,5 p. 100 à 95 p. 100 dans les expériences) ;

Le coefficient économique comme appareil d'échange de chaleur $100\,\frac{C_2}{C_1}$ est un peu plus fort avec le Tenbrinck qu'avec la voûte ; il décroît rapidement (d'autant plus que les tubes sont plus courts) quand on raccourcit les tubes, et diminue aussi quand le tirage augmente (ce rapport a atteint 87 p. 100 avec la voûte et les tubes de 50 millimètres et de $3^{m},500$, et il est descendu à 69 p. 100 avec la voûte et les tubes de 65 millimètres et $2^{m},500$ et le tirage de 120 millimètres).

La proportion de chaleur entraînée par les gaz de la combustion $100\,\frac{C_3}{C_1}$ est plus grande avec la voûte qu'avec le Tenbrinck ; elle augmente constamment quand on raccourcit les tubes (de 58 p. 100 avec voûte, tirage de 75 millimètres et les tubes de 50 millimètres quand leur longueur passe de $3^{m},50$ à 2 mètres, de 38 p. 100 avec les tubes de 65 millimètres quand leur longueur passe de 4 mètres à $2^{m},50$) ; elle augmente avec le tirage (de 30 p. 100 à 40 p. 100 quand le tirage passe de 25 millimètres à 120 millimètres). Ce rapport a varié de 7,3 p. 100 avec voûte, tubes de 50 millimètres et $3^{m},500$, et tirage de 25 millimètres à 15,8 p. 100 avec voûte, tubes de 65 millimètres et $2^{m},500$, et tirage de 120 millimètres ;

La proportion de chaleur perdue par conductibilité et rayonnement $100\,\frac{C_1 - (C_2 + C_3)}{C_1}$ est plus grande avec la voûte qu'avec le Tenbrinck ; elle varie peu avec la longueur des tubes lorsque leur diamètre est de 50 millimètres, et augmente sensiblement avec les tubes de 65 millimètres lorsque leur longueur diminue ; elle varie peu avec le tirage. Ce rapport a atteint dans les essais un maximum de 15,2 p. 100 avec la voûte, les tubes de 65 millimètres et $2^{m},500$ et le tirage de 120 millimètres.

Comparaison des tubes à ailettes et des tubes lisses. — Comparons les résultats obtenus avec les tubes à ailettes à ceux qu'on avait obtenus avec les tubes lisses, nous ferons cette comparaison de la façon suivante :

a) En comparant *à égalité de tirage* les tubes ayant la longueur qui donne pour chaque espèce le maximum de puissance (4 mètres pour les tubes lisses de 50 milli-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

mètres, $2^m,50$ pour les tubes à ailettes de 50 millimètres, 3 mètres pour les tubes à ailettes de 65 millimètres);

b) En comparant (avec la voûte en briques courte), à égalité de puissance, les tubes ayant des longueurs telles que leur surface de chauffe en contact avec les gaz soit la même pour les trois espèces de tubes;

c) En comparant (avec la voûte en briques courte), à égalité de tirage, les tubes lisses de 50 millimètres et les tubes à ailettes de 50 millimètres de même longueur, cette longueur étant faible (3 mètres à $3^m,50$); cette comparaison montre ce qui se passerait si l'on remplaçait dans une chaudière des tubes lisses par des tubes à ailettes sans rien changer aux autres parties de la chaudière.

La comparaison a) donne les résultats suivants:

Si l'on remplace les tubes lisses de 50 millimètres et de 4 mètres de longueur par

des tubes à ailettes.	De 50 m/m. ($2^m,50$ de longueur) (1).	De 65 m/m. (3 mètres de longueur) (1).
L'activité de la combustion P.	Diminue de { 9 à 10 0/0 (V). 7 à 10 0/0 (T).	Augmente de { 5 à 6 0/0 (V). 1 à 2 0/0 (T).
La puissance E.	Diminue de { 5 à 7 0/0 (V). 3 à 9 0/0 (T).	Augmente de { 3 à 5 0/0 (V). 1 à 2 0/0 (T).
Le rendement économique $\frac{E}{P}$.	Augmente de { 1 à 5 0/0 (V). 1 à 4 0/0 (T).	Diminue de 2 0/0 (V). Ne varie pas (T).
La proportion d'escarbilles.	Augmente.	Augmente.
Le degré d'imperfection de la combustion. .	Ne varie pas.	Ne varie pas.
La température des gaz de la combustion. .	Diminue de 13 à 18 0/0.	{ Ne varie pas (V). Diminue de 0 à 6 0/0 (T).
Le coefficient $100\frac{C_1}{C}$.	Ne varie pas.	Ne varie pas.
— $100\frac{C_2}{C_1}$.	Augmente de 3 à 5 0/0.	Ne varie pas.
— $100\frac{C_3}{C_1}$.	Diminue de 8 à 14 0/0.	Diminue de 4 à 8 0/0.
— $100\frac{C_1-(C_2+C_3)}{C_1}$.	Diminue sensiblement.	Ne varie pas.

(1) Dans ce tableau les chiffres marqués (V) se rapportent au cas de la voûte en briques.
— — (T) — — du Tenbrinck.

La comparaison b) donne les résultats suivants :

Si, dans un foyer muni de voûte en briques courte, on remplace les tubes lisses de 50 millimètres par des tubes à ailettes de 50 millimètres donnant même surface de chauffe, on a besoin d'un tirage plus fort (de 7 à 18 p. 100) pour obtenir la même puissance, mais le rendement économique est le même; si on remplace les tubes lisses de 50 millimètres par des tubes à ailettes de 65 millimètres donnant même surface de chauffe, on n'a besoin que de tirages moins forts (de 27 p. 100 pour les faibles puissances, de 7 p. 100 pour les fortes puissances), pour obtenir la même puissance, mais le rendement économique diminue (de 3 p. 100 pour les faibles puissances, de 5 p. 100 pour les fortes puissances).

Si on compare entre eux les tubes à ailettes de 65 millimètres et les tubes à ailettes de 50 millimètres ayant les longueurs voulues pour donner la même surface de chauffe, les premiers exigent, pour donner une même puissance, un tirage bien inférieur (de 19 p. 100 aux grandes puissances — de 32 p. 100 aux faibles puissances) à celui

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

qu'exigent les seconds, mais ils donnent un rendement économique sensiblement inférieur (de 8 p. 100 aux grandes puissances — de 3 p. 100 aux faibles puissances).

La comparaison c) donne les résultats suivants:

La substitution à des tubes lisses de 50 millimètres de tubes à ailettes de 50 millimètres et de même longueur (3 mètres à $3^m,50$) dans un foyer muni de voûte en briques courte augmente de 76 p. 100 la surface de chauffe, diminue la puissance (de 3 à 6 p. 100 avec tubes de 3 mètres; de 9 à 14 p. 100 avec tubes de $3^m,50$), augmente le rendement économique (de 19 à 21 p. 100 avec tubes de 3 mètres — de 13 à 16 p. 100 avec tubes de $3^m,50$); à mesure que la longueur des tubes augmente, le gain de rendement que procure cette substitution diminue, et la perte de puissance qu'elle occasionne augmente; c'est avec des tubes courts que l'avantage de la substitution sera surtout marqué.

§ 6. — **Conclusions.**

Les conclusions de ces essais sont les suivantes (reproduction textuelle, pour la plus grande partie, de la note de 1894).

En ce qui concerne les tubes lisses. — La puissance étant généralement la qualité maîtresse à donner aux locomotives pour assurer un service économique, on doit s'attacher à réaliser toutes les conditions qui concourent au développement de cette puissance sans présenter, d'autre part, des inconvénients trop sérieux aux autres points de vue. Dès lors, les conclusions à tirer de tout ce qui précède paraissent être les suivantes en ce qui concerne les locomotives à foyers et à tubes analogues à ceux de la chaudière d'expériences.

Foyer. — Pour le foyer, il est avantageux d'avoir une grande surface de grille; il convient d'adopter la voûte en briques courte ou le Tenbrinck qui, pour les tubes de 4 mètres à $4^m,50$, longueurs les plus avantageuses, donnent une puissance au moins égale et presque toujours supérieure à celle du foyer ordinaire et un rendement très sensiblement meilleur. Le Tenbrinck paraît être un peu plus avantageux que la voûte en briques, mais il est de nature à présenter, surtout avec des foyers très grands, des inconvénients d'entretien qui compensent ses avantages économiques.

Longueur des tubes. — Pour les tubes, on doit préférer les longueurs voisines de celles de 4 mètres à $4^m,50$, qui assurent le maximum de puissance tout en donnant un bon rendement économique.

Si l'excès de poids est nécessaire pour augmenter l'adhérence ou n'est pas à craindre au point de vue de l'action de la machine sur la voie, il faut plutôt se rapprocher de $4^m,50$ que de 4 mètres, afin d'augmenter le rendement économique; mais lors même que l'on recherche l'adhérence, on ne doit pas dépasser sensiblement $4^m,50$, parce que l'on s'expose à perdre plus en puissance qu'on ne gagne en rendement; il est préférable d'augmenter le poids par tout autre moyen.

Si, au contraire, on veut alléger la machine, il convient de se rapprocher de 4 mètres. Au-dessous de 4 mètres, on s'éloigne de plus en plus de la puissance maxima, et l'on perd de plus en plus en rendement; il ne faut donc y descendre que si le poids doit être réduit à tout prix. En tout cas, si l'on veut alléger le plus possible les machines à tubes de 5 mètres, en raccourcissant leurs tubes et en s'imposant la condition de ne pas diminuer leur puissance, sauf à sacrifier leur rendement, on ne doit pas descendre jusqu'à 3 mètres, car alors on perdrait en puissance en même temps qu'on diminuerait le rendement de 15 p. 100.

Tirage. — L'influence du tirage sur la puissance est si considérable qu'il convient, malgré son action sur le rendement, de prendre toutes les dispositions permettant d'en augmenter et d'en faire varier l'intensité dans les plus larges limites possibles; c'est le meilleur moyen de donner à la puissance de la locomotive une grande élasticité et de pouvoir régler cette puis-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

sance sur le travail à faire à chaque instant. Il convient cependant de ne pas dépasser une certaine limite de contre-pression à l'échappement.

Nombre de tubes. — On doit chercher à augmenter le plus possible le nombre des tubes, eu égard à la surface de plaque tubulaire dont on dispose; on ne peut qu'y gagner en puissance et aussi en rendement.

Diamètre des tubes. — Il n'y a pas avantage à diminuer le diamètre des tubes au-dessous d'une certaine limite qui est de 50 à 55 millimètres.

En ce qui concerne les tubes à ailettes. — Les conclusions énoncées plus haut pour le foyer, le tirage et le nombre de tubes s'appliquent au cas des tubes à ailettes.

Les longueurs de tubes à ailettes qui donnent le maximum de puissance tout en donnant un bon rendement économique, sont de : $2^m,50$ pour les tubes de 50 millimètres, et 3 mètres pour les tubes de 65 millimètres.

L'emploi des tubes à ailettes permet donc de raccourcir considérablement les chaudières des locomotives, tout en conservant le même rendement et la même puissance.

On trouvera dans le tableau ci-après les augmentations ou les diminutions de poids des diverses parties de la chaudière et de l'eau qu'elle contient, quand on passe des tubes lisses aux tubes à ailettes :

1° Augmentation ou diminution de poids en passant des tubes lisses de 50 millimètres et de 4 mètres de longueur aux tubes à ailettes de 50 millimètres et de $2^m,50$ de longueur :

	Augmentation.	Diminution.
Sur les tubes.	»	319 kilogr.
Sur la tonne.	»	838 —
Sur l'eau.	»	999 —
Il y a donc une diminution de poids totale de.	»	2156 kilogr.

2° Augmentation ou diminution de poids en passant des tubes lisses de 50 millimètres et de 4 mètres de longueur aux tubes à ailettes de 65 millimètres et de 3 mètres de longueur :

	Augmentation.	Diminution.
Sur les tubes.	8 kilogr.	»
Sur la tonne.	» —	559 kilogr.
Sur l'eau.	» —	654 —
Il y a donc une diminution de poids totale de.	» —	1205 kilogr.

Il faut remarquer, d'ailleurs, que le volume d'eau dans les chaudières est sensiblement plus réduit avec les tubes de 50 millimètres qu'avec les tubes de 65 millimètres quand on donne aux uns et aux autres la longueur qui réalise le maximum de production, et qu'il est sage de ne pas trop réduire ce volume d'eau pour ne pas exposer la machine à manquer de souffle.

A la suite de ces essais, la Compagnie P.-L.-M. a adopté, dans toutes les constructions et transformations de locomotives qu'elle a faites depuis 1891 :

la voûte en briques courte;

les tubes à ailettes en fer de 65 millimètres et de longueurs variant de 3 mètres à $3^m,400$ (3 mètres pour les locomotives C. 3 C. 11-12, C. 21-60; $3^m,350$ pour les locomotives B. 111-400; $3^m,400$ pour les locomotives C. 61-180 et 3401-3650).

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

ART. 4. — REMPLACEMENT DANS UNE LOCOMOTIVE EXISTANTE DES TUBES LISSES PAR DES TUBES A AILETTES

Il était intéressant, après avoir décidé d'employer les tubes à ailettes dans les locomotives à construire, de rechercher quel était le parti à tirer des tubes à ailettes dans l'entretien des locomotives existantes. La Compagnie a procédé à cette recherche pour les locomotives 1500 dont elle possède un grand nombre (voir p. 192); et a fait, dans ce but, d'une part, des essais de vaporisation à l'atelier, d'autre part, des essais en route pour comparer la dépense de combustible au tonnage remorqué.

§ 1. — **Essais à l'atelier.**

Ces essais ont été faits en 1896 et 1897 avec les appareils et suivant la méthode décrits page 195 à 200. Ils ont porté sur cinq locomotives qui ne différaient que par leurs tubulures, tubulures caractérisées par les chiffres inscrits au tableau ci-après :

LOCOMOTIVES.	NATURE DES TUBES.	NOMBRE de TUBES.	SURFACE de chauffe totale intérieure des tubes. S	SURFACE totale de passage des gaz dans les tubes. S'	RAPPORT $\frac{S}{S'}$
			m².	m².	
N° 1 . . .	Lisses de 50 mm. de diamètre extérieur.	177	108,94	0,2890	376
— 2 . . .	A ailettes de 50 mm. de diam. extérieur.	177	188,60	0,2690	701
— 3 . . .	— 65 — —	113	166,87	0,2915	572
— 4 . . .	— 70 — —	104	165,59	0,3120	531
— 5 . . .	— 80 — —	79	136,24	0,2980	457

Les essais ont été faits aux tirages de 25, 45, 75 et 100 millimètres.

Ils ont conduit aux résultats suivants :

A égalité de tirage. — La quantité de charbon brûlé par heure est moindre avec les tubes à ailettes qu'avec les tubes lisses, et pour les tubes à ailettes elle croît en même temps que le diamètre des tubes (de 16 à 20 p. 100 suivant le tirage, lorsque ce diamètre passe de 50 millim. à 80 millim.);

l'eau vaporisée par heure croît, lorsqu'on emploie des tubes à ailettes, avec leur diamètre (de 8 à 14 p. 100 suivant le tirage, lorsque ce diamètre passe de 50 millim. à 70 millim. ou 80 millim.); les tubes lisses sont équivalents aux tubes à ailettes de 70 millimètres et 80 millimètres pour les tirages faibles, mais leur sont un peu inférieurs aux tirages forts;

l'eau vaporisée par kilogramme de charbon est toujours plus forte avec les tubes à ailettes qu'avec tubes lisses (de 6 à 14 p. 100 suivant le tirage pour les tubes de 50 millim.); avec les tubes à ailettes elle diminue lorsque leur diamètre augmente;

la température dans la boîte à fumée est toujours plus forte avec les tubes lisses

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

qu'avec les tubes à ailettes : elle croît d'ailleurs pour les tubes à ailettes en même temps que leur diamètre;

le coefficient économique de la chaudière considérée comme appareil d'échange de chaleur $100\frac{C_2}{C_1}$ diminue pour les tubes à ailettes lorsque leur diamètre augmente, mais est toujours plus fort que pour les tubes lisses.

A égalité de vapeur dépensée pour produire le tirage. — (Comme on ne pouvait mesurer cette quantité de vapeur, on a fait les essais à égalité d'ouverture du robinet du souffleur) :

la quantité de charbon brûlé par heure croît pour les tubes à ailettes lorsque leur diamètre augmente; avec les tubes lisses elle est plus forte de 9 p. 100 qu'avec les tubes à ailettes de 80 millimètres;

l'eau vaporisée par heure est *minima* pour les tubes à ailettes de 65 millimètres et *maxima* pour les tubes lisses de 50 millimètres qui sont sous ce rapport supérieurs de 5 p. 100 aux tubes à ailettes les meilleurs (70 millim.);

l'eau vaporisée par kilogramme de charbon est toujours plus faible avec les tubes lisses qu'avec les tubes à ailettes (de 5 p. 100 à 9 p. 100 pour les tubes à ailettes de 70 millim.) et croît pour les tubes à ailettes lorsque leur diamètre diminue;

la température de la boîte à fumée est toujours plus forte avec les tubes lisses qu'avec les tubes à ailettes et diminue pour ces derniers lorsque leur diamètre diminue.

La conclusion de ces essais est que si les tubes lisses sont les plus favorables au point de vue de la puissance, les tubes à ailettes leur sont préférables au point de vue de l'économie, et qu'il pourrait y avoir de ce fait intérêt à remplacer les tubes lisses de 50 millimètres par des tubes à ailettes de 70 millimètres qui, parmi les tubes à ailettes, donnent le plus de puissance.

Toutefois, comme ces essais faits à l'atelier correspondent à des conditions très différentes de celles de la pratique, il était intéressant de voir à quelles conclusions on arriverait dans des essais faits en service courant.

§ 2. — **Essais en route.**

Ces essais ont été faits, en suivant le programme méthodique exposé à la page 185, pendant six périodes d'un mois chacune (de janvier à juillet 1898), et ont porté sur dix locomotives placées dans une même équipe, dont cinq avaient des tubes lisses de 50 millimètres, les cinq autres ayant des tubes à ailettes de 70 millimètres. Les tonnages moyens remorqués par ces locomotives pendant les six mois ont été pour le premier groupe comme pour le second les 0,66 des tonnages qu'elles auraient pu remorquer en développant toute leur puissance normale. De ces essais il est résulté que les locomotives munies de tubes à ailettes avaient dépensé 8 p. 100 de combustible de moins que les locomotives munies de tubes lisses, par tonne kilométrique.

L'impression du service de la traction dans ces essais avait été d'ailleurs très favorable aux tubes à ailettes : on avait trouvé que les machines qui en étaient munies avaient plus de puissance, surtout dans le travail *maximum* sur les fortes rampes et à charge normale : on n'était pas alors obligé de recourir à l'emploi du souffleur ni même à un serrage assez prononcé de l'échappement, comme pour les autres machines; l'entraînement des escarbilles dans la boîte à fumée était moindre; la remorque des trains était, d'une façon générale, plus facile; les tubes à ailettes n'avaient présenté comme entretien aucune difficulté.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

§ 3. — Conclusions.

Comme suite à ces essais, la Compagnie a décidé de remplacer sur les locomotives 1500 les tubes lisses par les tubes à ailettes chaque fois que la plaque tubulaire de foyer serait à changer.

ART. 5. — RECHERCHE DE LA MEILLEURE CONJUGAISON DES DISTRIBUTIONS DANS LES LOCOMOTIVES COMPOUND A QUATRE CYLINDRES

Cette recherche fut faite comme il a été dit plus haut (p. 193 et 194) :

a) D'abord de décembre 1894 à juillet 1895, sur une locomotive du type C. 21-60 (voir p. 194);

b) Puis de décembre 1895 à juin 1896, sur une locomotive du type C. 21-60 (voir p. 198);

c) Enfin d'octobre à novembre 1896, sur une locomotive du type 3211-3362 (voir p. 194).

Tous ces essais ont été faits en suivant la méthode indiquée (p. 184 et 189) au chapitre intitulé *Essais sur la dépense comparée à l'effet utile.* Les premiers essais *a*) ont d'ailleurs été décrits en partie dans une note publiée dans le numéro de mars 1896 de la *Revue générale des Chemins de fer.*

§ 1. — Essais d'une locomotive du type C. 21-60.

La machine C. 21 avait été pour ces essais munie d'un changement de marche spécial permettant de manœuvrer les distributions d'admission et de détente indépendamment l'une de l'autre et d'établir par suite tel rapport que l'on voulait entre les introductions aux cylindres d'admission et aux cylindres de détente.

Essais de 1894 et 1895. — Les premiers essais ont été faits dans des trains rapides sur le parcours de Paris à Laroche et retour, de décembre 1894 à juillet 1895.

Les résultats obtenus sont résumés au tableau B (p. 188) établi comme il a été dit page 189, et ont conduit aux conclusions suivantes reproduites textuellement de la note de mars 1896 :

Dans les limites où l'on s'est tenu pendant les expériences, la dépense de vapeur par cheval indiqué va légèrement en croissant lorsque, laissant fixe l'introduction aux cylindres d'admission, on augmente l'introduction aux cylindres de détente; par contre, la dépense de vapeur par cheval utile va constamment en diminuant; la diminution, peu importante à la vitesse de 60 kilomètres à l'heure pour tous les crans d'introduction aux petits cylindres et à toutes les vitesses pour le cran 5, s'élève pour la vitesse de 90 kilomètres à l'heure à environ :

18 p. 100	pour la marche au cran	4	aux petits cylindres.
23 p. 100	—	3	—
54 p. 100	—	2	—

lorsqu'on passe du cran 4 au cran 7 d'introduction aux grands cylindres.

On peut conclure de ces résultats qu'il est important, au point de vue de l'économie de combustible, de ne pas laisser au mécanicien le soin de régler à sa volonté le rapport entre les

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

distributions des grands et des petits cylindres, et qu'il convient de régler ces distributions de manière que l'introduction aux grands cylindres reste à peu près constante et égale à 7/10 de la course des pistons.

L'augmentation de la dépense de vapeur par cheval utile, quand le cran d'introduction aux cylindres de détente va en diminuant, provient d'une augmentation de la résistance de l'ensemble, machine et tender.

Pour contrôler pratiquement les déductions énoncées plus haut, on a procédé aux expériences complémentaires ci-après :

La machine continuant à remorquer les mêmes trains entre Paris et Laroche, on a mesuré, pendant quatre journées consécutives, le poids d'eau réellement dépensé durant tout le trajet et la puissance moyenne développée sur le crochet de traction du tender. La mesure de l'eau dépensée a été faite en jaugeant le tender au départ et à l'arrivée, après avoir, dans ce dernier cas, ramené le niveau dans la chaudière au point où il se trouvait au départ; la puissance moyenne développée sur le crochet de traction du tender a été donnée par les relevés du vagon dynamomètre.

Durant ces quatre journées, l'introduction aux petits cylindres a été variable et a été laissée entièrement au choix du mécanicien conduisant la machine; l'introduction aux cylindres de détente a été maintenue constante et égale à :

0,4	pendant la	1re	journée.
0,5	—	2e	—
0,6	—	3e	—
0,7	—	4e	—

On a constaté que dans les trajets Paris-Laroche la vitesse moyenne et la puissance développée sur le crochet de traction du tender restant sensiblement les mêmes, la dépense d'eau par cheval utile est allée constamment en diminuant de la première à la quatrième journée. La différence pour ces deux journées extrêmes est de 9 p. 100 environ. (Il est bon de ne pas perdre de vue qu'il s'agit de marches dans lesquelles la vitesse moyenne n'a pas dépassé 69 kilomètres à l'heure et que c'est surtout aux vitesses de 90 kilomètres et au-dessus que l'économie du régime de marche à grande introduction aux cylindres de détente devient très importante.)

Dans les trajets de Laroche-Paris, la vitesse et la puissance développées sur le crochet de traction du tender ayant été moins constantes d'une journée à l'autre, la loi de décroissance de la dépense d'eau au fur et à mesure de l'augmentation de l'introduction aux cylindres de détente n'est pas aussi nettement mise en évidence. Cette loi paraît cependant se vérifier pour les trois premières journées, et l'on peut, en somme, conclure que les déductions tirées de nos premières expériences se trouvent confirmées par les résultats obtenus dans les quatre journées d'expériences complémentaires.

Ces conclusions ressortent de la comparaison des conjugaisons à égalité de vitesse et de cran d'introduction dans les cylindres d'admission. Il est plus intéressant de faire cette comparaison à égalité de vitesse et de puissance utile. Les chiffres du tableau B permettent de faire cette comparaison comme du reste toute autre que l'on voudrait faire.

Considérons, par exemple, la vitesse de 80 kilomètres à l'heure et la puissance utile de 300 chevaux. A la vitesse de 80 kilomètres, on peut obtenir la puissance utile de 300 chevaux par diverses combinaisons d'introduction dans les cylindres d'admission et dans les cylindres de détente, par exemple par les combinaisons suivantes, établies en partant de nombres entiers pour les introductions aux cylindres de détente :

1re	combinaison :	0,4	aux cylindres de détente	et 0,263	aux cylindres d'admission.
2e	—	0,5	—	et 0,236	—
3e	—	0,6	—	et 0,212	—
4e	—	0,7	—	et 0,196	—

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

L'introduction 0,263 aux cylindres d'admission est obtenue par interpolation faite au moyen de courbes entre les puissances utiles qui correspondent pour la vitesse de 80 kilomètres au cran 4 dans les cylindres de détente; on a obtenu de même les chiffres 0,236, 0,212 et 0,196.

Pour ces diverses combinaisons d'introduction, on peut calculer les dépenses de vapeur par heure par interpolation faite de même entre les chiffres du tableau B (p. 188).

On obtient ainsi les chiffres suivants :

Pour la 1re	combinaison. . .	5 080 kilogrammes.
— 2e	— . . .	4 720 —
— 3e	— . . .	4 570 —
— 4e	— . . .	4 530 —

Le minimum de dépense de vapeur se produit pour une combinaison intermédiaire entre la troisième et la quatrième combinaison, et qui, déterminée par interpolation, est ainsi caractérisée :

Introduction aux cylindres d'admission. . .	0,21
— de détente. . . .	0,63
Dépense de vapeur par heure.	4 500k

Cette combinaison est donc celle qui, pour réaliser à la vitesse de 80 kilomètres une puissance utile de 300 chevaux, donne la dépense de vapeur la plus petite.

On peut opérer de même pour d'autres vitesses et d'autres puissances utiles, et on arrive au tableau suivant, dans lequel sont indiquées, pour un certain nombre de vitesses et de puissances utiles, les introductions aux cylindres d'admission et de détente qui donnent la moindre dépense de vapeur par heure et cette dépense de vapeur :

TABLEAU C_0 [1]

	PUISSANCE UTILE DE 300 CHEVAUX.			PUISSANCE UTILE DE 500 CHEVAUX.			PUISSANCE UTILE DE 700 CHEVAUX.		
Vitesse de 70 kilomètres. . .	0,2	0,6	3 950k	0,30	0,65	5 850k	0,40	0,66	7 850k
— 80 — . . .	0,21	0,63	4 500k	0,30	0,65	6 400k	0,41	0,66	8 550k
— 90 — . . .	0,22	0,65	5 250k	0,31	0,67	7 250k	0,40	0,68	9 350k

On peut de même déterminer, au moyen des chiffres du tableau B et par interpolation, quels sont, dans la conjugaison de distributions admise dans la construction de la C. 21, en vue d'égaliser les travaux dans les cylindres d'admission et les cylindres de détente, et pour les trois vitesses de 70, 80 et 90 kilomètres, les crans d'introduction aux cylindres d'admission et aux cylindres de détente qui donnent les puissances utiles de 300, 500 et 700 chevaux; on peut aussi déterminer de même les dépenses de vapeur

1. Dans chaque colonne, le 1er chiffre indique l'introduction aux cylindres d'admission,
— le 2e chiffre indique l'introduction aux cylindres de détente,
— le 3e chiffre indique la dépense de vapeur par heure.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

pondent pour ces vitesses à ces crans d'introduction, et on établit ainsi le tableau suivant :

TABLEAU D_0 [1]

	PUISSANCE UTILE DE 300 CHEVAUX.			PUISSANCE UTILE DE 500 CHEVAUX.			PUISSANCE UTILE DE 700 CHEVAUX.		
Vitesse de 70 kilomètres. . .	0,25	0,40	4335k	0,36	0,40	6440k	0,46	0,45	8390k
— 80 — . . .	0,26	0,40	5070k	0,37	0,40	7160k	0,47	0,45	9150k
— 90 — . . .	0,29	0,40	6100k	0,39	0,41	8100k	0,48	0,46	10000k

Enfin des tableaux C_0 et D_0 ci-dessus, on peut déduire le tableau E_0 ci-après, qui donne, pour les trois vitesses et trois puissances considérées, le rapport de la dépense *minima* de vapeur qu'on pourrait avoir en conjuguant convenablement les distributions, à la dépense de vapeur qui résulte de la conjugaison admise dans la construction de la C. 21.

TABLEAU E_0

	PUISSANCES UTILES DE		
	300 CHEVAUX.	500 CHEVAUX.	700 CHEVAUX.
Vitesse de 70 kilomètres. . .	0,91	0,90	0,93
— 80 — . . .	0,88	0,88	0,93
— 90 — . . .	0,86	0,89	0,93

On gagnerait donc, pour réaliser une puissance utile donnée à une vitesse donnée,

de 7 à 10 p. 100 à la vitesse de 70 kilomètres.
de 7 à 12 — — 80 —
de 7 à 14 — — 90 —

si on adoptait sur la C. 21, au lieu de la distribution d'origine, la distribution rationnelle dont les éléments sont donnés au tableau C_0, et qui consiste à adopter des introductions de 0,6 à 0,7 pour les cylindres de détente, quel que soit le cran d'introduction aux cylindres d'admission.

A la suite de ces essais, les mécanismes de changement de marche de toutes les machines compound à grande vitesse ont été modifiés, de façon que, pour tous les crans d'introduction aux cylindres d'admission, l'introduction aux cylindres de détente soit aussi voisine que possible de 0,7. La conjugaison des distributions au moyen de cames, adoptée pour les locomotives C. 1, 2, 3, 11, 12 et C. 21-60 ne permet pas d'avoir une introduction absolument fixe aux cylindres de détente, mais on est arrivé à ce que cette introduction ne varie que de 0,60 à 0,75 sur les locomotives C. 1, 2; 0,61 à 0,71 sur la locomotive C. 3; 0,57 à 0,68 sur les locomotives C. 11, 12; 0,60 à 0,71 sur les locomotives C. 21-60.

Dans le type le plus récent C. 61-180, on a adopté un autre mode de conjugaison

1. Dans chaque colonne, le 1er chiffre indique l'introduction aux cylindres d'admission,
— le 2e chiffre indique l'introduction aux cylindres de détente,
— le 3e chiffre indique la dépense de vapeur par heure.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

des distributions, qui permet de maintenir absolument invariable le cran d'introduction aux cylindres de détente, et, tenant compte de la comparaison faite pour les dépenses de vapeur à égalité de vitesse et de puissance utile, on a adopté pour l'introduction aux cylindres de détente la valeur constante de 0,63.

Ainsi que le fait ressortir la note de mars 1896, ces nouveaux modes de conjugaison des distributions conduisent, « en supposant que l'on fasse toujours produire à la locomotive son maximum de puissance, à répartir à peu près également les travaux dans les cylindres, lorsqu'on marche à petite vitesse, c'est-à-dire à forte introduction aux cylindres d'admission, et à diminuer progressivement la part proportionnelle de travail afférente aux grands cylindres au fur et à mesure que la vitesse augmente, c'est-à-dire que l'introduction aux petits cylindres diminue.

« On arrive ainsi, dans les marches à très grande vitesse, à ne faire produire aux grands cylindres qu'une très faible partie du travail total et la machine fonctionne alors, à peu de chose près, comme si les cylindres de détente étaient supprimés. »

Essais de 1896. — La diminution de la dépense de vapeur par cheval utile, lorsqu'on augmente l'introduction aux cylindres de détente, résulte de ce que le rapport de la puissance utile à la puissance indiquée augmente quand on augmente cette introduction (voir les valeurs de $\frac{v}{p}$ et $\frac{p}{\mathrm{P}}$ au tableau B). Cela indique que la fraction de puissance absorbée par la machine augmente quand on diminue l'introduction aux cylindres de détente. Il a paru intéressant de savoir à quoi cela tient : si, par exemple, cela doit être attribué, pour plus ou moins grande part, à la résistance des tiroirs de détente sur lesquels la pression est d'autant plus grande que l'introduction, toutes choses égales d'ailleurs, y est plus faible, et si on ne trouverait pas un gain important dans l'emploi de tiroirs compensés. D'autre part, on pouvait se demander si on ne réaliserait pas une économie plus ou moins grande sur la vapeur dépensée par cheval utile, en abandonnant le système compound à quatre cylindres pour prendre la machine à deux cylindres ; on pouvait pour cela faire des essais : soit sur une machine C. 21-60 dans laquelle on remplacerait les cylindres de détente par d'autres plus petits recevant directement la vapeur de la chaudière, et on laisserait de côté les cylindres d'admission ; soit sur une machine C. 21-60 dans laquelle on supprimerait purement et simplement les cylindres de détente et leur mécanisme. Le remplacement des cylindres de détente eût été long et onéreux, et on s'est contenté de faire en 1896 des essais sur la locomotive C. 21 :

1° munie de tiroirs compensés[1] aux cylindres d'admission et aux cylindres de détente ;

2° munie de tiroirs ordinaires[2] aux cylindres d'admission et de tiroirs compensés aux cylindres de détente ;

3° munie de tiroirs ordinaires[2] aux cylindres d'admission qui seuls étaient en fonction et échappaient directement dans la cheminée, la distribution et le mouvement des cylindres de détente étant démontés.

(Dans les essais de 1894 et 1895, cette machine avait des tiroirs ordinaires en bronze aussi bien à la détente qu'à l'admission.)

En reproduisant avec ces trois dispositions les essais faits en 1894 et 1895 et opérant de même pour les calculs, on arrive à des conclusions qui sont résumées dans les tableaux ci-après :

d'une part, les tableaux C_1, D_1, E_1, établis pour la première disposition, et les tableaux C_2, D_2, E_2, établis pour la deuxième, comme les tableaux C_0, D_0, E_0, l'ont été pour la machine avec tiroirs ordinaires partout (voir p. 213 et 214) ;

1. En bronze, système Richardson.
2. En bronze.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

d'autre part, le tableau F résumant les introductions et dépenses de vapeur nécessaires pour obtenir, avec la troisième disposition, aux vitesses de 70, 80 et 90 kilomètres, les puissances utiles de 300, 500 et 700 chevaux.

	VITESSES DE :	PUISSANCE UTILE de 300 CHEVAUX.			PUISSANCE UTILE de 500 CHEVAUX.			PUISSANCE UTILE de 700 CHEVAUX.		
		TABLEAU C_1								
	70km	0,16	0,61	3 750kg	0,26	0,64	5 600kg	0,37	0,65	7 600kg
	80	0,16	0,64	4 350	0,26	0,67	6 300	0,36	0,68	8 350
	90	0,17	0,65	4 950	0,25	0,70	7 000	0,35	0,70	9 250
		TABLEAU D_1								
1° Locomotive munie de tiroirs compensés aux 4 cylindres. . .	70	0,22	0,40	4 200	0,32	0,40	6 150	0,42	0,43	8 070
	80	0,23	0,40	4 950	0,32	0,40	7 030	0,42	0,43	9 090
	90	0,24	0,40	5 900	0,33	0,40	8 020	0,42	0,43	10 250
		TABLEAU E_1								
	70		0,88			0,91			0,94	
	80		0,87			0,89			0,91	
	90		0,83			0,87			0,90	
		TABLEAU C_2								
	70	0,18	0,60	4 100	0,26	0,64	5 600	0,39	0,65	7 550
	80	0,18	0,63	4 700	0,27	0,65	6 450	0,37	0,66	8 450
	90	0,19	0,67	5 450	0,28	0,69	7 400	0,36	0,70	9 400
2° Locomotive munie de tiroirs ordinaires aux cylindres d'admission et de tiroirs compensés aux cylindres de détente. . .		TABLEAU D_2								
	70	0,22	0,40	4 230	0,33	0,40	6 130	0,44	0,44	8 020
	80	0,24	0,40	5 160	0,34	0,40	7 070	0,44	0,43	8 960
	90	0,25	0,40	6 120	0,34	0,40	8 030	0,43	0,43	10 000
		TABLEAU E_2								
	70		0,96			0,91			0,94	
	80		0,91			0,91			0,94	
	90		0,89			0,92			0,94	
		TABLEAU F								
3° Locomotive marchant avec les cylind. d'admission seuls. .	70	0,17		4 500	0,26		6 400	0,44		9 900
	80	0,16		5 100	0,25		6 900	0,40		10 300
	90	0,17		5 600	0,25		7 700	0,38		11 000

Dans les tableaux C_1, D_1, C_2, D_2 :

le premier chiffre de chaque colonne est l'introduction aux cylindres d'admission ;

le deuxième chiffre de chaque colonne est l'introduction aux cylindres de détente ;

le troisième chiffre de chaque colonne est la dépense de vapeur par heure en kilogrammes.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Dans le tableau F :

le premier chiffre de chaque colonne est l'introduction aux cylindres;

le deuxième chiffre de chaque colonne est la dépense de vapeur par heure.

Il résulte des chiffres des tableaux C_0, C_1, C_2 que, pour la machine avec quatre cylindres marchant en compound, quels que soient les tiroirs, la marche la plus économique correspond toujours à des introductions aux cylindres de détente comprises entre 0,60 et 0,70, et d'autant plus élevées que la puissance et la vitesse sont plus grandes, et elle procure, par rapport à la conjugaison adoptée de construction pour les distributions, des économies variables de 6 à 17 p. 100 (Tableaux E_0, E_1, E_2).

Si l'on compare les dépenses de vapeur par heure qui correspondent aux marches en compound les plus économiques (tableaux C_0, C_1, C_2) à celles qui correspondent à la marche avec deux cylindres (tableau F), on trouve pour rapports des premières aux secondes les chiffres suivants :

TABLEAU G

VITESSES DE :	TIROIRS ORDINAIRES AUX 4 CYLINDRES.			TIROIRS COMPENSÉS A L'ADMISSION ET A LA DÉTENTE.			TIROIRS ORDINAIRES A L'ADMISSION ET COMPENSÉS A LA DÉTENTE.		
	Puissances utiles de :			Puissances utiles de :			Puissances utiles de :		
	300 chx.	500 chx.	700 chx.	300 chx.	500 chx.	700 chx.	300 chx.	500 chx.	700 chx.
70 kilomètres. . . .	0,87	0,91	0,79	0,83	0,87	0,76	0,91	0,87	0,76
80 — . . .	0,87	0,92	0,83	0,85	0,91	0,81	0,92	0,93	0,82
90 — . . .	0,93	0,94	0,85	0,88	0,90	0,84	0,97	0,96	0,85

La marche en compound a donc donné une économie de vapeur de 3 p. 100 à 24 p. 100 suivant le type de tiroirs, la vitesse et la puissance utile réalisée sur la marche à deux cylindres. Cette dernière marche donne bien une diminution sensible de la résistance de la machine, mais cette diminution est plus que compensée par la perte résultant de la moins bonne utilisation de la vapeur dans les cylindres.

Il faut remarquer toutefois que la marche à deux cylindres telle qu'elle a été essayée sur la locomotive C. 21, c'est-à-dire avec les cylindres d'admission conservés tels qu'ils avaient été calculés pour une machine compound, ne représente peut-être pas ce qu'on pourrait avoir de plus économique avec une locomotive établie spécialement pour marcher avec deux cylindres seulement.

On remarque aussi, en examinant les chiffres du tableau G, que c'est la machine avec tiroirs compensés aux quatre cylindres qui est la plus avantageuse, et que c'est ensuite, dans la généralité des cas, la machine avec tiroirs ordinaires aux quatre cylindres. Ce dernier résultat, qui paraît à première vue assez anormal, doit provenir des fuites si difficiles à éviter avec les compensateurs; nous avons pu les constater en particulier sur les compensateurs des cylindres d'admission. Ces fuites variables d'un essai à l'autre sont de nature à fausser les résultats. Comme, d'autre part, la dépense de vapeur calculée sur les diagrammes relevés aux cylindres d'admission ne tient pas compte des fuites aux compensateurs et est donc inférieure à la dépense réelle, les résultats relatifs à la machine munie de compensateurs aux quatre tiroirs sont de ce fait avantagés, et il semble probable que les tiroirs compensés tels qu'ils ont été essayés n'ont pas procuré une économie sensible. Reste à savoir si d'autres compensateurs mieux disposés ne donneraient pas des résultats meilleurs; des essais ont été entrepris à cet effet, mais ne sont pas encore terminés.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

A la suite de ces essais, on a cherché la confirmation des résultats obtenus dans une mesure directe de la dépense d'eau par cheval utile. A cet effet, on a fait entre Paris et Laroche un certain nombre de voyages dans lesquels la dépense d'eau pour tout le voyage fut obtenue par des jaugeages de l'eau du tender faits au départ et à l'arrivée, et le travail total utile pendant tout le voyage fut déduit des courbes relevées dans le wagon-dynamomètre. Dans chaque voyage fait avec la locomotive marchant en compound, le mécanicien marchait avec une introduction aux cylindres de détente déterminée et absolument invariable pendant tout le voyage, et réglait la puissance en agissant exclusivement sur l'introduction aux cylindres d'admission. Les résultats obtenus sont résumés au tableau ci-après :

TABLEAU H

	INTRODUCTION aux cylindres de détente.	LOCOMOTIVE munie de tiroirs ordinaires aux 4 cylindres.			LOCOMOTIVE munie de tiroirs compensés aux 4 cylindres.			LOCOMOTIVE munie de tiroirs ordinaires aux cylindres d'admission et de tiroirs compensés aux cylindres de détente.			LOCOMOTIVE marchant avec les cylindres d'admission seuls.		
		km	chx	kgr	km	chx	kgr	km	chx	kgr	km	chx	kgr
Voyages de Paris à Laroche.	0,4	69	275	17,71	66	294	15,17	64	244	14,08	66	310	13,57
	0,5	69	274	17,00	66	263	15,33	65	240	15,59			
	0,6	69	265	16,00	66	281	14,86	65	216	16,22			
	0,7	69	276	15,95	66	272	15,21	66	244	15,48			
Voyages de Laroche à Paris.	0,4	68	161	23,75	68	284	16,20	72	318	14,38	71	316	15,85
	0,5	66	149	23,45	71	270	15,70	68	267	14,74			
	0,6	66	165,5	21,00	71	302	15,63	68	189	18,47			
	0,7	64	180	20,88	71	267	16,30	71	322	14,44			

Dans chaque colonne, le 1er chiffre est la vitesse moyenne,
— le 2e chiffre est la puissance moyenne utile,
— le 3e chiffre est la dépense d'eau par cheval utile.

Les variations sur les vitesses et les puissances réalisées dans ces essais, les différences qui se sont produites dans les circonstances atmosphériques d'un essai à l'autre, et qui ont une action marquée sur la résistance de la machine, influent beaucoup sur la dépense de vapeur par cheval utile. C'est sans doute à cela qu'il faut attribuer les irrégularités que fait ressortir le tableau ci-dessus pour les chiffres qui donnent cette dépense. Cependant ces chiffres, dans leur ensemble, sont beaucoup plus à l'avantage de la machine marchant avec deux cylindres seulement que ceux qui ont été trouvés précédemment. Sans qu'on voie bien à quoi cela tient, il faut remarquer que dans les essais faits avec relevés de diagrammes, le régulateur et l'échappement étaient toujours ouverts en grand, tandis que, généralement en service courant (et il a été procédé de même dans les essais auxquels se rapporte le tableau H), le régulateur n'est ouvert qu'en partie et l'échappement est plus ou moins serré. Ces différences dans la conduite de la machine sont de nature à expliquer les différences constatées dans les résultats, et pour élucider cette question, de nouveaux essais vont être entrepris, dans lesquels on reprendra, d'une part, les essais avec relevés de diagrammes, mais avec régulateur plus ou moins fermé et échappement plus ou moins serré, comme cela se fait en pratique, et, d'autre part, les essais avec relevés de consommation d'eau et de travail effectué pour l'ensemble du voyage.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

§ 2. — Essais sur une locomotive du type 3211-3362 (octobre et novembre 1896).

Il est probable, à première vue, que les résultats trouvés pour les locomotives à grande vitesse C. 21-60 ne doivent pas s'appliquer intégralement aux locomotives à marchandises 3211-3362 à la vitesse normale des trains qu'elles font (36 kilomètres à l'heure). Ces dernières, à cette allure, donnent, en effet, beaucoup moins de tours à la minute que les C. 21-60 marchant à 80 kilomètres à l'heure. Or, plus les coups de piston se succèdent rapidement, plus est faible l'importance relative des condensations dans les cylindres. Lorsque, pour une introduction déterminée au cylindre d'admission, on augmente graduellement l'introduction aux cylindres de détente, la dépense de vapeur par cheval indiqué croît par suite de la moins bonne utilisation de la vapeur, mais la résistance de la locomotive diminue, comme le démontrent les chiffres du tableau B. Il se produit là deux phénomènes agissant en sens contraire sur le rendement de la machine, et, tant que la perte due au premier est inférieure au gain résultant du second, il y a intérêt à augmenter l'introduction aux cylindres de détente; la perte étant d'autant plus faible que la machine tourne plus vite, il semble probable que l'on aura intérêt, dans les machines à allure rapide, à pousser plus loin l'introduction aux cylindres de détente. On peut donc penser que la marche la plus économique dans les machines 3211-3362 doit correspondre à un cran moins élevé pour les cylindres de détente que dans les locomotives C. 21-60. Il était intéressant de le vérifier, et la Compagnie P.-L.-M. a procédé sur la locomotive 3335, en octobre et novembre 1896, à des essais semblables à ceux qu'elle avait faits sur la locomotive C. 21.

Ces essais et les calculs y relatifs ont été faits comme ceux de la locomotive C. 21 et leurs résultats sont réunis au tableau K (p. 220).

Des chiffres de ce tableau on déduit par interpolation ceux du tableau C_3 analogue au tableau C_0 de la page 213, relatif à la machine C. 21, et établi comme lui. Dans ce tableau qui indique, pour certaines vitesses et puissances, les crans d'introduction les plus économiques et les dépenses de vapeur correspondantes, les puissances choisies ne sont plus, comme pour le tableau C_0, les trois puissances 300, 500 et 700 chevaux; ce sont celles qui, dans le tableau K, correspondent à l'introduction de 0,7 aux cylindres de détente et qui se prêtent le mieux, dans chaque cas, à la détermination des introductions donnant la marche la plus économique.

TABLEAU C_3

VITESSES.	PUISSANCES FAIBLES.				PUISSANCES INTERMÉDIAIRES.				PUISSANCES ÉLEVÉES.			
	chx.				chx.				chx.			
25	331	0,24	0,50	2 700kg	427	0,32	0,59	3 400kg	514	0,41	0,60	4 250kg
30	364	0,23	0,53	3 100	480	0,31	0,60	4 050	600	0,41	0,61	5 050
35	394	0,23	0,56	3 600	530	0,31	0,62	4 600	670	0,41	0,63	5 800
40	414	0,22	0,58	3 950	574	0,31	0,63	5 200	724	0,41	0,65	6 550
45	425	0,22	0,60	4 300	608	0,31	0,65	5 750	759	0,41	0,67	7 250

Dans chaque colonne, le 1er chiffre est la puissance utile;
— 2e — l'introduction aux cylindres d'admission;
— 3e — — — de détente;
— 4e — la dépense de vapeur par heure.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

TABLEAU K

Essais sur la locomotive 3335.

VITESSE DE :	INTRODUCTION. ADMISSION.	2					3					4				5		
	DÉTENTE.	3	4	5	6	7	3	4	5	6	7	4	5	6	7	5	6	7
km.	P.	279	301	317	327	340	387	399	420	425	426	519	520	527	526	603	600	594
	p.	215	246	272	288	302	299	315	342	359	364	396	403	421	429	496	508	512
20	$\frac{p}{P}$.	0,77	0,82	0,86	0,88	0,89	0,77	0,79	0,81	0,84	0,85	0,76	0,77	0,80	0,82	0,82	0,84	0,86
	v.	1 720	1 900	2 030	2 125	2 300	2 350	2 440	2 640	2 730	2 863	3 280	3 320	3 450	3 610	4 120	4 200	4 350
	$\frac{v}{P}$.	6,15	6,30	6,40	6,50	6,76	6,07	6,11	6,28	6,42	6,72	6,32	6,40	6,54	6,86	6,83	7,00	7,32
	$\frac{v}{p}$.	8,00	7,72	7,65	7,57	7,80	8,00	7,74	7,70	7,60	7,85	8,30	8,23	8,18	8,41	8,30	8,26	8,49
	P.	335	360	379	391	406	460	476	502	507	509	607	609	621	617	715	712	704
	p.	233	270	293	313	331	335	358	392	412	427	470	484	506	514	588	600	605
	$\frac{p}{P}$.	0,70	0,75	0,77	0,80	0,81	0,73	0,75	0,78	0,81	0,84	0,77	0,79	0,81	0,83	0,82	0,84	0,86
25	v.	2 065	2 270	2 415	2 550	2 750	2 825	2 950	3 190	3 300	3 470	3 940	4 020	4 170	4 350	5 000	5 080	5 255
	$\frac{v}{P}$.	6,15	6,30	6,39	6,51	6,77	6,14	6,19	6,35	6,50	6,81	6,49	6,60	6,71	7,05	6,99	7,13	7,46
	$\frac{v}{p}$.	8,86	8,40	8,23	8,14	8,30	8,43	8,24	8,12	8,00	8,12	8,39	8,29	8,24	8,45	8,50	8,46	8,68
	P.	393	417	440	456	475	531	550	579	588	592	694	698	709	704	828	821	812
	p.	246	288	319	340	364	373	397	437	460	480	540	560	587	600	678	690	696
	$\frac{p}{P}$.	0,63	0,69	0,72	0,75	0,77	0,70	0,72	0,76	0,78	0,81	0,78	0,80	0,83	0,85	0,82	0,84	0,86
30	v.	2 420	2 630	2 815	2 980	3 200	3 307	3 450	3 725	3 870	4 077	4 620	4 720	4 920	5 090	5 900	5 985	6 180
	$\frac{v}{P}$.	6,15	6,30	6,40	6,53	6,73	6,22	6,27	6,43	6,58	6,88	6,65	6,75	6,93	7,23	7,12	7,29	7,61
	$\frac{v}{p}$.	9,80	9,13	8,83	8,75	8,77	8,87	8,68	8,52	8,41	8,49	8,52	8,43	8,39	8,48	8,70	8,65	8,88
	P.	448	476	500	519	542	601	623	656	668	673	773	780	802	792	930	920	907
	p.	253	303	338	364	394	406	433	477	505	530	589	615	649	670	750	769	780
	$\frac{p}{P}$.	0,57	0,64	0,67	0,70	0,73	0,67	0,69	0,73	0,76	0,79	0,76	0,79	0,81	0,84	0,81	0,83	0,86
35	v.	2 740	3 000	3 200	3 400	3 650	3 790	3 960	4 270	4 450	4 684	5 280	5 420	5 650	5 830	6 780	6 882	7 090
	$\frac{v}{P}$.	6,12	6,30	6,40	6,54	6,73	6,30	6,35	6,51	6,66	6,95	6,83	6,95	7,04	7,36	7,29	7,48	7,78
	$\frac{v}{p}$.	10,80	9,90	9,46	9,34	9,25	9,33	9,14	8,95	8,81	8,84	8,99	8,81	8,70	8,70	9,04	8,94	9,09
	P.	495	528	552	573	599	666	693	734	745	753	847	855	886	874	1 025	1 015	1 002
	p.	255	309	348	381	414	425	464	517	546	574	621	658	700	724	792	817	845
	$\frac{p}{P}$.	0,51	0,58	0,63	0,66	0,69	0,64	0,67	0,70	0,73	0,76	0,74	0,77	0,79	0,83	0,77	0,80	0,84
40	v.	3 050	3 340	3 550	3 760	4 020	4 250	4 460	4 840	5 030	5 290	5 950	6 120	6 400	6 570	7 650	7 760	8 000
	$\frac{v}{P}$.	6,15	6,32	6,43	6,56	6,71	6,38	6,43	6,59	6,75	7,02	7,02	7,15	7,22	7,51	7,46	7,64	7,98
	$\frac{v}{p}$.	11,76	10,80	10,20	9,87	9,70	10,00	9,67	9,35	9,21	9,21	9,58	9,31	9,14	9,07	9,65	9,50	9,46
	P.	532	569	593	620	646	709	741	791	813	825	908	922	952	940	1 105	1 095	1 080
	p.	240	300	342	388	425	420	469	537	575	608	643	685	728	759	810	845	884
	$\frac{p}{P}$.	0,45	0,53	0,58	0,62	0,66	0,59	0,63	0,68	0,71	0,74	0,71	0,74	0,76	0,81	0,73	0,77	0,82
45	v.	3 275	3 600	3 825	4 075	4 350	4 580	4 830	5 300	5 570	5 850	6 630	6 850	7 120	7 310	8 530	8 650	8 900
	$\frac{v}{P}$.	6,15	6,32	6,44	6,57	6,73	6,46	6,51	6,70	6,85	7,09	7,26	7,42	7,47	7,77	7,72	7,90	8,24
	$\frac{v}{p}$.	13,64	12,00	11,18	10,50	10,23	10,90	10,30	9,87	9,68	9,62	10,30	10,00	9,78	9,63	10,53	10,23	10,06
	P.	546	585	609	642	680	723	761	821	855	871	959	972	1 002	987	»	»	»
	p.	206	267	312	374	420	380	440	523	573	612	645	692	740	775	»	»	»
	$\frac{p}{P}$.	0,38	0,46	0,51	0,58	0,62	0,53	0,58	0,64	0,67	0,70	0,67	0,71	0,74	0,79	»	»	»
50	v.	3 350	3 680	3 930	4 230	4 600	4 725	5 025	5 575	5 910	6 250	7 300	7 550	7 870	8 050	»	»	»
	$\frac{v}{P}$.	6,14	6,30	6,45	6,59	6,76	6,53	6,59	6,79	6,91	7,17	7,61	7,76	7,85	8,15	»	»	»
	$\frac{v}{p}$.	16.26	13,78	12,59	11,31	10,95	12,43	11,42	10,65	10,31	10,20	11,33	10,90	10,63	10,38	»	»	»

P — Puissance indiquée sur les pistons, en chevaux.
p — Puissance utile au tendeur du tender.
v — Dépense de vapeur par heure en kilogrammes.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

On retrouve ici des résultats analogues à ceux qu'on avait trouvés avec la locomotive C. 21 : les allures les plus économiques correspondent, quelles que soient les introductions aux cylindres d'admission, à des introductions aux cylindres de détente variant de 0,50 à 0,70, et d'autant plus élevées que la vitesse et la puissance sont plus grandes. Toutefois, ici, les limites entre lesquelles sont comprises les introductions aux cylindres de détente sont plus éloignées l'une de l'autre, et par suite, pour réaliser toujours les marches les plus économiques, on serait conduit à laisser indépendantes l'une de l'autre l'introduction aux cylindres d'admission et celle aux

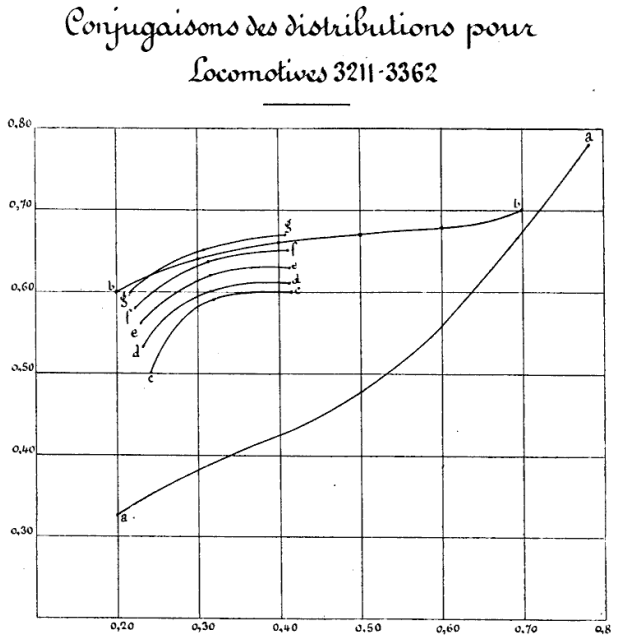


Fig. 1. — Les abscisses sont les introductions aux cylindres d'admission et les ordonnées les introductions aux cylindres de détente.

cylindres de détente. Ce serait laisser au mécanicien le soin de choisir de lui-même au sentiment dans chaque cas ces deux introductions : il est probable qu'il se tromperait souvent si on lui laissait cette initiative, et il y a lieu de rechercher si on ne pourrait pas trouver une conjugaison mécanique des deux introductions, pour laquelle les marches obtenues, tout en n'étant pas toujours celles qui sont le plus économiques, ne s'en éloigneraient cependant pas beaucoup et ne feraient perdre que peu relativement à elles.

Considérons par exemple :

a) La conjugaison adoptée de construction dans les locomotives 3211-3362, en vue de réaliser l'égalité des travaux dans les cylindres d'admission et dans les cylindres de détente;

b) La conjugaison essayée sur vingt de ces locomotives à la suite des essais faits sur la locomotive C. 21 ;

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

c)	La conjugaison qui donnerait la marche la plus économique à la vitesse de 25 kilomètres,	d'après les chiffres du tableau C_3.
d)	— — 30 —	
e)	— — 35 —	
f)	— — 40 —	
g)	— — 45 —	

La figure 1 représente graphiquement ces conjugaisons, chaque courbe y étant affectée de la lettre qui désigne plus haut la conjugaison qu'elle représente.

On peut calculer, en partant du tableau K, pour chacune des vitesses, 25, 30, 35, 40, 45 kilomètres, et pour diverses puissances utiles, les dépenses de vapeur par cheval utile qu'entraînent les conjugaisons *a*), *b*) et *e*), et les comparer à la dépense qu'entraînerait celle des conjugaisons *c*), *d*), *e*), *f*), *g*), qui est la plus économique pour la vitesse considérée.

En faisant ces calculs, on a trouvé que, quelle que soit la puissance :

à la vitesse de 25 kilomètres, les dépenses de vapeur sont très sensiblement les mêmes pour les conjugaisons *a*), *b*), *e*), et pour la conjugaison la plus économique *c*);

à la vitesse de 30 kilomètres, les dépenses de vapeur sont très sensiblement les mêmes pour les conjugaisons *a*), *b*), *e*), et pour la conjugaison la plus économique *d*);

à la vitesse de 35 kilomètres, les dépenses de vapeur sont très sensiblement les mêmes pour les conjugaisons *a*), *b*), et pour la conjugaison la plus économique *e*);

à la vitesse de 40 kilomètres, la conjugaison *a*) donne une majoration de dépense de 4 p. 100, et les conjugaisons *b*) et *e*) une majoration de 1 p. 100 par rapport à la conjugaison la plus économique *f*);

à la vitesse de 45 kilomètres, la conjugaison *a*) donne une majoration de dépense de 7 p. 100 et les conjugaisons *b*) et *e*) une majoration de 2 p. 100 par rapport à la conjugaison la plus économique *g*).

On peut donc, sans perte sensible sur les régimes les plus économiques, adopter pour toutes les allures de la machine l'une des deux conjugaisons *b*) ou *e*).

Il est bon de remarquer que ces essais sont sujets à la critique développée page 218 sur les essais de la locomotive C. 21 ; en conséquence, il a été décidé qu'avant de modifier les distributions des cent trente-deux locomotives du type 3211-3362 qui ont encore leurs distributions d'origine, on ferait sur des locomotives de ce type de nouveaux essais semblables à ceux qui vont être entrepris pour les locomotives C. 21-60.

ART. 6. — INFLUENCE DE L'ÉCHAPPEMENT SUR LA PUISSANCE

(ESSAIS D'AOUT 1893 A JANVIER 1894)

Aussitôt après la construction des locomotives C. 11-12 (p. 191), la Compagnie voulut rechercher si, dans ces locomotives, la puissance de la chaudière était bien en rapport avec les dimensions de la machine proprement dite, et pour cela quelles étaient les introductions aux cylindres d'admission qui, pour les diverses vitesses et puissances qu'on pouvait réaliser avec ces locomotives, donnaient égalité entre les quantités de vapeur produites par la chaudière et celles dépensées par la machine. Les expériences faites dans ce but ont été effectuées d'août 1893 à janvier 1894.

On a d'abord procédé à des essais en route en suivant la marche indiquée aux pages 185 à 189 pour la comparaison de la dépense à la puissance ; mais ces essais ont différé de ceux faits de 1894 à 1896 sur les locomotives C. 21-60, d'une part en ce qu'on n'y a relevé que

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

les puissances indiquées et que, par suite, on n'a pas eu recours aux wagons-dynamomètres, d'autre part en ce qu'on a relevé les tirages.

Puis on a fait rentrer la machine à l'atelier, et on y a déterminé, avec les appareils décrits à la page 195, les quantités de vapeur produites par la chaudière pour des tirages déterminés.

§ 1. — Essais en route.

Une première série d'essais a été faite à des vitesses de 50, 75 et 95 kilomètres avec le régulateur et l'échappement ouverts en grand; une deuxième série a été faite ensuite

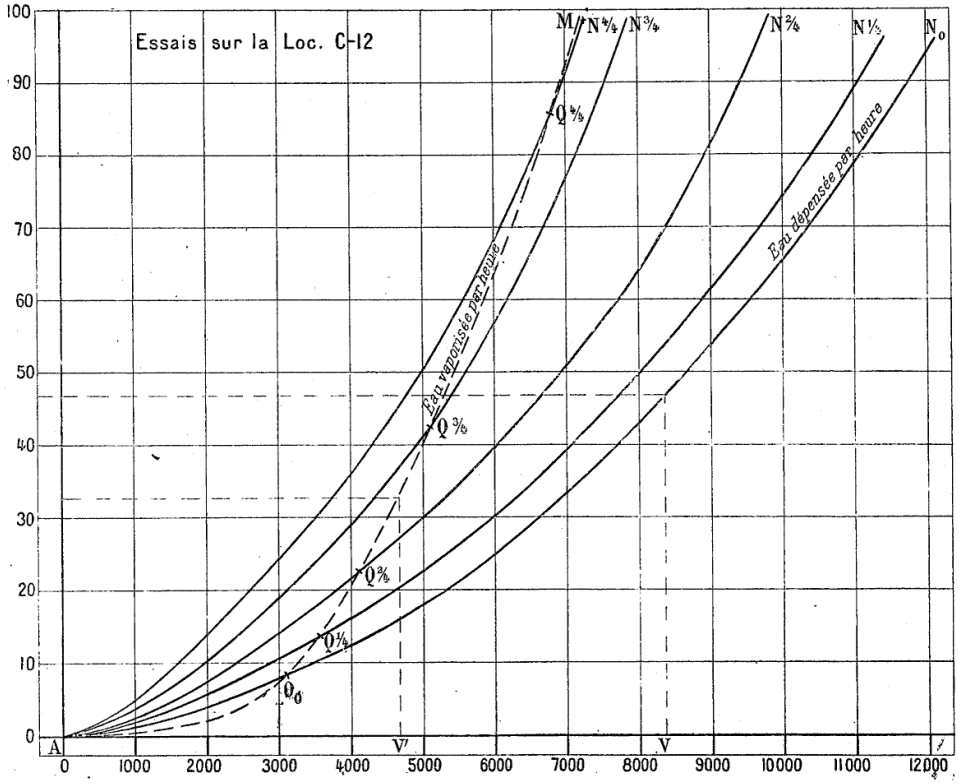


Fig. 2.

à la vitesse de 75 kilomètres avec l'échappement tantôt serré à 1/4 (le volant de manœuvre étant au 1/4 de sa course totale), tantôt serré à 2/4, tantôt serré 3/4, tantôt serré à 4/4, c'est-à-dire complètement.

Première série. — Les résultats de ces premiers essais ont permis de déterminer pour chaque vitesse les tirages produits par l'échappement (ouvert en grand) de quantités de vapeur variables passées dans les cylindres d'admission. Les trois courbes représentant aux vitesses de 50, 75 et 95 kilomètres la relation entre ces deux quantités se sont très sensiblement confondues, et la courbe unique AN_0, de la figure 2, représente à très peu près cette relation pour la vitesse de 75 à 95 kilomètres. On peut donc dire

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

que, quelles que soient les vitesses de la locomotive (entre 75 et 95 kilomètres), et quelles que soient les introductions aux cylindres d'admission, et par suite les puissances, un poids de vapeur AV passée par heure aux cylindres d'admission donne, avec l'échappement complètement desserré, un tirage AT.

Deuxième série. — Ces essais n'ont été faits, comme il a été dit plus haut, qu'à la vitesse de 75 kilomètres. Des essais faits avec échappement serré de 1/4, on déduit la courbe AN 1/4, qui a pour ce cas la même signification que la courbe AN_0 pour le cas de l'échappement ouvert en grand; il est vrai que cette courbe ne résulte que d'essais faits à 75 kilomètres, mais il est logique d'admettre, à la suite des constatations faites avec l'échappement complètement desserré, qu'elle s'applique aux autres vitesses. On trace de même les courbes :

AN 2/4	pour l'échappement serré de	2/4
AN 3/4	—	3/4
AN 4/4	—	4/4 (serré à bloc).

§ 2. — **Essais à l'atelier.**

Ces essais ont permis de déterminer pour chaque tirage la quantité d'eau vaporisée.

La courbe AM de la figure 2 représente la relation trouvée pour la C. 12 entre les deux quantités. Avec un tirage AT′, on vaporise donc avec cette locomotive un poids de vapeur AV′ par heure.

§ 3. — **Conclusions.**

Si, maintenant, nous prenons les points de rencontre Q_0, Q 1/4, Q 2/4, Q 3/4, Q 4/4, de la courbe AM avec les courbes AN_0, AN 1/4, AN 2/4, AN 3/4, AN 4/4, ces points

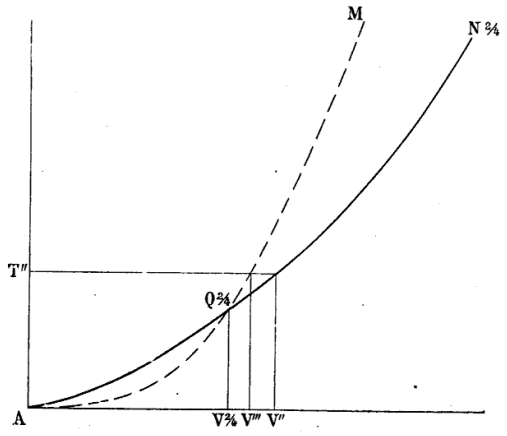


Fig. 3.

indiquent les quantités *maxima* de vapeur par heure que l'on peut envoyer aux cylindres sans épuiser la chaudière. (Il est bien évident, par exemple, que pour l'échappement serré à 2/4, si on envoyait aux cylindres, une quantité de vapeur V″ (fig. 3), supérieure

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

à V 2/4, on 'obtiendrait ainsi un tirage AT″ qui ne ferait vaporiser à la chaudière qu'une quantité V″′ inférieure à la dépense.)

Ces quantités maxima sont :

3 120	kilogr.	pour l'échappement	complètement desserré
3 510	—	—	serré à 1/4
4 020	—	—	— 2/4
5 100	—	—	— 3/4
6 780	—	—	— 4/4

La dépense de 6 780 kilogrammes à laquelle on pourrait suffire en serrant l'échappement à bloc, correspond à des introductions aux cylindres d'admission de :

0,50	pour la vitesse de	50 kilomètres.
0,37	—	75 —
0,32	—	95 —

Elle est d'ailleurs faible relativement à ce que pourrait produire la chaudière, puisqu'on peut l'obtenir avec un tirage de 85 millimètres environ, alors que nous avons poussé les tirages dans nos essais à l'atelier jusqu'à 120 millimètres sans inconvénient, et qu'on pourrait certainement aller couramment à 100 millimètres. La machine telle qu'elle est ne permet donc pas de faire produire à la chaudière tout ce dont elle est capable, et d'autant plus qu'on ne saurait marcher avec échappement serré à bloc sans rencontrer d'autre part l'inconvénient d'augmenter la contre-pression à l'échappement, d'où résulte une perte sensible sur le travail dans les cylindres. Le tableau suivant indique quelles ont été les contre-pressions observées dans nos essais sur la C. 12.

Contre-pressions aux cylindres de détente.

Aux vitesses de.	50 kilom.	75 kilomètres.					95 kilom.
Avec échappement. . . .	Desserré complètement.	Desserré complètement.	Serré de 1/4.	Serré de 2/4.	Serré de 3/4.	Serré à bloc.	Desserré complètement.
	kilogr.	kilogr.	kilogr.	kilogr.	kilogr.	kilogr.	kilogr.
Pour des introductions aux cylindres d'admission de : 0,2	0,008	0,010	0,011	0,015	0,039	0,080	0,012
0,3	0,018	0,022	0,032	0,051	0,133	0,235	0,030
0,4	0,030	0,045	0,068	0,120	0,270	0,482	0,059
0,5	0,048	0,083	0,130	0,238	0,425	0,852	0,104
0,6	0,075	0,136	»	»	»	»	»

Ces résultats font ressortir tout l'intérêt qu'il y aurait à avoir des échappements qui, sans créer de fortes contre-pressions derrière les cylindres, donneraient des tirages plus énergiques que ceux que nous avons. Des expériences ont été entreprises dans ce but et sont encore en cours.

ART. 7. — ÉCONOMIES RÉALISÉES PAR LES LOCOMOTIVES COMPOUND

Dès la mise en service de ses premières locomotives compound, la Compagnie P.-L.-M. s'est préoccupée de chiffrer l'économie de combustible qu'elles réalisaient par rapport aux locomotives non compound qui avaient jusque-là assuré le même service et leur étaient comparables.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Avant tout, il est d'ailleurs absolument nécessaire de remarquer que cette comparaison met en présence des locomotives compound timbrées à 15 kilogrammes avec des locomotives non compound timbrées à 10 ou 11 kilogrammes et que, d'autre part, beaucoup des locomotives compound étaient munies de tubes à ailettes, alors que les autres avaient des tubes lisses.

Les économies constatées sont donc celles que la Compagnie a réalisées en passant de ses anciens types à ses nouveaux types, mais ne peuvent être prises comme représentant celles que réaliserait une locomotive compound sur une locomotive non compound de même puissance marchant à la même pression et avec les mêmes tubes.

Tous les essais ont été faits en vue de déterminer la dépense de combustible par tonne kilométrique remorquée, soit en suivant le programme non méthodique exposé page 184, soit en suivant le programme méthodique exposé pages 184 et 185.

§. 1. — Locomotives de 1889.

A la fin de 1892, des essais ont été entrepris pour comparer les locomotives de 1889 à leurs similaires anciennes en suivant le programme méthodique exposé aux pages 184 et 185. Ces essais ont duré un an.

Les locomotives C. 1 et C. 2 ont été comparées à des locomotives 111-400; les locomotives 3201 et 3202 à des locomotives 3001-3140, et les locomotives 4301-4302 à des locomotives 4001-4159 (les éléments principaux de ces derniers sont, timbre : 10 kilogrammes; quatre essieux couplés à roues de $1^{m},260$ de diamètre; surface de grille; $2^{m2},08$; surface chauffe totale : $199^{m2},30$; poids en ordre de marche; $52^{t},480$).

Le tableau suivant indique les économies réalisées par chaque locomotive compound sur la locomotive non compound à laquelle elle était comparée.

LOCOMOTIVES A GRANDE VITESSE.	LOCOMOTIVES A MARCHANDISES.	LOCOMOTIVES POUR LIGNES A FORTES RAMPES.
Loc. C. 1 : 8 p. 100	Loc. 3201 : 14 p. 100	Loc. 4301 : 13 p. 100
Loc. C. 2 : 2 —	Loc. 3202 : 7 —	Loc. 4302 : 10 —
Moyenne : 5 p. 100	Moyenne : 10,5 p. 100	Moyenne : 11,5 p. 100

Il est bon de rappeler que les deux locomotives compound à grande vitesse différaient par le diamètre de leurs tubes, et qu'il en était de même pour les deux locomotives à marchandises d'une part, et les deux locomotives pour lignes à fortes rampes d'autre part.

Ces essais ont d'ailleurs permis de déterminer l'influence qu'ont sur la dépense de combustible la saison et la valeur personnelle des mécaniciens. On a trouvé que, suivant qu'elles marchaient par temps froids ou par temps chauds, les mêmes locomotives consommaient beaucoup plus dans le premier cas que dans le second. Dans les essais en question faits d'octobre 1892 à septembre 1893 :

Les parcours faits en hiver ont donné des consommations supérieures de 11 p. 100 à ceux faits en été;

Les parcours faits partie au printemps, partie à l'automne, ont donné des consommations supérieures de 8 à 9 p. 100 à ceux faits en été;

Les parcours faits partie en hiver, partie au printemps, ont donné des consommations supérieures de 6 à 19 p. 100 à ceux faits en été;

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

les parcours faits en hiver ont donné des consommations supérieures de 5 à 13 p. 100 aux parcours faits au printemps;

les parcours faits partie au printemps, partie en été, ont donné les mêmes consommations que les parcours faits partie en été, partie en automne.

D'autre part, on a trouvé qu'une même machine conduite dans la même saison par des mécaniciens différents donnait des consommations très différentes, et l'écart s'est élevé jusqu'à 16 p. 100.

Ces résultats montrent combien il est indispensable de faire les essais de ce genre d'une façon méthodique, en faisant permuter les mécaniciens, et en comparant les machines dans la même saison; on s'exposerait, en opérant autrement, à des erreurs qui sont tout au moins de l'ordre des chiffres que la comparaison a pour but d'établir. Il est bien évident qu'il en serait de même si ces essais ne garantissaient pas que les mamachines en comparaison ont fait le même service et brûlé le même combustible.

§ 2. — Locomotives 3211-3362.

Les locomotives 3211-3362 ont été comparées aux locomotives 3001-3140:

1° sans faire d'essais méthodiques et en comparant simplement les consommations par tonne kilométrique pendant les premiers mois de 1894 d'une quarantaine de locomotives de chaque type en service courant: on a trouvé en faveur des locomotives compound une économie de 12 à 15 p. 100;

2° par des essais méthodiques faits de septembre 1894 à février 1895 et qui ont porté sur dix locomotives de chaque type : on a trouvé en faveur des locomotives compound une économie de 7 p. 100.

Ce dernier chiffre doit seul être retenu.

§ 3. — Locomotives 4501-4560.

On a comparé les locomotives 4501-4560 aux locomotives 4001-4159:

1° sans faire d'essais méthodiques, et en comparant simplement la consommation par tonne kilométrique de neuf locomotives 4501-4560 pendant les mois de juin à octobre 1893, à celle de six locomotives 4001-4159 ayant fait le même service dans le même dépôt pendant les mêmes mois de 1892 : on a trouvé une économie de 20 p. 100 en faveur des compound ;

2° en comparant de la même façon la consommation de huit locomotives 4501-4560 pendant le service d'hiver 1893-1894 à celle de huit locomotives 4001-4159 ayant fait le même service dans le même dépôt pendant le service d'hiver précédent : on a trouvé une économie de 32 p. 100 en faveur des compound;

3° par des essais méthodiques faits de juin à octobre 1896 sur huit locomotives de chaque type : on a trouvé une économie de 15 à 16 p. 100 en faveur des compound.

Il a été dit (p. 193) qu'en dépensant 51 300 francs (dont 16 300 francs passent en augmentation d'inventaire) pour transformer une locomotive 1 500 en locomotive 4501-4560, la Compagnie fait une opération avantageuse. Les locomotives 4501-4560 traînent en effet des charges supérieures de 75 p. 100 à celles des locomotives 1500; d'autre part, on peut admettre qu'elles réalisent, par rapport à ces dernières, la même économie: 15 p. 100, que par rapport aux locomotives 4001-4159, c'est-à-dire qu'à égalité de

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

tonnage kilométrique, elles ne dépensent en charbon que les 0,85 de la consommation des 1500.

Ceci posé, comme les locomotives 1 500 sont à l'inventaire pour 54 700 francs en moyenne et les locomotives 4501-4560 y sont pour 71 000 francs, on voit que l'augmentation d'inventaire n'est que de 30 p. 100 alors que l'augmentation de puissance est de 75 p. 100, et que cette partie de la dépense est donc plus que justifiée.

Le complément de la dépense 35 000 francs ne l'est pas moins. Comme on ne transforme que des locomotives ayant besoin d'une grande réparation, laquelle peut être évaluée en moyenne, à 8 000 francs, et est évitée par la transformation, la dépense réelle n'est que de 27 000 francs.

Or il est facile d'évaluer ce que l'on gagne par an à employer des locomotives 4501-4560 au lieu de locomotives 1500.

On y gagne d'abord les 3/4 d'une équipe de mécaniciens et chauffeurs, soit 3/4 de 6 800 fr., soit	5 100 fr.
puis étant donné que les locomotives 4 501-4 560 brûlent annuellement pour 9 000 fr. de charbon, on y gagne $\frac{9\,000}{0,85}$ — 9 000 fr. ou : 9 000 × 0,176 soit	1 584 fr.
L'économie annuelle est donc de	6 684 fr.

et amortit en quatre ans la partie de la dépense de transformation non passée à l'inventaire.

Il n'est d'ailleurs pas tenu compte dans ce calcul des économies que procure à l'Exploitation la traction en trains de plus forte composition, ni de celles qui résultent du moins grand nombre de places nécessaires dans les dépôts tant pour les machines que pour le personnel, toutes choses qui accentuent encore les avantages de cette transformation.

ART. 8. — EMPLOI DE CONDENSEURS A AIR SUR LES LOCOMOTIVES

Cette question a fait l'objet d'une note publiée dans la livraison de mai 1896 des *Annales des Mines*.

Le but des recherches a été ainsi défini dans cette note :

Le bénéfice de la condensation de la vapeur d'échappement a été jusqu'ici réservé aux machines fixes et aux machines marines, en raison de l'impossibilité, au point de vue économique, de faire accompagner les machines montées sur roues de la masse d'eau nécessaire.

Cette difficulté n'existerait plus s'il était pratiquement possible d'employer comme réfrigérant l'air au lieu de l'eau.

Une locomotive qui serait munie d'un condenseur à air se trouverait dans le cas d'une machine de bateau qui trouve toujours à sa proximité l'eau nécessaire au fonctionnement de son condenseur.

Il est clair que, si l'on reçoit la vapeur d'échappement d'une machine dans un espace traversé par un faisceau tubulaire dans lequel circule de l'air pris dans l'atmosphère ambiante, cette vapeur se refroidira de toute la chaleur emportée par l'air qui sortira échauffé du faisceau.

En multipliant le nombre des tubes et leur donnant une longueur suffisante, on devra arriver, ce n'est pas douteux, à refroidir à la température que l'on désirera (en restant, bien entendu, au-dessus de la température ambiante) toute la vapeur d'échappement d'une machine quelconque.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Une telle solution peut-elle être appliquée pratiquement aux machines locomotives? C'est le point que l'on s'est proposé d'examiner dans la présente note[1].

On se rend compte immédiatement qu'en raison de la très faible capacité calorifique de l'air, il en faudra un énorme volume pour ramener à l'état d'eau à 50° ou 60°, ou même à 100° la vapeur d'échappement d'une machine aussi puissante qu'une locomotive.

Quelles dimensions se verra-t-on obligé de donner au faisceau tubulaire pour multiplier suffisamment la surface de contact de la vapeur avec les parois réfrigérantes?

Quelle force faudra-t-il mettre en jeu pour contraindre l'air à parcourir avec une vitesse suffisante ledit faisceau?

Tels sont les points qu'il convient d'examiner avant de se prononcer sur la possibilité ou l'impossibilité d'appliquer la condensation aux locomotives.

On a dû tout d'abord rechercher expérimentalement la loi suivant laquelle se fait l'échauffement de l'air qui parcourt un tube métallique maintenu extérieurement à une température déterminée. Ces essais ont été faits aux ateliers de Paris dans les conditions suivantes.

§ 1. — **Appareils d'expérience.**

Un ventilateur envoyait de l'air dans une première caisse, de laquelle il s'échappait ensuite par cinq tubes de diamètres différents (20, 40, 50, 75 et 100 millimètres) et qui traversaient une deuxième caisse pleine d'eau dont on élevait la température par un jet de vapeur : ces tubes étaient, d'ailleurs, en laiton sur la longueur plongée dans la deuxième caisse et en verre en dehors.

La deuxième caisse eut successivement dans les essais : $0^m,500$, $1^m,000$ et $1^m,500$ de longueur, ce qui permit d'expérimenter la transmission de chaleur pour ces trois longueurs de tubes.

Au moyen de thermomètres convenablement disposés, on relevait les températures de l'air dans la première caisse et à la sortie de la deuxième caisse dans chaque tube en verre, et celle de l'eau dans la deuxième caisse.

Un manomètre à eau mesurait la pression de l'air dans la première caisse, et au lieu de chercher à mesurer directement la vitesse de l'air dans les tubes V, on la calcula par la formule de d'Aubuisson, en fonction de la pression effective P dans la première caisse.

Dans cette formule :

$$(1)\quad V = \sqrt{\frac{2\,g\,P}{1 + \frac{KL}{D}}}$$

V est exprimé en mètres par seconde,
P est exprimé en mètres de hauteur d'air,
D diamètre du tube exprimé en mètres,
L longueur du tube exprimée en mètres,
K est un coefficient constant égal à 0,024,
$g = 9{,}8088$.

1. On construit, sous le nom d'aéro-condenseurs, des condenseurs pour machines fixes, dans lesquels l'air est employé comme réfrigérant.

L'air échauffé peut servir à la ventilation et au chauffage des ateliers, ou être utilisé pour le séchage.

(Voir Haton de la Goupillière, *Cours de machines*, vol. II, p. 865.)

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

§ 2. — Conduite des expériences.

On fit vingt-deux expériences différant les unes des autres par la pression P, qu'on fit varier de 6 millimètres à 76 millimètres d'eau, et par la longueur des tubes ($0^m,500$, $1^m,000$, $1^m,500$).

Dans chaque expérience, après avoir porté à 100 degrés l'eau de la deuxième caisse, tout en faisant circuler l'air dans les tubes et réglant la pression P au moyen d'une vanne placée à l'entrée de la première caisse, on fermait, dès que le régime était établi, l'arrivée de vapeur, et on relevait les valeurs de P et les températures toutes les dix minutes.

La température de l'eau dans la deuxième caisse baissait graduellement et on continuait jusqu'à ce qu'elle fût descendue au-dessous de 65 degrés.

§ 3. — Résultats des expériences.

Au moyen des chiffres relevés, qu'on rectifia par des courbes, on put, étant donné un tube de diamètre D et de longueur L, baigné par de l'eau à une température T, et traversé par un courant d'air d'une vitesse V, y entrant à une température θ, déterminer la température t que possède cet air à la sortie du tube.

En calculant le poids d'air débité par seconde dans ces conditions, on déduisit de ce chiffre et de la valeur de $(t-\theta)$ la chaleur emportée par cet air, et par suite soustraite à l'eau dans le même temps, et le poids de vapeur à la température T, qui se fût condensée par seconde si la deuxième caisse eût été remplie de vapeur au lieu d'être pleine d'eau (cette dernière conclusion est justifiée par ce fait que c'est la transmission de chaleur du métal à l'air, et non celle beaucoup plus rapide de l'eau ou de la vapeur au métal, qui détermine la rapidité de l'échange entre l'eau ou la vapeur d'une part, et l'air d'autre part).

Comme le nombre de tubes n qu'on peut placer sur un mètre carré de plaque tubulaire dépend du diamètre D de ces tubes, on peut ensuite calculer le poids de vapeur que l'on aurait condensée par heure dans les conditions énoncées plus haut avec le nombre de tubes correspondant à un mètre carré de plaque tubulaire et en déduire la surface de plaque tubulaire nécessaire pour condenser un poids déterminé, 1 000 kilogrammes par exemple, de vapeur par heure.

Le tableau ci-dessous, par exemple, donne ces résultats pour :

$$V = 15^m$$

et

$$T = 65^\circ$$

A cette température, la force élastique de la vapeur est de $0^{atm},246$, c'est-à-dire que l'on aurait 3/4 d'atmosphère de vide au condenseur.

Dans ce tableau sont indiqués également le nombre de tubes et le produit de la

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

surface de plaque par la longueur des tubes qui représente à peu près le volume qu'aurait le condenseur.

DIAMÈTRE DES TUBES D	NOMBRES DE TUBES par m² de plaque tubulaire *n*.	TUBES de 0m,500 de longueur.			TUBES de 1m,000 de longueur.			TUBES de 1m,500 de longueur.		
mètres.			m²	m³		m²	m³		m²	m³
0,100	81	2531	31,25	15,62	1246	15,38	15,38	810	10,00	15,00
0,075	135	2646	19,60	9,80	1482	10,98	10,98	1046	7,75	11,63
0,050	268	3827	14,28	7,14	2160	8,06	8,06	1431	5,34	8,01
0,040	384	4858	12,65	6,32	2742	7,14	7,14	1793	4,67	7,00
0,020	1040	9277	8,92	4,46	5772	5,55	5,55	4274	4,11	6,16

Dans chacune des trois dernières colonnes :
Le 1er chiffre est le nombre total de tubes du condenseur.
Le 2e chiffre est la surface de plaque tubulaire.
Le 3e chiffre est le volume du condenseur.
} Nécessaires pour condenser 1000 kilogr. de vapeur par heure avec V = 15m, et T = 65°.]

On établirait autant de tableaux semblables que l'on voudrait pour telles autres valeurs de V et T que l'on choisirait.

§ 4. — **Dimensions du condenseur.**

Supposons, par exemple, que l'on veuille, en envoyant au condenseur 7000 kilogrammes de vapeur à l'heure, avoir un vide de 3/4 d'atmosphère (T = 65 degrés) avec une vitesse de circulation d'air V de 15 mètres, et en prenant des tubes de 1m,500 de longueur. On voit, en se reportant aux chiffres du tableau ci-dessus, que la surface de plaque tubulaire nécessaire sera de :

	m²				
7 × 10	= 70	si on prend des tubes de	100	millimètres	de diamètre.
7 × 7,75	= 54,25	—	75	—	—
7 × 5,34	= 37,38	—	50	—	—
7 × 4,67	= 32,69	—	40	—	—
7 × 4,11	= 28,77	—	20	—	—

Même en choisissant des tubes de petit diamètre (0,020 à 0,040), qui donnent le moins d'encombrement, il faudrait, en les disposant verticalement, deux grands fourgons pour les contenir et constituer le condenseur, et le poids du faisceau seul serait d'une vingtaine de tonnes.

§ 5. — **Force motrice nécessaire.**

Calculons la force motrice nécessaire pour faire circuler l'air dans un condenseur constitué avec des tubes de 40 millimètres pour répondre au programme indiqué plus haut, c'est-à-dire contenant 7 × 1793 = 12551 tubes de 1m,500 de longueur.

De la formule[1], on déduit que, pour avoir la vitesse de circulation d'air de 15 mètres à la seconde, il faudra que P soit de 22 mètres, ce qui représente une hauteur d'eau

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

de $0^m,28$; le volume d'air passant dans les 12 551 tubes sous cette pression serait de 276 kilogrammes par seconde, et la dépense de travail nécessaire pour le faire passer serait de 5 796 kilogrammètres ou 77 chevaux.

On arriverait à 69 chevaux en prenant des tubes de 20 millimètres de diamètre.

Ce sont là des chiffres théoriques qu'il faudrait au moins doubler probablement pour se rapprocher de la réalité. L'appareil soufflant devrait d'ailleurs assurer en plus le tirage du foyer.

§ 6. — Conclusions.

Les conclusions que l'on peut tirer de ces essais, reproduites textuellement de la note de 1896, sont les suivantes :

« L'application d'un condenseur à air aux locomotives se traduirait donc par une perte de puissance que nous venons d'évaluer à 12 ou 15 p. 100. Elle aurait encore pour conséquence de comporter l'adjonction aux locomotives :

« 1° D'un appareil tubulaire d'un volume énorme et d'un poids de 30 à 35 tonnes, en y comprenant les châssis sur roues nécessaires pour le porter;

« 2° D'un appareil soufflant qui serait également fort encombrant, puisqu'il aurait pour fonction de refouler dans le condenseur proprement dit un volume d'air de 200 mètres cubes par seconde.

« On peut même se demander si un tel appareil soufflant pourrait être établi.

« La turbine d'un ventilateur à force centrifuge débitant un tel volume et marchant à la vitesse de 200 tours par minute devrait avoir au moins 5 mètres de diamètre, ce qui permet de se figurer le volume total qu'il occuperait; ce serait un monument qu'un train ne saurait emmener. Quant à l'emploi d'un souffleur à piston, il serait tout à fait irréalisable, attendu que l'appareil devrait comporter un volume total de cylindres soufflants de 400 mètres cubes (en supposant quinze coups de piston aller et retour par minute).

« Il est hors de doute que de pareils inconvénients équivalent à autant d'impossibilités et ne sauraient, même de bien loin, entrer en balance avec le faible avantage que pourrait donner la condensation appliquée aux locomotives. On peut affirmer, sans crainte d'erreur, qu'il n'y a rien à chercher dans cette voie pour l'amélioration de ce genre de machines. »

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

DEUXIÈME QUESTION

ESSAIS MÉCANIQUES

A L'INSTITUT INDUSTRIEL DU NORD DE LA FRANCE A LILLE

Note de M. C. CODRON

PROFESSEUR

Les essais mécaniques sont éminemment propres à développer la faculté d'observation et l'esprit d'initiative des élèves

Lorsqu'en 1885 nous fûmes chargé du cours de résistance appliquée à l'Institut industriel, nous ne tardâmes pas à constater que les élèves avaient de grandes difficultés à se rendre compte des propriétés mécaniques de matériaux industriels. Les leçons de ce cours, d'une importance capitale pour le futur ingénieur constructeur, ne pouvaient être bien comprises ni appréciées comme il convenait : les éléments pratiques de cet enseignement faisaient défaut ; il importait de compléter les leçons par des exercices de laboratoire analogues à ceux suivis dans l'étude de la chimie.

Ce n'était pas simplement en plaçant sous les yeux des auditeurs des échantillons, des cassures, des éprouvettes, des pièces rompues, qu'ils pouvaient bien concevoir les phénomènes de résistance.

Afin de rendre cet enseignement plus fructueux, nous fûmes amené à organiser dans les ateliers des expériences se rapportant aux principaux cas d'application du cours.

Ces expériences se firent, en premier lieu, avec des appareils rudimentaires, puis, successivement, l'outillage se compléta ; il comporte actuellement un ensemble qui suffit pour une école supérieure d'enseignement technique, où l'on a en vue simplement l'instruction des élèves.

D'autre part, le matériel des ateliers permettant de faire des expériences multiples sur les moteurs et sur les machines-outils, nous fûmes conduit à coordonner ces exercices, qui prirent corps peu à peu et s'organisèrent d'une façon méthodique, de manière à pouvoir les classer dans les programmes d'étude et les distribuer dans l'horaire de l'école.

Cette note a pour but de signaler comment les essais mécaniques sont organisés à ce jour.

Il va sans dire que l'administration de l'Institut industriel nous a laissé toute latitude dans leur organisation, en reconnaissant d'ailleurs leur grande utilité, et en nous accordant le matériel autant que le permettaient les ressources budgétaires avec lesquelles il faut trop souvent compter.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Il y a lieu de reconnaître, qu'à l'Institut industriel, l'esprit d'initiative des professeurs comme celui des élèves trouve toujours, de la part de son directeur[1], un encouragement à s'exercer. C'est de tradition dans cet établissement, qui jouit d'une grande indépendance de fonctionnement, indépendance qui est l'une de ses principales forces.

Grâce à leur souplesse, ses programmes peuvent s'adapter aux nécessités de l'industrie, répondre aux besoins dès qu'ils s'annoncent ; l'enseignement, à ses divers degrés, marche toujours de l'avant. En cela, il marche dans la voie suivie par les universités techniques étrangères, et particulièrement par les universités américaines, toutes dotées d'un matériel de premier ordre et de ressources spéciales très considérables, qui permettent aux professeurs et à leurs collaborateurs d'entreprendre des recherches importantes dans les meilleures conditions de réussite. On a pu constater aussi que, dans ces écoles américaines, de nombreux essais étaient entrepris par les élèves eux-mêmes, avec des moyens mis, sans compter, à leur disposition. Chaque année, des élèves insèrent dans les revues techniques leurs essais principaux, ceux relatifs aux thèses qu'ils soutiennent. C'est un fait qui nous a beaucoup frappé, c'est un exemple à suivre.

Cette initiative présente un intérêt de grande valeur dont il importe de s'inspirer.

Il fant aussi reconnaître que les universités américaines ont ménagé, dans l'éducation générale, plus d'activité non disciplinée que nos écoles françaises, activité qui produit des résultats très favorables au développement complet de la personnalité.

C'est l'un des moyens les plus sûrs pour former des hommes d'action, des hommes entreprenants.

Un programme d'essais dépend du matériel dont on dispose. A l'Institut industriel, les ateliers comprennent :

Un générateur de vapeur de 50 mètres carrés de surface de chauffe, timbré à 6 kilogrammes ; type à bouilleurs et réchauffeurs, grilles rechangeables de modèles divers, tirage ordinaire et soufflage Meldrun, alimentation par pompe avec l'eau de condensation du moteur ou avec l'eau de l'épurateur, par ballon alimentaire ou par injecteur ;

Un moteur à vapeur de 20 poncelets, à distribution Farcot, variable par le régulateur et à la main. Ce moteur peut actionner à volonté divers arbres de transmission munis d'embrayages. Il peut marcher avec ou sans condensation ;

Un moteur Brotherood actionnant un alternateur de 5 kilogrammes, et à volonté des machines pour essais divers ;

Un moteur à vapeur de 5 poncelets ne fonctionnant pas, mais utilisé pour exercices de montage, de frottement et autres ;

Un moteur à gaz triplex, modèle Letombe, de 30 poncelets. Ce moteur actionne directement une dynamo à courant continu de 15 kilowatts, et un arbre de transmission qui commande des dynamos d'essais ou d'autres appareils, tels que : une pompe centrifuge pour essais de rendement, une transmission pour essais de frottement, etc. ;

Un moteur à gaz Otto, de 1 poncelet, attaquant la transmission d'un tour de précision et se prêtant à la commande de petites dynamos, à des essais au frein ;

Une dynamo à courant continu, de 8 kilowatts, génératrice ;

Une dynamo à courant continu, de 8 kilowatts, réceptrice ;

1. Le directeur actuel de l'Institut industriel est M. Cruson, inspecteur général des ponts et chaussées.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Plusieurs dynamos réceptrices de faible puissance, qui permettent d'actionner les machines-outils et d'estimer aisément les énergies dépensées par les outils ;

Un groupe de dynamos à courant triphasé, utilisées également pour essais de machines-outils ou autres ;

Une batterie d'accumulateurs.

Le matériel électrique est particulièrement employé par les élèves électriciens ; néanmoins, les élèves mécaniciens le mettent à contribution lorsqu'il leur est utile. Un outillage d'atelier d'ajustage, de forge et de modèlerie comportant des machines à raboter, à mortaiser, à fraiser, à percer, à tourner, à poinçonner, à cisailler ; des meules, un ventilateur commandé par une dynamo, huit feux de forge, cent vingt étaux, vingt-cinq établis de menuisier, etc. ;

Une machine à essayer les métaux de 50 tonnes, modèle Delaloe, munie d'un appareil enregistreur. Cette machine, des mieux conditionnées, permet de faire des essais de rendement de ses divers mécanismes : vis sans fin, vis et écrou, compresseur, pistons, ainsi que des essais de traction, de compression, de cisaillement, de flexion, d'arrachement, etc. ;

Une machine à essayer verticale, à vis, de 5 tonnes, modèle Delaloe, à longue course. Cette machine, très commode, se prête également aux divers essais de ses mécanismes et de résistances des matériaux ;

Une machine à essayer de 10 tonnes, du modèle précédent, à longue course ;

Une machine spéciale pour l'essai des ciments à la traction ;

Un mouton pour les essais de choc ;

Une batterie de pompes pouvant développer des pressions jusqu'à 500 kilogrammes par centimètre carré et plus, pour l'essai des tuyaux, des récipients, des frottements des tiges sur les garnitures, de l'étanchéité des joints en faisant varier la pression à volonté ;

Une pompe centrifuge actionnée par dynamo pour des essais de débit à vitesses variables ;

Une machine à essayer les huiles ;

Deux dynamomètres de rotation système Durieu [1] ;

Une série de dynamomètres ordinaires, de forces variant depuis 5 jusqu'à 500 kilogrammes, utilisés dans les essais avec les freins ou pour la mesure des efforts dans des essais divers ;

Une collection d'appareils de levage, treuil, palans ;

Une collection de compte-tours, de tachymètres, de planimètres, d'indicateurs de pression, d'instruments divers de mesure, etc.

Notons que, lorsqu'il est nécessaire, les élèves mécaniciens mettent à contribution le matériel du laboratoire de chimie et celui des ateliers d'électricité.

L'organisation des études à l'Institut industriel comprend une année préparatoire et trois années d'enseignement normal [2].

1. Ce modèle a été combiné et construit par M. Durieu quand il était élève à l'Institut industriel. Il figure dans les travaux de l'École exposés à la Classe VI, de même que la machine à essayer de 10 tonnes construite par les élèves. Le choix de ces deux machines pour les travaux d'exposition, ainsi que la collection de nombreuses éprouvettes qui y figure également, ont eu pour objet de faire ressortir la caractéristique de l'enseignement pratique de l'École.

2. Les élèves se spécialisent à partir de la deuxième année ; la promotion se divise alors en trois sections : chimistes, électriciens, mécaniciens. L'année scolaire 1899-1900 a un effectif de 308 élèves, qui se répartit : année préparatoire, 86 élèves ; première année : 106 élèves ;

2e année.	Chimistes.	12	56
	Électriciens.	29	
	Mécaniciens.	15	

3e année.	Chimistes.	15	60
	Électriciens.	23	
	Mécaniciens.	22	

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Tous les élèves de l'année préparatoire consacrent deux cent quatre-vingts heures de travail aux ateliers. La première année d'enseignement normal prévoit trois cent quinze heures de ce travail.

Un assez grand nombre des élèves de cette première année possèdent une habileté suffisante du maniement des outils pour qu'on puisse les distinguer des autres et les occuper aux diverses machines-outils soit pour travaux divers, soit pour la confection d'éprouvettes, soit pour aider aux manœuvres des machines à essayer lorsque les élèves de deuxième année ne sont pas aux ateliers et que des industriels présentent des éprouvettes à rompre.

Nous avons aussi recours aux élèves de première année pour les essais hors série, que nous entreprenons nous-même. On voit donc qu'ils s'initient déjà aux essais mécaniques, soit d'une façon effective, soit par simple observation de ce qui se passe sous leurs yeux.

D'ailleurs, dans nos conférences de dessin, nous avons soin d'éveiller leur esprit d'observation à ce sujet, et nous les engageons à rechercher dans des essais personnels, avec le matériel qu'ils utilisent, divers éléments qui entrent dans les essais généraux que chacun d'eux peut faire. Par exemple : la mesure des efforts développés entre les mors d'un étau pour maintenir une pièce; les efforts d'équilibre du mécanisme de l'étau; ceux développés sur une lime, les coefficients d'attaque des limes, les efforts pour soulever ou pour descendre une charge suspendue à un palan ou à un treuil, l'estimation des vitesses des machines-outils, les longueurs relatives des copeaux enlevés par les outils des raboteuses, etc.

Nous sollicitons constamment ces élèves à se rendre compte de tout ce qui se passe dans le milieu où ils se trouvent, sans les astreindre à rester à leur étau ou à leur établi, sans les astreindre à ne s'inquiéter que de leur besogne courante.

Nous cherchons ainsi à développer la faculté d'observation de nos élèves plutôt que l'habileté manuelle, qui vient en seconde ligne dans les exercices d'atelier. Ceux-ci ont simplement pour but de faire connaître et distinguer les divers métaux et bois employés dans les constructions industrielles, les différents outils de travail et leur mode d'action, tous points très importants pour le futur ingénieur.

C'est dans la deuxième année d'enseignement que commencent les essais coordonnés.

Nous n'avons, ici, à nous occuper que des élèves de la section de mécanique, qui font des essais pendant le premier semestre de l'année scolaire, en y consacrant quarante séances de trois heures et demie chacune.

Les élèves sont divisés en équipes de quatre à six. Chacun d'eux est pourvu d'un carnet d'essais mécaniques[1] qui lui donne tous les renseignements utiles sur la constitution des machines à essayer, sur la confection des éprouvettes relatives aux divers modes de résistance et d'épreuve des matériaux, sur la marche des essais de frottement, sur la conduite des essais d'un générateur, d'un moteur à gaz.

De nombreux tableaux facilitent la prise des notes pendant les opérations.

Tout en confectionnant, comme travail courant, les éprouvettes qu'ils soumettront aux essais, les élèves sont d'abord initiés à la manœuvre des machines à essayer; ils font aussi les essais d'équilibre et de rendement des mécanismes qui constituent ces machines : vis sans fin et roue correspondante; vis et écrou compresseur, frottement du piston principal, recherche du module entre l'effort moteur et l'effort sur la fausse éprouvette indiqué par la romaine; mise en charge et en décharge de la machine; énergies dépensées.

1. Nous joignons à cette note un spécimen de ce carnet que nous avons réservé à nos élèves.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Tous les éléments sont notés dans les tableaux du carnet et rapportés sous forme de diagrammes.

Notons que, dans les travaux graphiques de deuxième année, l'une des machines à essayer fait l'objet d'un dessin d'ensemble et d'un dessin de détails, de telle sorte que les deux enseignements se complètent. De plus, un ou deux dessins comportent les résultats des principaux essais faits par les élèves.

La série méthodique comprend :

Des essais de compression lente. Chaque équipe confectionne des éprouvettes de sections différentes et de longueurs variables, de manière à faire ressortir les déformations d'écrasement ou de flexion par charges en bout. Le profil des éprouvettes varie à volonté pour réaliser, en petit, les solides adoptés par la pratique.

En général, l'exécution des éprouvettes donne lieu à l'usage des machines-outils de l'atelier et à des mesures précises au palmer. De même, les épreuves qu'elles subissent entraînent des mesures répétées et de nombreuses observations de tout ordre, profitables à tous, que nous expliquons ou dont nous laissons, de préférence, saisir le pourquoi par la sagacité des opérateurs. A une demande de renseignement d'un élève, nous ne répondrons qu'après l'avoir laissé chercher quelque peu; le plus souvent, nous posons la question à tous, afin que tous s'en inquiètent, que tous en profitent.

Le relevé des éléments des essais se fait sur des feuilles préparées; les diagrammes sont exécutés au tableau voisin de chaque machine, de manière que tous suivent aisément la marche des opérations.

En outre, chaque élève note sur son carnet les divers essais de l'équipe et peut aussi noter les essais des autres équipes. Les particularités sont indiquées de même; nous avons soin de signaler, s'il y a lieu, les points qui présentent le plus d'intérêt.

Notons encore que ces essais de compression se font avec les divers métaux industriels, les différentes essences de bois, des briques, des pierres, du ciment, du caoutchouc, du liège, etc. Les élèves sont invités à apporter des matériaux provenant de chez eux ou de personnes avec lesquelles ils sont en rapport.

Essais de compression vive. — Ces essais s'opèrent avec un marteau ou avec un mouton selon les cas, et sur des éprouvettes cylindriques, pleines ou creuses, en plomb, cuivre, fer. Ils ont en vue l'estimation du rendement du choc rapporté à l'énergie dépensée par la compression lente. Ils se font sur des éprouvettes identiques ou semblables.

Le rendement du choc s'estime aussi en déplaçant une pièce cylindrique emmanchée dans une bague à frottement dur. Celui-ci est mesuré à la machine à essayer; le choc produisant un déplacement analogue, on peut estimer assez exactement les efforts développés par le marteau, les énergies dépensées, et comparer les éléments du choc avec ceux d'une poussée lente.

Essais de pénétration. — Poinçon enfoncé dans un cube ou dans un cylindre de plomb. Cet essai donne lieu à des déformations curieuses, qui sollicitent l'attention des élèves. On a soin de tracer, sur les surfaces des pièces, des lignes rectangulaires entre elles et des circonférences qui permettent de suivre les déplacements de la matière.

Enfoncement de gros clous dans du bois. Ces essais se réalisent aisément, les élèves les multiplient à volonté. Ils sont très propres à la comparaison de l'action de la presse avec celle du marteau. Ils montrent aussi les efforts variables du frottement quand le clou traverse la pièce de bois d'outre en outre ou quand on retire le clou de son logement.

Essais d'arrachement. — Ils s'appliquent aux clous, pointes, vis, tirefonds, tiges scellées ou rivées; à l'arrachement de l'écrou d'un boulon engagé plus ou moins sur la tige filetée, à celui de la tête diminuée ou non en épaisseur.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Comme ces essais ne sauraient être tous faits par chaque élève, on les répartit dans les équipes.

Ils donnent ensuite lieu, dans l'ensemble, à un échange de communications entre tous les élèves, ce qui les incite à la discussion des phénomènes.

Essais de traction. — Ici encore, on adopte des éprouvettes de sections et de longueurs variables, et l'on opère avec les divers matériaux trempés ou recuits.

Très souvent, les élèves ont l'occasion de rompre des éprouvettes présentées par les constructeurs, ce qui les intéresse toujours davantage, à cause du but industriel que ces essais comportent.

C'est ainsi que de nombreuses éprouvettes se rapportant aux aciers du pont Alexandre III, à ceux du Métropolitain, etc., ont été rompues à l'Institut industriel par les élèves.

Des fondeurs de bronze, des fabricants de courroies, de câbles en chanvre, en coton, en fil de fer, viennent également, chaque année, soumettre des échantillons de leurs produits aux épreuves de traction. Ils sont toujours agréés par le directeur, toujours accueillis de bonne grâce par nous, qui les sollicitons souvent, et les élèves sont très empressés à prêter leur concours.

Les essais méthodiques de traction se font d'abord sur des bandes de caoutchouc, puis sur des courroies de cuir, en faisant varier les charges à volonté, en vue de bien faire saisir les phénomènes de l'élasticité.

Les opérations sont facilitées en employant des charges suspendues à un dynamomètre ordinaire; nous obligeons les élèves à organiser eux-mêmes ces essais, pour les exercer à trouver les moyens simples qui suffisent.

Pour quelques essais à la machine, on installe l'appareil enregistreur des charges et des allongements; on fait varier les efforts à plusieurs reprises à partir d'une faible charge dite de tension initiale, et cela afin de faire ressortir les variations de la limite d'élasticité.

Quelques essais de traction à haute température sur des fils métalliques se font aussi pour montrer les variations de la résistance et de la ductilité.

On opère encore sur des fils pour les essais de traction vive par la chute d'une masse.

Les essais de traction sont assez répétés pour permettre aux élèves de se rendre bien compte des phénomènes qu'ils comportent.

Essais de cisaillement, de glissement. — Ils s'appliquent à la rupture de tiges engagées dans des plaques d'acier, à la rupture des rivets réunissant des plaques, à celle de collets dégagés au tour dans des tiges cylindriques.

Essais de poinçonnage et de cisaillage. — Comme les élèves se servent assez fréquemment de la poinçonneuse et de la cisaille, ils sont à même d'observer les phénomènes de coupe de ces outils; il suffit de les reprendre en vue de l'estimation des efforts développés et des énergies dépensées. On opère, soit directement sur les organes de la machine-outil, en estimant les efforts au dynamomètre ordinaire, soit avec un dynamomètre de rotation, soit à la machine à essayer munie de blocs appropriés.

Ces essais se font sur des épaisseurs variables, avec divers métaux, à différents états d'avancement de l'opération, toujours pour faire surgir des comparaisons qui intéressent davantage.

Le cisaillage donne lieu à des essais de ductilité, de malléabilité à différentes températures. A cet effet, on chauffe une barrette du métal sur une certaine longueur, de manière à déterminer des températures variables; puis on fait des coupes successives à la cisaille, depuis la partie la plus chaude jusqu'à la plus froide. On juge par la déformation de la section du plus ou moins de malléabilité et de ductilité.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Essais de flexion et de contreflexion. — On adapte d'abord des barres assez longues; l'élève doit organiser les essais de lui-même. Ensuite on opère sur des barres courtes, à la machine à essayer, en faisant subir des contreflexions répétées s'il y a lieu.

Ces essais se font aussi avec des pièces courbes, des cercles. Ils se complètent par des flexions vives avec un marteau ou avec un mouton, particulièrement sur des barres de fonte, de fer, d'acier.

Essais de courbage et de pliage. — Ils forment le complément de ceux qui précèdent, ils sont des plus simples et très probants pour vérifier la ductilité. Il importe de ne pas les négliger, en opérant sur des échantillons trempés ou non. Nous avons soin de mesurer la déformation par le rayon de courbure, et non pas, comme certains cahiers des charges l'indiquent encore, par la considération de l'angle des branches, qui ne signifie absolument rien dans un tel essai, attendu que deux directions peuvent être raccordées par un rayon quelconque.

Essais de torsion. — On opère en premier lieu avec une forte bande de caoutchouc dont les faces sont tracées de droites et de circonférences, pour montrer les déformations si curieuses et si complexes que produit la torsion. Ici encore l'élève organise un premier essai à sa volonté qui donne lieu à la mesure des angles et des moments de torsion faciles à estimer. Il constate les raccourcissements de l'éprouvette de caoutchouc et détermine les efforts nécessaires pour rétablir la longueur primitive; il voit, à un moment donné, la tendance à la formation d'un nœud ou d'une déformation plus prononcée et localisée.

L'élève est ainsi préparé pour opérer sur des éprouvettes métalliques variées, en employant un tour, un treuil à dynamomètre, une machine spéciale.

Les essais de torsion intéressent vivement les élèves; ils sont, pour toutes les pièces rotatives, telles que les arbres, beaucoup plus probants que ceux de traction. Pour bien faire ressortir les glissements hélicoïdaux superficiels, nous opérons sur des tiges filetées.

Essais de tuyaux. — Par pression intérieure et jusqu'à rupture si possible. Les difficultés pour obtenir des joints bien étanches ressortent de ces essais et frappent les élèves.

Enfin, les essais de résistance donnent lieu à l'examen de l'aspect des surfaces ou des cassures par les méthodes d'oxydation et de micrographie.

Essais divers. — Indépendamment des essais de résistance, les élèves de deuxième année font encore des essais divers, tels que ceux relatifs à la recherche des coefficients de frottement par les méthodes connues, des essais d'huiles, de résistance au roulement sur galets et sur billes de diamètres variables, des essais d'adhérence et de glissement des courroies, des câbles sur les poulies, en faisant varier les efforts, les vitesses à volonté, ce qui est facile en utilisant un tour actionné par dynamo; l'estimation des tensions d'un câble en variant la longueur, la flèche; des essais de tensions produites par un écrou avec sa vis, de serrage d'un étau ordinaire, d'un étau parallèle; essais de frottement des garnitures et des tiges animées d'un mouvement rectiligne, d'un mouvement rotatif ou d'un mouvement hélicoïdal; essais de répartition de charges sur des pièces de niveau, avec des points de suspension multiples, en variant la position de la charge, en modifiant les conditions à volonté.

Les élèves sont incités à faire des essais personnels ou d'initiative propre. Ils doivent noter aussi les faits qui se produisent dans les ateliers et qui donnent lieu à des observations utiles; par exemple : les chutes des courroies, les oscillations plus ou moins prononcées d'une courroie motrice, les oscillations singulières de l'aiguille d'un voltmètre, d'un ampèremètre, l'estimation des énergies indiquées par ces instruments de mesure.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Tous les élèves de deuxième année relèvent encore des diagrammes au moteur à vapeur pour les calculer et les représenter sur le dessin relatif aux épures cinématiques et graphostatiques du mécanisme principal de ce moteur.

On çonçoit que de tels exercices préparent les élèves à bien comprendre les leçons de résistance appliquée, qui sont développées dans le deuxième semestre de la deuxième année et dans le premier semestre de la troisième année.

Ajoutons que les élèves électriciens participent à ces essais pendant le deuxième semestre de la deuxième année. Ils ont d'ailleurs, pendant ce semestre, de nombreuses séances d'atelier d'électricité où ils font de multiples essais électriques.

Essais faits par les élèves de troisième année. — Le troisième trimestre de l'année scolaire comporte, pour les élèves mécaniciens de troisième année, dix séances de trois heures et demie.

Les élèves sont sectionnés en plusieurs groupes selon leur nombre et les nécessités des essais qui comprennent :

Plusieurs essais de vaporisation du générateur et de consommation de charbon, à tirage modéré, intense, forcé par souffleur de vapeur au moyen d'un appareil Meldrum. On fait aussi varier la pression et le procédé d'alimentation par pompe, par injecteur, par ballon. Les élèves mesurent la température des gaz dans les divers carneaux, celle de l'eau, de la vapeur; ils notent tous les éléments possibles de la marche.

Afin de ne pas prolonger ces expériences outre mesure, les groupes opèrent à tour de rôle dans l'une des variantes du fonctionnement. Un autre groupe relève les conditions de la marche du moteur : vitesses, diagrammes à l'indicateur, charges dues au moteur lui-même, aux transmissions seules ,aux machines-outils à vide, en travail, aux dynamos commandées.

La comparaison des diagrammes surfacés directement et par le planimètre permet de faire de nombreuses remarques et d'en déduire d'utiles documents pratiques.

Un essai, avec le moteur Brotherood et sa dynamo, complète ceux qui précèdent.

Essais du petit moteur à gaz avec frein de Prony, avec frein à courroie ou à corde, avec dynamo;

Essais du gros moteur à gaz avec freins ou avec dynamos, en considérant la marche avec un, deux ou trois cylindres;

Consommation de gaz dans les divers cas considérés;

Essais d'une pompe centrifuge commandée par dynamo à vitesses et charges variables;

Essais sur le ventilateur de la forge;

Essais de coupe des outils par les foreuses, les tours, les raboteuses, les fraiseuses, en faisant varier les épaisseurs de copeaux, les vitesses, les métaux, les outils. Pour estimer les efforts et les énergies, on opère soit directement, avec des dynamomètres ordinaires, soit avec un dynamomètre de rotation enregistreur, soit avec un appareil approprié au cas particulier considéré.

On profite de la présence des élèves de cette division pour leur répéter quelques essais de rupture par traction, torsion, flexion; des essais de résistance des ciments à la traction et à la compression; des essais de briques, de pierres, de mortiers.

Le montage de dynamos avec leurs appareils auxiliaires présente également une grande utilité pour les élèves mécaniciens, qui opèrent alors de concert avec ceux de la section électrique.

De même, les élèves chimistes, qui forment une section de l'effectif de l'école, participent à quelques-uns de ces exercices. Par exemple, lorsqu'ils étudient les alliages sous forme de lingots coulés, dont on fait des éprouvettes de traction ou de compression, qu'ils essaient pour en déterminer les conditions de résistance, qu'ils soumettent à

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

l'action des acides, après polissage ou non, pour en étudier la structure intime par la méthode micrographique. Comme il ne serait pas possible de réaliser, pour chaque année d'enseignement considéré, toute la série des essais prévus aux programmes ci-dessus, nous avons été conduit à les alterner, à les répartir sur deux années pour division, ce qui amène une certaine variété.

D'ailleurs, nous ne nous en tenons pas strictement à ces programmes. Chaque année, nous entreprenons des essais particuliers soit en vue de compléter les données d'expériences de notre cours de résistance et de notre cours des arts mécaniques, soit en vue d'en rechercher d'autres. Et, c'est ainsi que nous avons déterminé la plupart des lois des déformations des procédés de forgeage : lois de compression, de martelage, de refoulage, de laminage, d'étirage, d'emboutissage[1], etc., celles relatives à la coupe des métaux, en considérant les divers outils et machines-outils de travail par enlèvement de matière, meulage, cisaillage, poinçonnage, perçage, rabotage, tournage, taraudage, filetage[2]; celles de la résistance des pistons à paroi plane et à paroi tronco-conique; celles des réservoirs à fonds coniques, des emmanchements à frottement énergique, celles de l'étirage au mandrin.

Dans tous ces essais, plus particuliers, il nous a fallu mettre à contribution la bonne volonté, qui ne nous a jamais fait défaut, de nos collaborateurs ordinaires, c'est-à-dire de nos élèves, qui n'étaient jamais les derniers à effectuer les manœuvres nécessaires, à s'intéresser aux résultats qui en ressortaient. Ces essais se faisant d'une façon exceptionnelle, ceux d'un intérêt plus immédiat pour les élèves n'en souffrent pas, et l'on conçoit que tous ces travaux sont des plus féconds pour notre enseignement.

Nous n'avons pas jugé nécessaire d'entrer plus avant dans le détail de ces divers exercices qu'il est possible de réaliser dans les écoles quelque peu outillées.

Ces exercices, qui précèdent ou suivent l'enseignement théorique, sont éminemment propres à développer les facultés d'observation, à stimuler l'initiative des élèves, à éveiller leur sagacité, à leur apprendre à expérimenter, à rechercher les coefficients pratiques qui affectent les formules théoriques, à reconnaître dans quelles limites ces formules sont applicables, à leur faire apercevoir le pourquoi de ces limites, à les familiariser avec les méthodes d'investigation, avec le matériel des ateliers. Ainsi formés, nos élèves ne craignent pas de mettre la main à l'œuvre; ils acquièrent de nombreuses notions pratiques qu'il serait regrettable pour eux d'ignorer au début de leur carrière; ils ne méprisent surtout pas l'atelier que trop encore considèrent comme quelque chose d'inférieur. L'élève est ainsi sollicité à examiner ce qui se passe journellement sous ses yeux, dans l'école et hors de l'école; il prend l'habitude de bien voir, pour réfléchir, raisonner et se souvenir quand il se trouve aux prises avec les nécessités de sa profession.

Et, puisque la presque totalité de l'enseignement d'un élève ingénieur est basée sur des expériences, il serait néfaste de négliger les méthodes expérimentales, il importe au plus haut degré de les développer le plus possible, parce qu'elles harmonisent la pratique et la théorie. C'est ce dont les Américains ont un souci prépondérant dans leurs facultés de mécanique, qui constituent leurs écoles d'ingénieurs outillées d'une façon exemplaire, grâce aux grandes ressources dont elles disposent.

Aujourd'hui que tous les services techniques des grandes administrations, que les forges et la plupart des usines de construction possèdent des ateliers d'essais des métaux, il serait impardonnable de ne pas initier le futur ingénieur à la pratique de ces essais, qui prennent une extension de plus en plus grande.

1. Ces lois sont notées dans notre Étude des procédés de forgeage.
2. Essais résumés dans notre Traité des machines-outils.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

On ne saurait perdre de vue que, dans toute nation industrielle, par les services qu'ils sont appelés à rendre, la formation des ingénieurs est, à notre époque, la branche capitale de l'éducation nationale.

Cette éducation ne doit pas présenter de lacune, et si on ne peut admettre une faculté de médecine sans laboratoires, sans travaux pratiques, sans cliniques à l'hôpital, on ne saurait non plus concevoir une école technique sans laboratoires, sans ateliers d'essais, sans exercices pratiques.

Plus que jamais, l'opinion de M. Kennedy, exprimée depuis longtemps, est à répéter :

« Un atelier d'essais mécaniques est une partie essentielle de toute institution qui a la prétention de former des ingénieurs. »

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

TROISIÈME QUESTION

APPLICATIONS MÉCANIQUES DE L'ÉLECTRICITÉ

APPAREILS DE LEVAGE ÉLECTRIQUES

Par M. DELMAS[1]

Préambule. — Après les tramways, c'est bien dans les appareils de levage que l'électricité a rendu le plus de services.

Toute puissance mécanique était autrefois le symbole d'une chose encombrante, employant du charbon, de l'huile, dégageant de la fumée, de la vapeur, et nécessitant un homme spécial, qui fût un peu chauffeur, un peu mécanicien, c'est-à-dire un homme bien payé, et qu'on n'avait pas toujours immédiatement sous la main. Les consommations de charbon, d'huile, etc., dépendaient de son bon vouloir, et l'emploi d'un appareil de levage supposait des chaudières sous pression.

Les appareils hydrauliques furent un grand progrès. Mais une station centrale hydraulique ne s'adresse jamais qu'à une clientèle restreinte, représentée, par exemple, par les appareils de manutention et les portes d'écluses d'un bassin de commerce, et il y a peu d'autres consommateurs à espérer, peu d'industries pouvant utiliser cette forme d'énergie.

Combien différente est la situation de l'énergie électrique, dont les usines centrales, s'adressant à une clientèle illimitée, réduisent chaque année leurs prix de revient, et se plient aux applications les plus diverses. La même usine centrale verra se grouper autour d'elle des chemins de fer électriques, leur éclairage, leur chauffage, les transports de force à grande distance, l'électrolyse, la galvanoplastie, les hautes températures des fours électriques, la distribution de force aux petits comme aux grands ateliers, et tout cela avec quelle simplicité! Un simple fil posé, un bouton à tourner, et voici de tous petits moteurs qui s'ébranlent, propres, compacts, silencieux, peu encombrants, le moindre coin leur suffit, et pourtant ils actionnent les engins mécaniques les plus puissants, réglant eux-mêmes leur allure, donnant à volonté soit le coup de collier, soit la marche à vide.

Il fallut les tramways électriques pour bien mettre en évidence cette admirable qualité des moteurs électriques, cette souplesse dans leur travail, s'accommodant aussi bien d'un pénible démarrage, où ils se forcent à trois ou quatre fois le régime normal, que d'une marche à vide, lorsque, par exemple, les dynamos de la station centrale continuent à tourner et qu'il n'y a plus aucune consommation sur la ligne. Les usines centrales pour lumière, qui constituaient en 1889, lors de la dernière exposition, la principale application industrielle de l'électricité, ne connaissaient pas ces régimes vio-

1. Le remarquable mémoire de M. *Delmas* était accompagné d'un grand nombre de figures et de descriptions détaillées, pour lesquelles nous avons été souvent obligé de nous borner à renvoyer aux sources.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

lents; la mise en route se faisait toujours progressivement, les variations des demandes du réseau étant relativement lentes et de longue amplitude. Le monde industriel eut d'abord quelque peine à voir dans le moteur électrique autre chose qu'un instrument délicat. Elle n'est pas encore très éloignée l'époque où l'on vous montrait la dynamo de l'usine, petit bijou bien astiqué, pour l'éclairage seul. Et pour bien voir maintenant les rudes emplois que l'on peut faire de ces petits bijoux, il faut aller de l'autre côté de l'eau, chez nos confrères d'Amérique, à Pittsburg, par exemple, où l'on voit tourner des moteurs électriques presque au milieu des fournaises, et où l'on a confié à l'électricité le soin de manier des lingots incandescents, de les transporter, les défourner, les laminer, les couper, etc., sans que jamais la main de l'homme intervienne autrement que pour tourner un bouton, et encore certains boutons tournent-ils automatiquement.

C'est donc surtout depuis sept ou huit ans que, grâce aux tramways électriques, le grand public industriel s'est habitué à employer les moteurs électriques; et pourtant la routine est encore bien puissante dans nos vieux pays d'Europe, et surtout sous notre charmant climat de France. J'ai bien souvent vu de jeunes directeurs ou ingénieurs s'attirer la défiance de conseils d'administration en adoptant les transmissions électriques, que beaucoup prennent encore pour une distraction de savants, n'accordant de valeur industrielle qu'aux vieux arbres de transmission tournant à vide, ou à ces excellents tuyaux de vapeur, avec ou sans calorifuge, avec ou sans fuites aux joints, et le plaisir de les purger en été, de les geler en hiver. Malheur aussi à ce jeune ingénieur si sa dynamo lui réserve quelque surprise à la mise en route, car l'on sera terriblement sévère pour le moindre défaut, et le novateur payera son amer tribut à la routine.

Ce n'est pas seulement la souplesse du moteur électrique qui, depuis 1889, en a tellement répandu l'emploi. C'est surtout le côté *économique*. Qu'il me soit permis ici d'exprimer un regret d'ordre général : c'est de voir combien peu nos publications techniques s'occupent du côté *économique*. J'ai eu à dépouiller, pour le travail qui va suivre, un nombre considérable de documents, et je n'ai presque jamais trouvé de renseignements, soit sur le prix d'établissement, soit sur les frais d'exploitation. Les sociétés auxquelles je me suis adressé ont presque toutes refusé ces renseignements, qui me paraissent pourtant constituer la meilleure des publicités, et la plus saine.

Je ferai pourtant exception pour ce qui nous vient de nos confrères d'Amérique. Là, au contraire, la tendance générale est de ramener tout à l'unité fondamentale du dollar dans la comparaison des systèmes entre eux.

Je m'excuse de ne pouvoir faire de même dans ce qui va suivre, mais le milieu ambiant n'est pas le même, et je n'ai ici sous la main, le plus souvent, que des unités CGS abstraites, bonnes à solenniser l'art de l'ingénieur et à le mettre hors de la portée du public, et souvent même de l'industriel ordinaire, ce qui est une grosse erreur.

L'énergie électrique devait rapidement supplanter toute autre forme d'énergie, surtout pour les appareils de levage, pour une raison d'ordre essentiellement terre à terre, c'est qu'on trouve maintenant partout à sa disposition du courant électrique, et généralement pas cher, sans autre dépense d'installation qu'un bout de fil, et sans cette lourde préoccupation, pour un simple consommateur, d'avoir toute une usine génératrice à gérer. Et cet avantage ne fera qu'augmenter, car le prix ne fera que baisser.

Un appareil de levage hydraulique ou à air comprimé suppose le voisinage très rare d'une usine spéciale, et les engins à vapeur comportent toutes sortes de sujétions.

Un appareil électrique ne consomme que quand il tourne, et cela seulement proportionnellement (à peu près) à la force qu'on lui demande. Il est loin d'en être ainsi d'un appareil à vapeur. Enfin, le premier venu, même un enfant, pourra manier un appareil électrique, nos ascenseurs électriques parisiens en sont une preuve frappante.

Si, au lieu du petit consommateur et des appareils de levage isolés, nous passons

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

maintenant aux gros employeurs : entrepôts, gares, ports, ceux-là exploitent souvent eux-mêmes leur station centrale, espérant un prix de revient plus bas de l'énergie que s'ils l'achetaient. Et ils choisiront encore l'électricité, parce qu'elle leur donnera non seulement l'énergie pour les appareils fixes : grues, cabestans, ascenseurs, que l'eau ou l'air comprimé pourraient atteindre, mais encore le mouvement des chariots transbordeurs, des ponts roulants, des automobiles sur ou sans rail, et enfin la lumière, les lampes à arc, les signaux, etc.

PONTS ROULANTS ELECTRIQUES

Autrefois employés presque exclusivement dans les ateliers de construction, les ponts roulants deviennent de plus en plus un accessoire indispensable des grandes usines, surtout des stations centrales d'électricité, où les unités motrices peuvent être facilement rangées parallèlement sur une seule ligne, ce qui permet à un seul pont de desservir un grand nombre d'unités.

Avec la tendance à dépasser 8000 chevaux par dynamo, on conçoit l'importance du pont roulant dans une usine où il peut y avoir de 8 à 12 de ces unités.

L'ancien pont roulant à vapeur n'était pas très maniable. Le mécanicien pouvait occasionner de grosses avaries en augmentant indûment la vitesse. Sa chaudière verticale gaspillait le charbon. Il fallait une heure pour mettre sous pression, et son emploi à l'intérieur d'un bâtiment était incommode. Le danger d'incendie était toujours présent. Quant aux transmissions par arbres ou câbles, elles absorbaient une force énorme, et présentaient souvent du danger. La marche à vide en est très dispendieuse.

Le câble absorbe environ 2 chevaux de force par chaque longueur de 10 mètres de câble pour un pont moyen. Un essai, sur un pont dont le câble développé avait 200 mètres, ne donna que 15 chevaux absorbés par le câble; mais, en moyenne, il faut compter davantage. Comme il y a de fréquentes périodes où le pont ne travaille pas, le câble qui continue à rouler absorbe de l'énergie inutilement, de même que la lourde transmission par arbres. Le chapitre de l'usure des nombreux engrenages n'est pas à négliger, ainsi que le graissage de toutes ces transmissions.

Les ponts roulants électriques présentent de notables avantages sous ce rapport. Les ateliers des chemins de fer les adoptent sur une grande échelle.

Le caractère intermittent du travail impose presque ici l'emploi de l'électricité.

Même si le moteur électrique du pont roulant est du type shunt ou en dérivation, et s'il doit tourner toujours (faute de démarrer en charge) il n'absorbera presque pas de force à vide, contrairement aux câbles ou aux anciennes transmissions. Les moteurs enroulés en série, démarrant en charge, ne tournent que lorsqu'on demande du travail au pont roulant. Alors le moteur reste toujours embrayé. Le mieux est de mettre un moteur pour chacun des trois mouvements de translation, et, avec ces trois moteurs, aucune courroie ni transmission n'est plus nécessaire.

Les moteurs électriques procurent en outre une très grande régularité de marche.

Les constructeurs doivent s'incliner devant cette nécessité de plus en plus pressante : la rapidité de travail de l'outil. De même qu'on a réduit le prix de revient de la filature de coton en augmentant la vitesse des broches, de même les ateliers de construction et les usines ne peuvent plus se contenter des outils lents avec des ouvriers chers. Un pont roulant plus ou moins rapide peut très bien faire économiser de 1 à 2 francs de salaires par *minute* gagnée sur chaque opération de levage, et comme cela se répète un

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

grand nombre de fois par jour, on conçoit que la vitesse paye l'augmentation de la dépense d'établissement. Si l'on tient compte en plus de l'intérêt et de l'amortissement des innombrables machines et outils immobilisés dans le hall de montage, et que la lenteur du pont roulant retarde, on conçoit que sa vitesse est un gros facteur d'économie.

On ne saurait proposer comme modèles les ponts roulants de certaines usines, qui ont simplement transformé de vieux ponts, en leur appliquant un moteur électrique qui commande alors directement les anciennes transmissions. Dans ce cas, les dents d'engrenage échappent, les courroies glissent, et l'on est amené forcément à les supprimer et à commander directement chacun des mouvements de translation par un moteur spécial, réversible.

Dans la construction des récents ponts roulants, il a fallu se préoccuper de la plus grande vitesse exigée, d'où résultent des efforts beaucoup plus considérables. Le simple calcul de résistance statique est insuffisant, car il faut que la rigidité et la raideur soient en rapport avec la vitesse et la nature du travail. On admet aux essais, sur un pont moyen, une flèche de 6 à 10 millimètres.

Le chariot, dans les ponts américains, est souvent, comme dans celui de *Sellers*, placé entre les deux poutres, à l'intérieur, au lieu de rouler sur le dessus des poutres. Alors les faces supérieures des poutres sont entretoisées latéralement pour résister aux efforts transversaux.

Les démarrages et arrêts brusques exigent ces entretoisements.

En Amérique, on met aussi quelquefois le chariot, comme en Angleterre, sur le pont; mais, avec un centre de gravité ainsi surélevé, la tendance au renversement s'augmente dans les grandes vitesses de travail; aussi, faut-il augmenter la surface de base.

On prend généralement le sixième de la portée du pont comme écartement des galets du chariot, pour avoir de la stabilité pendant le déplacement. Plus cet écartement est grand, plus il y a d'espace perdu pour le travail aux deux extrémités du bâtiment, le point de suspension étant au milieu des galets. Mais on peut aussi prolonger un peu la voie de roulement au dehors du bâtiment, pour utiliser toute la course, tout en assurant une parfaite stabilité dans le sens latéral. Un pont roulant doit pouvoir subir un arrêt brusque à la vitesse de 6 kilomètres à l'heure.

Pour avoir un bon mouvement de translation bien parallèle, sans coincements, il vaut mieux mettre le moteur au milieu du pont plutôt qu'à l'une des extrémités.

On commence à employer, pour les taquets d'arrêt, aux deux bouts du voyage, des matières élastiques, depuis qu'on augmente la vitesse.

Généralement, l'arrêt du pont en un point donné s'obtient en arrêtant progressivement ou en renversant le moteur électrique. On emploie aussi le frein à pédale, très utile pour arrêter avec précision en un point déterminé, notamment pour le mouvement de descente.

La maison *Brown Boveri*, de Baden (Suisse), s'est fait une spécialité de l'application des moteurs polyphasés aux appareils de levage.

Pont roulant de 50 tonnes, à Hyde (Angleterre). — Ce pont roulant décrit par l'*Engineer*, du 16 juin 1899 et l'*Engineering*, du 5 janvier 1900, construit chez M. Joseph Adamson et Cie à Hyde, pour la maison Armstrong, Witvorth et Co, d'Openshaw, est à quatre moteurs électriques, dont deux pour le levage, un pour la grande vitesse, un pour la petite vitesse. La portée est de 20 mètres. Le moteur électrique qui

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

commande le mouvement de translation du pont est placé au milieu du pont, et produit un déplacement rigoureusement égal de chacune de sesex trémités. A pleine charge : 50 tonnes, le levage se fait à la vitesse de 1m,30 par minute; à faible charge, on peut lever avec une vitesse de 5 mètres par minute. Le déplacement longitudinal se fait à la vitesse de 26 mètres à la minute et le déplacement transversal à 16 mètres à la minute. Une suspension sur billes permet de tourner la masse soulevée sur elle-même, sans avoir à tordre les brins de la chaîne de suspension; à pleine charge et pleine vitesse, l'énergie absorbée (mesurée au frein) est de 25 chevaux pour le levage (50 t.), 7 chevaux pour le mouvement transversal et 5 chevaux pour le mouvement longitudinal.

Les journaux précités donnent, sur le mode de construction, des détails qui pourront intéresser les spécialistes.

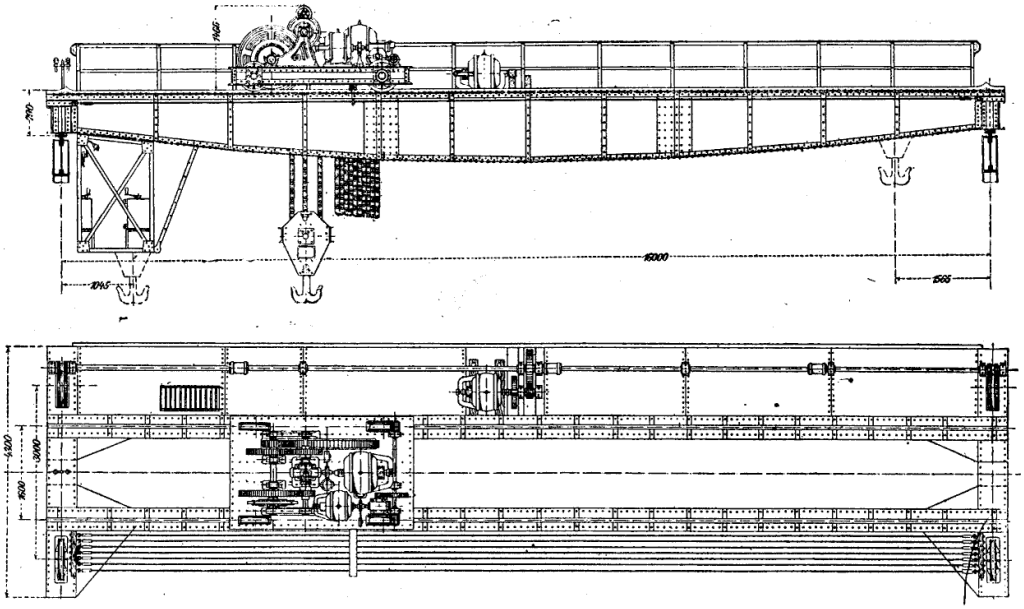


Fig. 1 et 2. — Pon roulant *Uellner* de 35 tonnes.

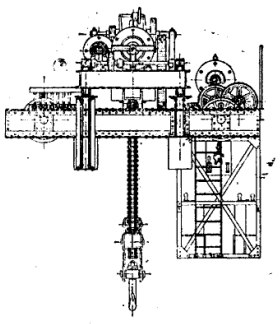


Fig. 3. — Pont roulant *Uellner* vu par bout.

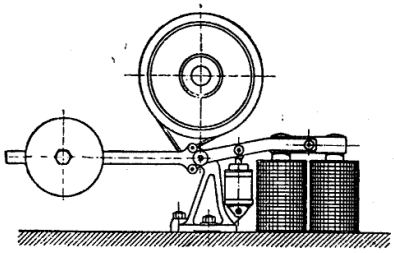


Fig. 4. — Détail du frein.

Type Paul Uellner. — Je reproduis ci-dessous les points principaux d'une communication de M. Paul Uellner, dans le *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*,

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

15 juillet 1899, sur un pont roulant de 35 tonnes, avec 16 mètres de portée, construit pour les ateliers de montage de chaudières Piedbœuf par M. Paul Uellner, ingénieur en chef de la Compagnie internationale d'électricité de Löttich.

Les vitesses de travail peuvent atteindre :

En levée.	1m,30 par minute	avec 35 tonnes.
En largeur	15 mètres	— —
En longueur	40 —	— —

Le pont a la forme poisson d'égale résistance. Le chariot roule à sa partie supérieure.

Il y a trois moteurs : un pour chaque translation.

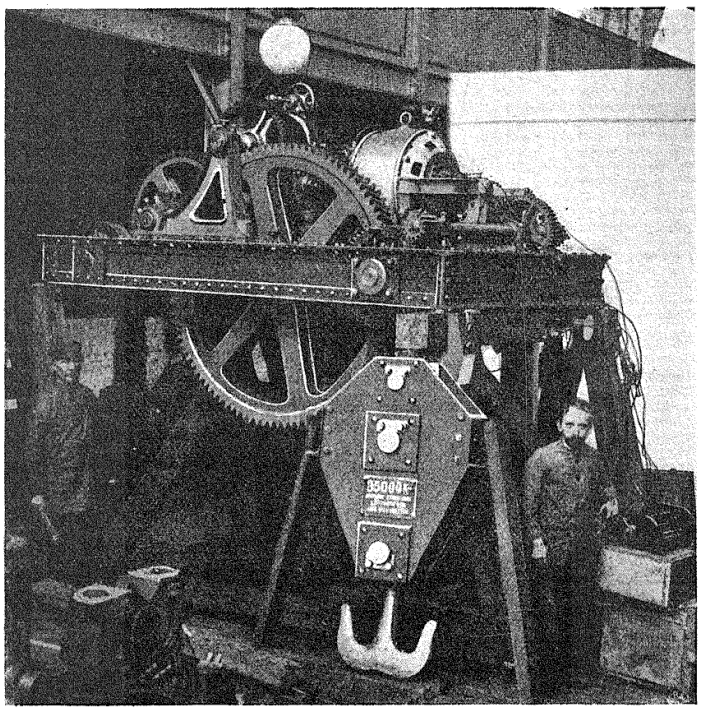


Fig. 5. — Pont *Uellner*, détail du chariot.

Le moteur pour le sens de la longueur est de 10 chevaux. Celui pour le levage est de 15 chevaux.

Le moteur en largeur est de 5 chevaux.

Voici (fig. 4) le détail du frein électrique automatique. Dès que le courant est coupé et que le moteur s'arrête, le frein fonctionne par contrepoids.

La fig. 5 représente le chariot, pendant les essais de résistance; on voit son moteur électrique, ses engrenages et le crochet de suspension.

Pont de Johnstown. — En 1897, les ateliers de construction de la Cambria Iron

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Company, Johnstown (Pensylvanie), installèrent deux ponts roulants de 60 mètres de portée, pour desservir le grand hall de montage (fig. 6 à 9).

Le problème à résoudre était de desservir le hall sans mettre de supports intermédiaires gênants et coûteux, et sans perdre de place avec des voies ferrées dans le hall, ce qui imposa l'énorme portée de 60 mètres.

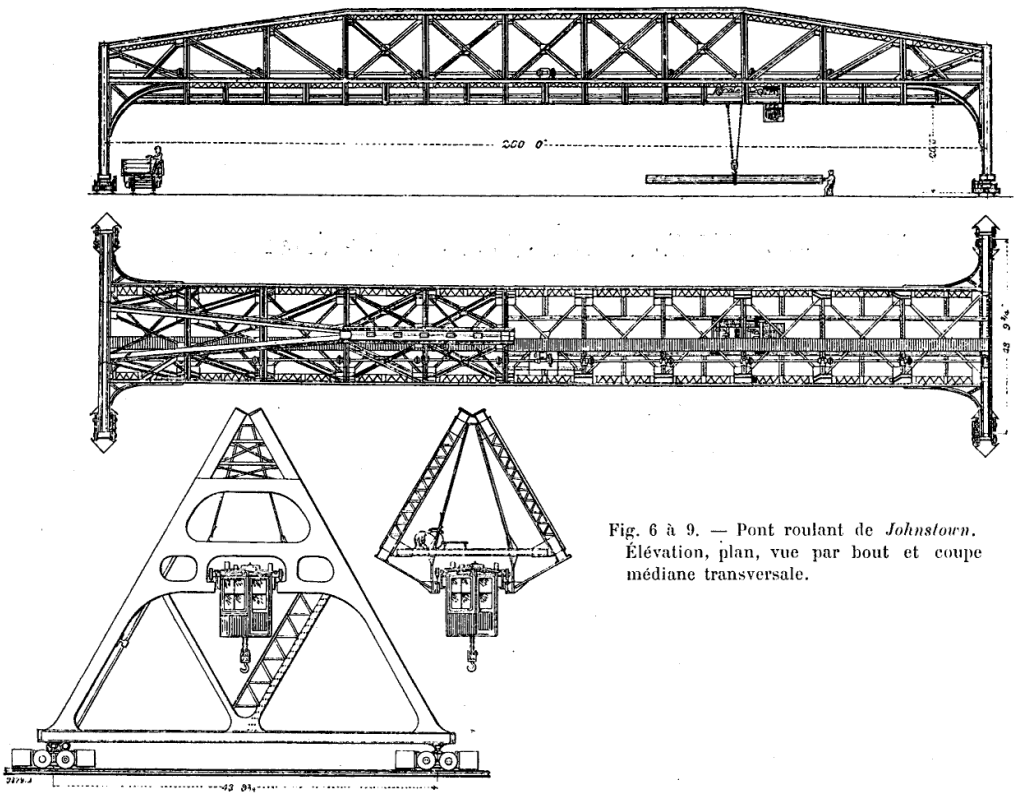


Fig. 6 à 9. — Pont roulant de *Johnstown*. Élévation, plan, vue par bout et coupe médiane transversale.

Les vitesses et puissances normales sont de :

50	chevaux.	En longueur.	60	mètres	par minute.	
25	—	En largeur.	120	—	—	
25	—	En hauteur	7	—	—	à pleine charge.

Il y a trois moteurs électriques indépendants.

Pont roulant du Great Central Railway (*Angleterre*). — La grue roulante de 25 tonnes du Great Central Railway, construite par J.-H. Royce, de Manchester, pour leurs gares de marchandises de Londres, Leicester et Nottingham, a une portée de vingt mètres et une hauteur libre de 7 mètres. Vitesse de levage, $1^{m},60$ par minute pour 25 tonnes. Vitesse de translation 16 mètres. Le chariot porte le tambour d'enroulement de la chaîne, qui a une rainure en hélice, pour éviter les versants.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

On peut employer le moteur électrique comme frein à la descente, un commutateur permet à cet effet de le placer en court circuit sur lui-même. Le poids de la grue sans sa charge est de 50 tonnes, et de 75 tonnes en pleine charge[1].

Type pour chantiers maritimes. — Je citerai parmi les appareils de cette classe les ponts roulants construits par la Brown Hoisting and Conveying Machine C° de Cleveland, Ohio, États-Unis d'Amérique[2].

Type Vaughan, de Manchester[3]. — Ces ponts, de 20 à 50 tonnes, ont trois moteurs. Ils sont remarquables pour leur simplicité et le peu d'engrenages. Portée du pont de 20 tonnes 15 mètres, vitesse de 100 mètres par minute en longueur, et 60 mètres par minute en largeur. Des rhéostats liquides permettent de varier beaucoup les vitesses, et suppriment les étincelles de rupture. Le frein électrique est automatique et progressif, ce qui évite les secousses d'un freinage trop brusque.

Le pont de 50 tonnes a une portée de 16 mètres et des vitesses de 66 mètres en longueur et de 33 mètres en largeur par minute.

PONTS AMÉRICAINS

On attache, en Amérique, une grande importance aux points suivants : Expulser du pont tout poids mort inutile, éviter de lourds supports en fonte, les grosses masses de métal, les engrenages excessifs. Tout ce poids mort réduit d'autant le poids utile à soulever. Rechercher la facilité d'accès de toutes les parties, ce qui est une objection contre les chariots placés à l'intérieur des poutres. Ne pas oublier que la moindre réparation du pont causera de graves interruptions au travail de l'atelier. Se préoccuper de tout ce qui pourra faciliter et accélérer l'inspection, le renouvellement et les réparations.

Il est commode de placer sur le chariot les treuils et leurs moteurs; mais, dans le cas où la portée est très grande, on pourra être obligé de décharger le pont d'une partie de ce mécanisme et de le placer sur le côté, ce qui n'est pas très bon. La meilleure solution est celle des trois moteurs électriques, et presque tous les derniers grands ponts roulants ont tout le mécanisme du levage sur le chariot. L'ancien système, avec ses innombrables poulies et engrenages, était un grave souci pour celui qui avait la charge de le réparer toujours à la hâte.

Le premier pont roulant électrique à trois moteurs a été installé aux ateliers Allis de Milwaukee, par la Shaw Electric C° de Mus-Regon, et fonctionne toujours très bien.

Autrefois, avec les faibles vitesses, il fallait réduire beaucoup celle du moteur électrique, ce qui obligeait à beaucoup d'engrenages et de poids mort, qu'on a heureusement pu réduire considérablement par l'adoption de plus grandes vitesses pour le pont et de moteurs plus grands, à marche plus lente. De plus, on a pu rendre ainsi le chariot plus compact, lui donner une course plus longue sur le pont, et amener les

1. *Engineering*, 9 juin 1899, p. 742.
2. *Bulletin de la Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale*, novembre 1897, p. 1520.
3. *The Engineer*, 6 janvier 1899, p. 8.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

charges soulevées plus près des murs. Il est à recommander d'enfermer les engrenages dans un bain d'huile[1].

Type Sellers, de Philadelphie. — L'un des plus importants constructeurs de ponts roulants est William Sellers et C° de Philadelphie. Je n'ai point visité ses ateliers, mais j'ai rencontré ses ponts roulants un peu partout, dans les grandes usines des États-Unis.

MM. Sellers ont construit pour la *C^ie Carneggie* un pont roulant pour 150 tonnes : portée, 16 mètres; hauteur d'ascension, 10 mètres. Il y a deux chariots sur le pont. Chaque chariot porte trois moteurs : un pour la translation, et deux pour le treuil.

Dans une autre installation, où la difficulté résidait dans le peu de hauteur libre du vieux bâtiment : 6 mètres, on est arrivé à un levage de 4m,30 effectif (15 tonnes de capacité), les poutres n'ayant que 85 centimètres de hauteur, et le chemin de roulement étant suspendu au toit.

Dans ces mêmes conditions, les ateliers Sellers ont construit un pont roulant de 20 tonnes, avec 8m,30 de portée, 75 centimètres de hauteur de poutres, et emploie des grandes vitesses de travail.

Type Pawling et Harnischfeyer de Milwaukee. — Voici maintenant quelques détails de construction des ponts roulants de Pawling et Harnischfeyer de Milwaukee[2]. Le chariot est à deux réductions de vitesse entre le moteur électrique et le pignon de l'arbre de levage. Ces réductions sont dans des boîtes à huile étanches. Cette construction donne un chariot léger, robuste et compact, une course utile maximum sur le pont, et une économie de force motrice, puisque l'on n'a, le plus souvent, à manier que de faibles charges.

Le freinage à la descente est le point délicat de tout pont roulant. Ici, on oppose à la charge une résistance antagoniste qui se règle automatiquement, et telle que la charge ne peut descendre que si elle est poussée vers le bas par le moteur électrique du treuil. Cet effet antagoniste est produit en forçant un filet d'huile à s'écouler entre deux surfaces variables, qui se règlent automatiquement, de manière à surmonter toujours légèrement la charge, et à exiger un léger effort du moteur électrique. Quelle que soit la charge, elle reste donc toujours suspendue, même si le mécanicien ou le courant électrique viennent à manquer. Le moteur électrique est lui-même muni d'un frein automatique simple et puissant, ce qui permet d'obtenir une grande précision dans la manœuvre.

La préoccupation est toujours de pouvoir arrêter brusquement à la vitesse de 6 kilomètres à l'heure, et même renverser la marche rapidement, avec le chariot au milieu du pont, ce qui oblige à renforcer les poutres. Toute économie dans l'inertie du chariot se traduit donc par une économie de métal sur les poutres et de force motrice; sous ce rapport, l'adoption des moteurs électriques et la réduction du nombre d'engrenages sont de grands progrès, donnant un chariot léger et compact.

Sur l'une des poutres du pont, est fixé un moteur électrique forme cage, attaquant un arbre qui longe tout le pont et lui assurant un déplacement rigoureusement uniforme de ses deux extrémités, ce qui évite tout coincement et tout déraillement. Les moteurs sont à 4 pôles. On exige d'eux une puissance de démarrage énorme et une très faible vitesse, pour avoir moins d'engrenages. Les essais de réception sont faits à une puissance double de la normale; on exige l'absence complète d'étincelles

1. *Mechanical World*, 13 octobre 1899, p. 175.
2. *Iron Age*, 19 mai 1898.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

et de tout chauffage anormal. Les balais sont à l'intérieur de la cage, à l'abri de la poussière. Chaque moteur a son rhéostat et son commutateur indépendants, calculés largement pour éviter qu'ils ne chauffent. Il n'y a pas d'arcs dans le commutateur, ce qui lui assure une longue durée.

Type du chantier de Romilly-sur-Seine. — Les chemins de fer de l'Est (France) ont installé en 1894, à Romilly-sur-Seine, un pont roulant pour le déchargement des bois, qui est remarquable par sa portée utile de 28 mètres[1]. Il est vrai qu'il ne soulève qu'un maximum de 8 tonnes à la vitesse de un mètre par minute. Hauteur effective de levage, 8 mètres. Vitesse de déplacement, sur rails, 15 mètres par minute.

Mais ce pont roulant est encore de l'ancien système (1894), et comporte de nombreux engrenages, vis sans fin, arbres intermédiaires, dont nous avons vu les inconvénients. Il est vrai que ce pont, de 8 tonnes seulement, est loin d'avoir l'importance des appareils dont nous avons déjà parlé. D'ailleurs, à cette époque, en 1894, ce n'étaient pas les avantages mécaniques de l'électricité qui avaient frappé la Cie de l'Est, et c'est à cause du danger d'incendie dans un vaste chantier de bois que l'on y avait eu recours.

Ancien type Shaw. — A cette même époque, nos confrères américains avaient une meilleure opinion de l'électricité. J'ai sous les yeux (fig. 10) la figure du type de

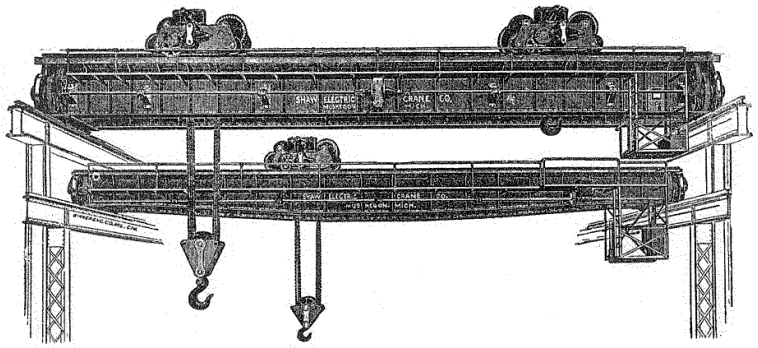


Fig. 10. — Pont roulant *Shaw*, de 1894.

ponts roulants que la Shaw Electric Crane Co de Muskegon (Michigan) vendait en 1894, savoir :

Un	pont roulant	de 30 tonnes	à la Cie Worthington.
—	—	40 —	à la Midwale Steel Co de Philadelphie.
—	—	80 —	—
Deux	ponts roulants	de 40 —	—
—	—	20 —	—

Tous ces ponts roulants étaient, déjà en 1894, à trois moteurs électriques indépendants, permettant de donner les trois mouvements à la fois.

Cette figure montre ces types de ponts roulants, l'un avec un double chariot, surtout avantageux pour soulever des masses incommodes, comme une locomotive, par exemple.

1. *Génie Civil*, 16 juin 1894.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Pont de Benrath, Allemagne[1]. — Pont roulant de 50 tonnes, pour le hall des mélangeurs d'une aciérie. Ce pont a été (fig. 11 à 20) construit par les ateliers de construction de Benrath, Allemagne.

Le but du pont est de transporter très rapidement la fonte en fusion, depuis le haut fourneau jusqu'aux bessemers ou mélangeurs. On conçoit qu'il fallait gagner en vitesse, non seulement pour éviter le refroidissement, mais encore pour bien utiliser le matériel. Les mélangeurs ont dû être surélevés pour que, après leur travail, le métal se rende par la seule pente aux opérations intérieures. Aussi, la hauteur de levage du pont atteint-elle 16 mètres. La portée est de 7 mètres.

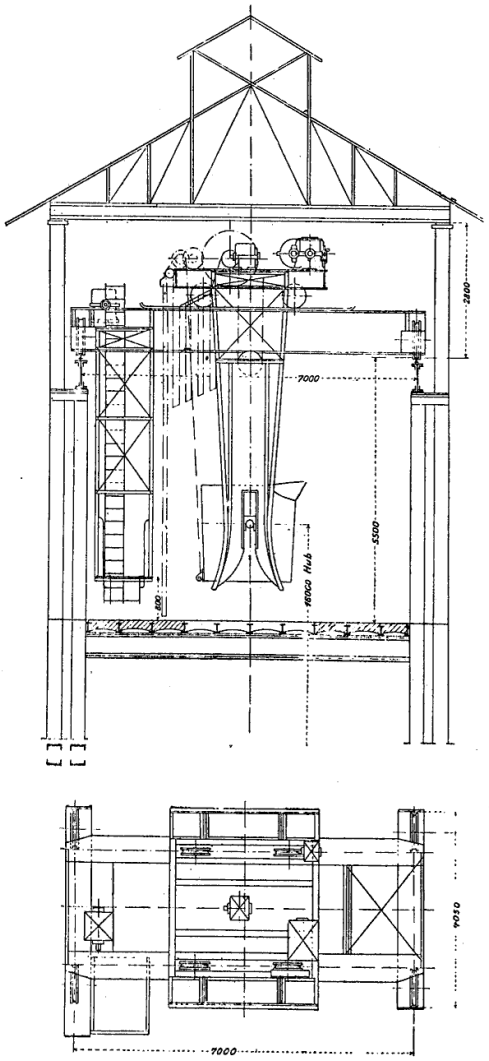


Fig. 11 et 11 *bis*. — Pont de *Benrath*. Ensemble, élévation et plans.

La cage du mécanicien descend jusqu'à terre, et lui permet une issue rapide en cas de danger. Le mouvement en travers n'a que 2 mètres de course, et une faible vitesse de 5 mètres à la minute, avec un moteur électrique de 5 chevaux. Ce mouvement n'est en effet pas d'une grande utilité dans ce cas spécial.

Au contraire, pour le levage à pleine charge, la vitesse est de 3 mètres à la minute, ce qui est très élevé en matière de ponts roulants. Pour ce levage, on emploie un moteur électrique de 70 chevaux. Le treuil est muni d'un premier frein électro-magnétique automatique et d'un second frein à bande à pédale, commandé depuis la cage du mécanicien par des leviers.

La vitesse en longueur est de 17 mètres à la minute, avec un moteur de 18 chevaux.

On voit, sur les figures 12 à 14, la poche qui contient la fonte liquide, le mouvement de bascule de la poche est produit par un quatrième moteur de 12 chevaux, qui en actionne la chaîne, M_1, M_2, et M_3, sont trois moteurs électriques.

Ce qu'il y a de remarquable dans ce pont, c'est l'extrême vitesse de levage : 3 mètres à la minute avec 50 tonnes, tandis que tous les ponts que nous avons passés en revue ne lèvent qu'à une vitesse de $1^m,30$ à $1^m,60$. C'est donc le double de la vitesse habituelle en Amérique. Quant à la vitesse longitudinale de 17 mètres à la minute, elle

1. *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, 31 mars 1900.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

n'est qu'ordinaire, puisque nous avons trouvé des vitesses de 26 mètres (Adamson),

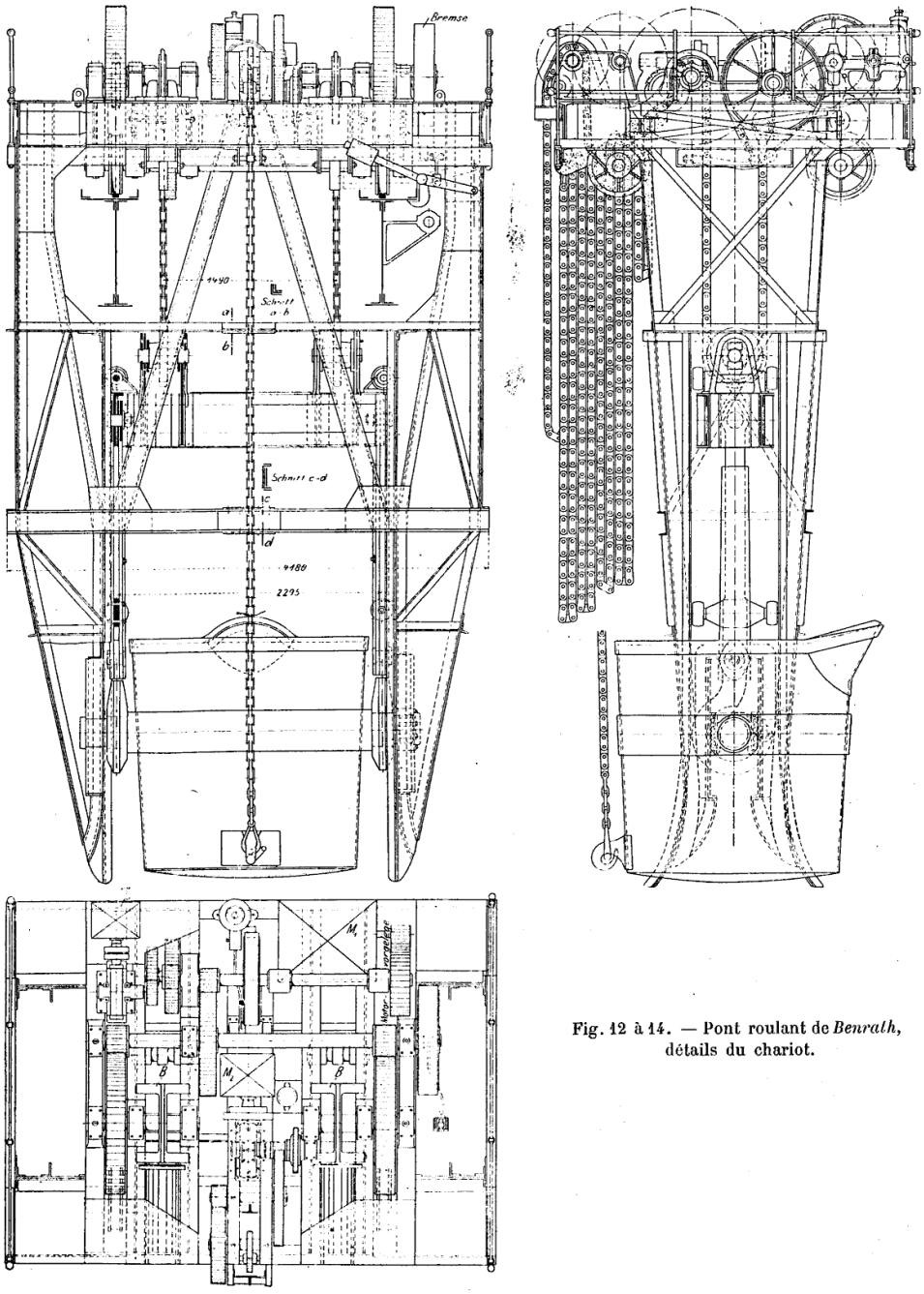


Fig. 12 à 14. — Pont roulant de *Benrath*, détails du chariot.

de 40 mètres (Paul Mellner, Cie Internationale d'Élec.), et même de 100 mètres (Vaughan, de Manchester). Mais il ne s'agit pas ici d'un travail ordinaire; et, pour

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

transporter 50 tonnes de fonte en fusion, il fallait un pont roulant donnant toute sécurité par une grande simplicité de manœuvre; c'est ce qu'a permis d'obtenir l'em-

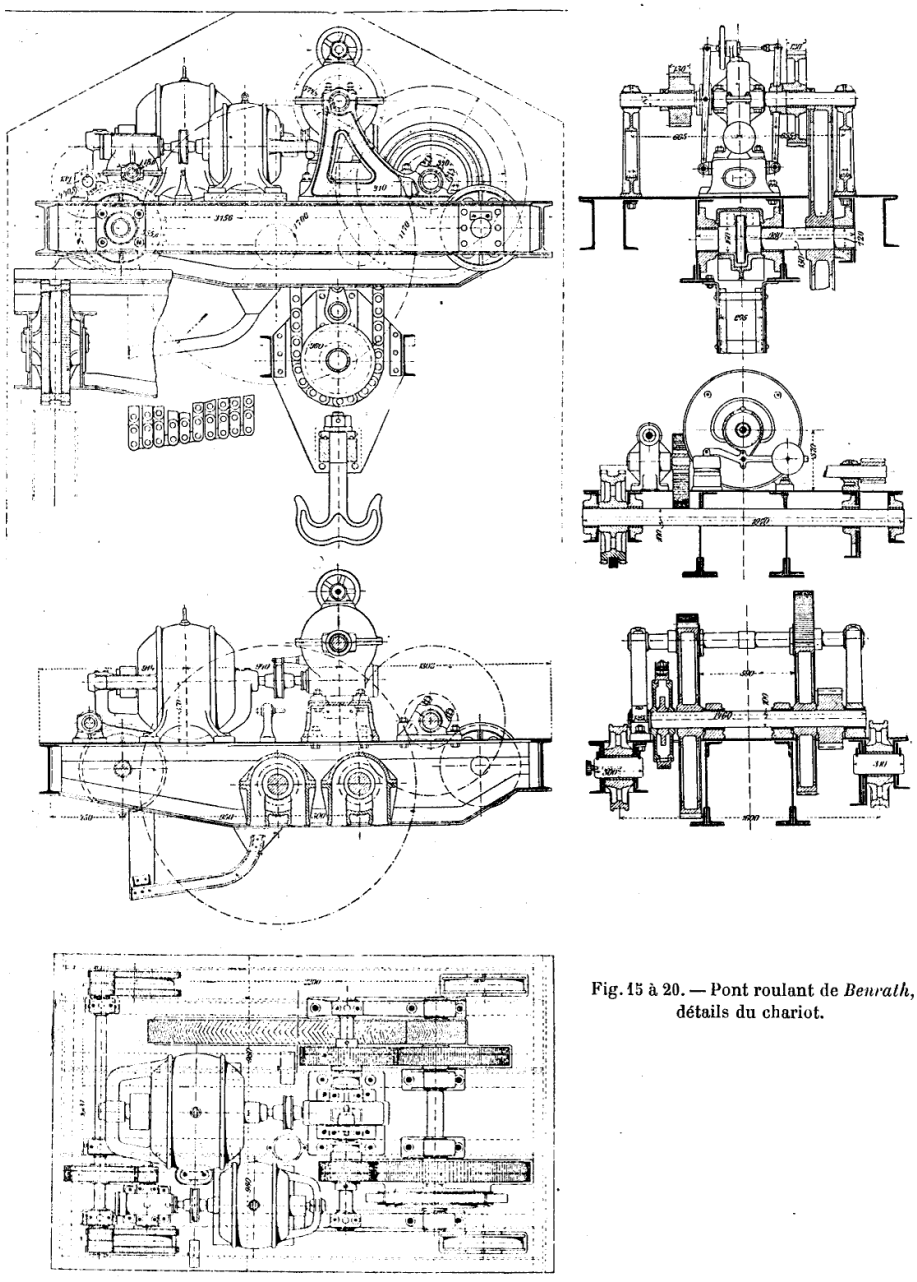


Fig. 15 à 20. — Pont roulant de *Benrath*, détails du chariot.

ploi de quatre moteurs électriques indépendants, y compris celui qui donne le mouvement de bascule à la poche de métal en fusion.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Type du Niagara. — En 1893, la Cie du Niagara installa un pont roulant de 50 tonnes qui devait, outre le levage des turbines et dynamos de 5 000 chevaux chacun, servir à creuser et achever la chambre des turbines, vaste excavation de 60 mètres de profondeur. Portée du pont, 20 mètres. Course en hauteur, 54 mètres. Vitesses en hauteur, 1m,60 par minute à pleine charge, 13 mètres à faible charge. Vitesse transversale de 16 mètres à 33 mètres par minute. Vitesse longitudinale de 33 mètres à 66 mètres par minute. Hauteur libre, 8 mètres. Constructeur, William Sellers, de Philadelphie.

Ici, la grande course verticale nécessitait un tambour de treuil de grande dimension, aussi ne l'a-t-on pas placé sur le chariot, pour l'alléger, et le treuil est en un point fixe du pont roulant. Il a deux tambours de 1m,20 de diamètre, commandés par un moteur électrique de 45 chevaux placé à l'un des bouts du pont roulant. Les différents mouvements de translation et les différentes vitesses s'obtiennent par engrenages. A cette époque, en 1893, on reconnaissait bien en principe l'avantage d'avoir trois moteurs électriques indépendants, mais l'objection qui fit repousser ce système fut que le régime de marche de ces moteurs paraissait bien sévère, comparable au régime des moteurs de tramways, et cela effrayait un peu, car l'énorme force prise au démarrage est hors de proportion avec l'énergie nécessaire pour entretenir le mouvement acquis. On avait un faible pour le système d'un seul moteur à vitesse constante, toujours en rotation, et sur lequel on embrayait doucement les engrenages au moment voulu. On prenait de la lumière sur ce moteur, il fallait donc respecter la régularité de sa vitesse.

Mais les années ont passé, et le moteur électrique a fait ses preuves; il ne craint plus la brutalité des démarrages et remplit mieux ce but que les embrayages à friction.

Premiers ponts de Saint-Chamond. — Les ateliers de Saint-Chamond paraissent avoir eu l'un des premiers ponts roulants électriques de grande puissance en France, après le Creusot. Le *Génie civil* du 11 février 1893 décrit sommairement deux ponts de 150 tonnes, construits par la maison Crozet et Cie, et trois autres de 30 et 60 tonnes et 75 tonnes, de la maison Biétrix.

Mais à cette époque (1897) on en était encore aux premiers errements d'un seul moteur électrique et de transformations compliquées de mouvement, triomphe de l'ingénieur purement mécanicien.

Ancien type Creusot. — En septembre 1891, les ateliers du Creusot installèrent un pont roulant de 150 tonnes et de 22m,50 de portée. Mais on en était encore aux nombreux engrenages, arbres intermédiaires, embrayages, et les dynamos n'avaient réalisé qu'un progrès partiel. Elles attaquaient les arbres au moyen de courroies. Des embrayages à frictions donnaient les trois mouvements. La descente de la charge se faisait en maniant un frein à ruban qui retenait une vis sans fin.

Vitesse de levage.	0m,930 par minute.
Vitesse transversale. . . .	8m,00 —
Vitesse longitudinale . . .	10m,75 —
Course verticale	13m,50 —

Puissance de chacune des deux dynamos 45 kilowatts, soit environ 70 chevaux; elles ne servaient simultanément que pour les fortes charges de plus de 80 tonnes.

Les figures 21 et 22 montrent les principales dispositions de ce pont, qui n'est à citer que pour sa grande puissance, car, de nos jours, on ne le construirait plus ainsi.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

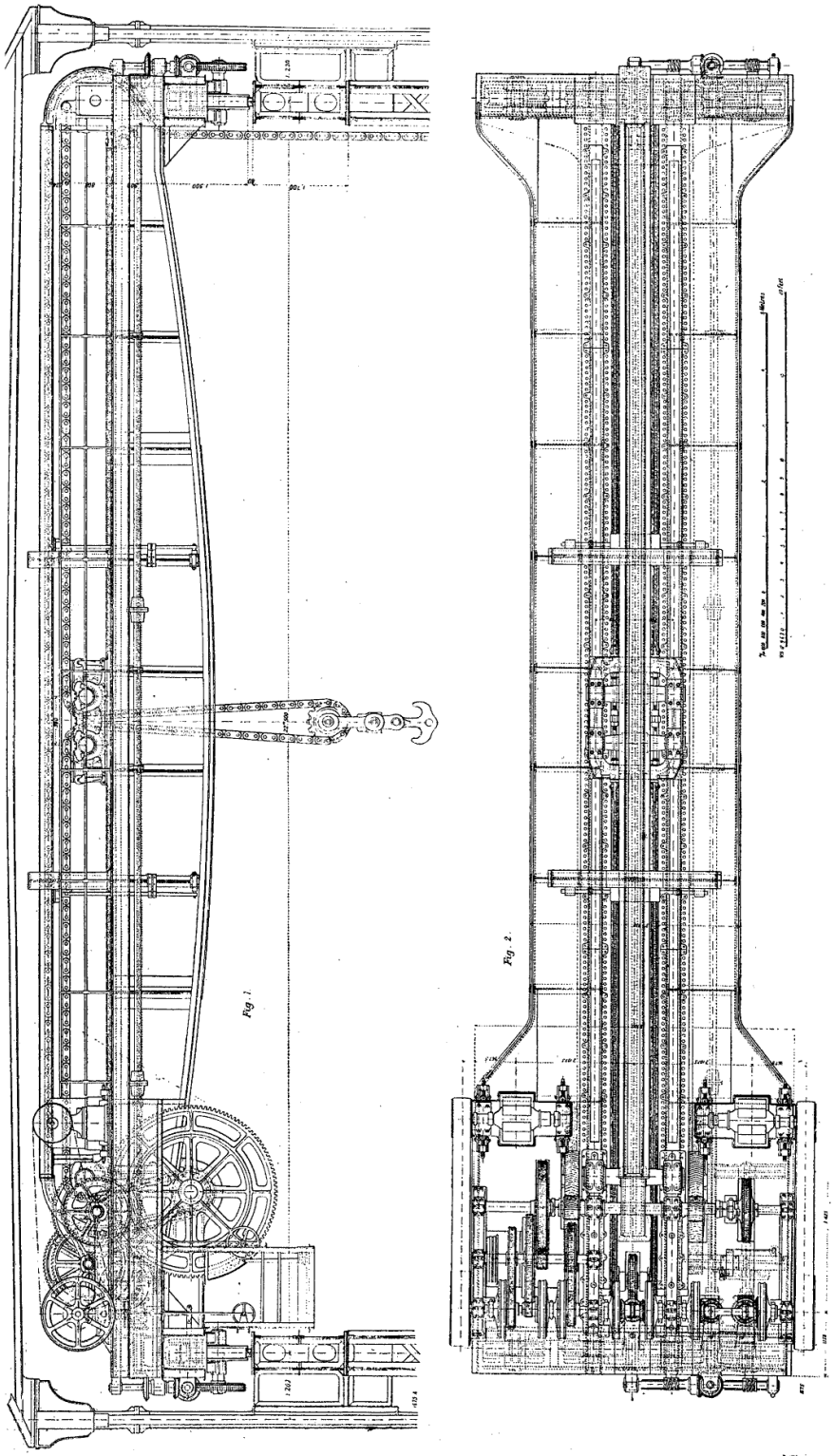


Fig. 21 et 22. — Pont roulant du Creusot de 150 tonnes.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Types antérieurs. — Déjà en 1893, les ateliers d'Oerlikon (Suisse) conseillaient à

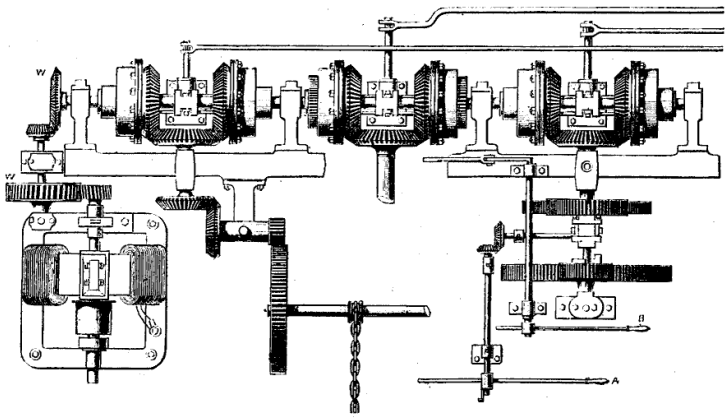


Fig. 23. — Pont *Mégy, Escheverria et Bazan* de l'exposition de 1899. Schéma des transmissions.

leur clientèle le pont roulant avec trois électromoteurs distincts, triphasés, les trois mouvements étant possibles simultanément, et chacun d'eux pouvant aussi s'obtenir par une manivelle à main. Ces constructeurs offraient déjà des ponts électriques à égalité de prix avec les systèmes à câble sans fin, toutes transmissions et bâtiments compris. Pour plus de deux ponts par installation, les ponts électriques devenaient (1893) plus économiques, tant comme installation que comme surveillance.

Antérieurement à 1893, les ateliers Baldwin, de Philadelphie (locomotives), avaient déjà un pont roulant électrique de 100 tonnes. Ce pont porte deux chariots pour soulever plus facilement les locomotives, et chaque chariot est relié à une dynamo de 40 chevaux. Ces deux dynamos donnent en même temps, par engrenages, transmissions et embrayages à friction, les trois espèces de mouvements. Les embrayages à friction chauffent parfois beaucoup à la mise en marche. J'ignore si ce pont a été modifié; bien qu'ayant visité ces ateliers en 1899, mon attention n'a pas été attirée à ce moment sur les détails du pont roulant.

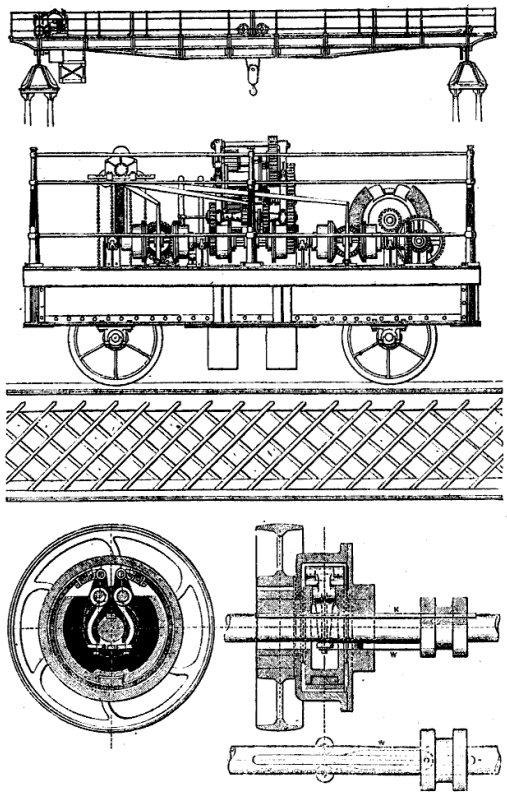


Fig. 24 à 26. — Pont *Mégy, Escheverria et Bazan* de 1899. Ensemble, détail du moteur et d'un embrayage.

A l'exposition de 1889, il y avait un pont roulant électrique de 10 tonnes construit

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

par MM. Mégy, Escheverria et Bazan, qui en avaient livré un de 25 tonnes aux ateliers Farcot.

En voici la reproduction figure 23-26 :

On voit à quelle formidable complication d'engrenages l'on se heurtait avec cette fausse idée de la dynamo unique, idée qui dérivait d'ailleurs de l'ancien emploi des transmissions par câble avec un seul moteur.

Je termine ici cette revue sommaire des ponts roulants électriques. Je suis loin d'avoir pu citer tous les constructeurs, cela va sans dire; et j'ai dû en omettre surtout faute de documents sérieux.

Exposition de 1900. — J'avais espéré pouvoir donner des détails sur les appareils exposés, mais les constructeurs n'ont pas pu me livrer leurs documents en temps utile.

Espérant que ces documents seront fournis au Congrès et publiés, je me borne à signaler les appareils principaux.

La maison Ganz, de Budapesth, expose un pont roulant électrique, dans la section hongroise, dans une des parties latérales de la grande salle des machines.

La maison Carl Flohr, de Berlin, expose le grand pont roulant de la salle des machines; ce pont roulant a les caractéristiques suivantes[1] :

Puissance.	25 tonnes	Vitesse : en hauteur.	2m,4 par minute.	
Portée	27 mètres	— en largeur	18m	—
Hauteur utile . . .	12m,50	— en longueur	30m	—

M. Jules Le Blanc, de Paris, expose la grande grue Titan de la salle des machines, à commande électrique[2].

La caractéristique de cette exposition sera qu'on ne voit presque plus d'appareils de levage qui soient actionnés autrement que par l'électricité.

Résumé. — En résumé, l'application de l'électricité aux ponts roulants a permis d'augmenter notablement leur vitesse, de réduire leur prix d'installation et leurs frais d'exploitation, tout en permettant un travail plus précis. Les réparations sont devenues moins nombreuses et plus faciles, depuis l'adoption de trois dynamos indépendantes pour chacun des trois mouvements.

Dans toutes les nouvelles installations de quelque importance, il semble démontré que l'emploi de l'électricité pour les ponts roulants s'impose.

GRUES ÉLECTRIQUES

Du pont roulant à la grue, il n'y a souvent qu'une différence peu marquée.

Nous allons encore trouver ici les mêmes avantages de l'électricité. C'est, pour l'ingénieur électricien, un problème infiniment simple que l'appareillage électrique des dans les engins de levage. Les moteurs employés sont de simples moteurs de tramways,

1. *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, 14 avril 1900.
2. *Génie civil*, 19 mai 1900.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

même pour les engins de 150 tonnes, et il suffit d'attaquer la roue d'engrenage qu'a dessinée l'ingénieur mécanicien. Mais la fusion et la liaison entre l'ingénieur mécanicien et l'ingénieur électricien sont loin d'être faites, malheureusement. L'ingénieur mécanicien, cherchant toute solution dans l'emploi d'engrenages, de renvois savants, de transmissions scientifiques, n'aura recours aux avantages de l'électricité que *in extremis*, tandis que cette intervention de l'électricité gagnerait souvent à être moins tardive. Nos confrères américains devancent l'Europe sous ce rapport; la division est chez eux moins marquée entre les départements de l'électricité et de la mécanique, et cette dernière y gagne. J'en attribue la cause à la part considérable faite au travail manuel dans les hautes écoles supérieures, où chaque ingénieur aura fabriqué lui-même toutes sortes de pièces de machines, tant en mécanique qu'en électricité.

Je ne saurais aborder ce nouveau chapitre sans déplorer encore le silence profond qui règne dans le monde des ingénieurs, sur le côté purement économique. Pour tous les appareils que j'ai étudiés, il m'a été rarement possible de trouver soit dans les publications techniques, soit chez les constructeurs, la moindre indication sur les frais d'installation ou d'exploitation. L'ingénieur européen a trop de tendance à se désintéresser du coût et de la partie commerciale. Le jour où l'ingénieur en saisit l'importance et y prend goût, il devient apte à être chef d'industrie, patron, et passe rapidement, du rôle de subordonné ou d'employé, à des rôles supérieurs et dirigeants. Nos collègues oublient trop, en général, que ce n'est pas avec des millimètres et des microhms qu'on gouverne le monde, mais avec des francs et des centimes.

Grue de Bremerhaven. — Parmi les plus grandes installations de ces dernières années, je citerai *la grue électrique de Bremerhaven*[1].

Cette grue peut soulever un poids de 150 tonnes. Elle est disposée pour desservir les plus grands navires. Elle doit pouvoir prendre une charge à une distance horizontale du bord du quai pouvant atteindre $13^{m},50$, ce qui a conduit à lui donner une portée de 22 mètres depuis son axe. La hauteur totale est de 36 mètres, ce qui permet de soulever les charges de 150 tonnes même par-dessus les cheminées des grands paquebots.

Le chariot pèse 50 tonnes, il porte un premier moteur électrique de 26 chevaux pour le mouvement de translation, à la vitesse de 8 mètres à la minute en pleine charge, et deux autres moteurs de 18 chevaux chacun, travaillant en parallèle, pour attaquer par engrenage et embrayage à friction l'arbre du treuil.

Le câble, d'une résistance de 150 tonnes, est enroulé à 7 brins, ce qui ne donne à pleine charge que 33 tonnes d'effort de traction sur chaque brin, soit le cinquième de sa résistance.

La vitesse de levage est de		$0^{m},68$	à la	minute	pour 150	tonnes.
—	—	$1^{m},38$	—	—	75	—
—	—	$3^{m},08$	—	—	37	—
—	—	$6^{m},29$	—	—	18	—

Le chariot porte un frein électromagnétique automatique du type habituel, qui entre en action aussitôt que les moteurs sont mis hors circuit. Il porte en outre un frein mécanique automatique, où la charge est contre-carrée par une vis sans fin réglée pour ne fonctionner que si elle y est sollicitée par le moteur électrique.

La grue tourne autour de son axe vertical, sur son pivot inférieur, par l'action d'un

1. *Bulletin de la Société d'Encouragement pour l'industrie nationale*, décembre 1899, p. 1810.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

moteur électrique de 26 chevaux, placé à côté du pivot inférieur. Le moteur électrique de 26 chevaux attaque par une vis sans fin réversible trois engrenages. Une révolution complète de la grue prend, à pleine charge, 7 minutes. A pleine charge, le pivot supporte un effort vertical de 530 tonnes et une composante horizontale (renversement) de 86 tonnes, en admettant pour le vent une pression de 250 kilos. Tout l'effort de renversement est reçu sur un collier à galets disposé juste sous la poutre transversale. A pleine charge, l'équilibre s'établit avec le contrepoids, et la couronne de galets ne reçoit plus que l'effort du vent.

Les ingénieurs allemands considèrent qu'ils ont réalisé un progrès notable sur la grue américaine de 150 tonnes de Newport-News, moins haute, où la base de roulement avait 11 mètres de diamètre contre $2^{m},20$ pour la grue de Bremerhaven.

Le poids total de la grue américaine en charge est de 775 tonnes, contre 375 tonnes pour la grue allemande. Cette grue a été construite par les ateliers de Benrath, avec des moteurs électriques de l'Union Elek^{te} Gesellschaft.

On remarquera la grande vitesse d'opérations que permet cette grue allemande, et ce facteur est spécialement important avec des grands navires, où la valeur du temps perdu peut représenter plusieurs centaines de francs par heure.

Type Southampton[1]. — *A Southampton*, on commença dès 1893 à employer des grues électriques. En 1898, ce système y fut généralisé.

Quelques-unes de ces grues sont d'une puissance de 3 tonnes seulement, mais beaucoup d'entre elles ont un double câble permettant, avec deux vitesses différentes, de soulever soit 3 tonnes, soit 12 tonnes. On a constaté que ces grues avaient rarement à lever plus de 1500 kilos, aussi les a-t-on disposées soit en câble simple, à 65 mètres de vitesse par minute, soit en câble double, pour 3 tonnes à 33 mètres par minute.

Le levage est produit par un moteur électrique de 50 chevaux et la rotation de l'axe de la grue par un autre moteur électrique de 10 chevaux. A pleine charge de 12 tonnes, une rotation complète demande une minute (portée de 10 mètres). Comme la grue n'a pas à se mouvoir sur rails pendant le déchargement d'un steamer, cette translation se fait à la main.

On peut virer et lever simultanément.

Les ouvriers du port accueillirent fort mal ces concurrents mécaniques et firent tout pour les avarier. Ils poussèrent la malveillance jusqu'à fixer le crochet de la grue aux parties fixes du steamer, et, une fois, l'on brûla ainsi l'un des moteurs électriques. Mais, finalement, tout s'arrangea, et on emploie maintenant dans ce port plus d'ouvriers qu'avant, grâce aux grues électriques qui en ont développé le mouvement général. Le rendement d'ensemble de la grue est de 55 p. 100 de l'électricité employée. La station centrale y gagne d'avoir du débit diurne, ce qui réduit les prix de revient.

Pas de danger de gelées, peu de leviers de manœuvre, et emploi d'hommes quelconques.

Documents à consulter. — Il a été publié un travail très complet de M. Chr. Eberbe, professeur à Duisburg, Allemagne, dans le *Z. des Vereines Deutscher Ingenieure*, du 1er janvier 1898, où l'on trouvera des plans de détails, calculs d'engrenages et de vitesses, pour un certain nombre de grues de différents systèmes, renseignements de nature à intéresser les constructeurs.

M. Émile Evers a publié dans le *Bulletin des Ingénieurs civils de France*, de 1897,

1. *The Engineers*, 2 décembre 1898, p. 538.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

page 380, une étude intéressante de grues électriques pour ports de mer, avec calculs d'établissement, dont voici les conclusions :

Les avantages qu'offre ce système de grues (électriques) sont les suivants :

1° Suppression de la chaudière, de ses accessoires et du tuyautage;

2° Suppression des cylindres à vapeur, mouvements, moteurs et distributeurs;

3° Suppression des dangers occasionnés par la gelée, rupture de pompes et de tuyautage;

4° Suppression des dangers d'explosion, coups de feu et autres ennuis inhérents aux chaudières à vapeur;

5° Mise en route instantanée, puisqu'il suffit de se brancher sur une canalisation électrique;

6° Conduite beaucoup plus facile, le machiniste n'ayant plus à s'occuper de la chauffe;

7° Entretien moindre, par suite de la suppression des joints, nettoyage de chaudières, garniture de presse-étoupes.

Quant au prix de premier établissement, il est sensiblement le même qu'avec la vapeur; car si, d'un côté, la chaudière et la machine motrice sont supprimées, nous avons une dynamo, un rhéostat, un distributeur, une prise de courant, tous appareils d'un prix assez élevé et demandant à être établis avec beaucoup plus de soins, et surtout à être protégés de l'humidité; à cet effet, la grue est enfermée dans une cabine en tôles et cornières.

Type Oerlikon[1]. — Les grues que construisaient en 1893 les ateliers d'Oerlikon présentaient les principales caractéristiques suivantes.

Moteurs électriques différents pour chaque sorte de mouvement. Poids total de la grue, 18 tonnes; puissance, 8 tonnes, à la vitesse de $1^m,50$ par minute. Doublement de vitesse pour 6 mètres à faible charge. Translation, 20 mètres par minute; rotation, 6 mètres par minute; frein à main; les trois mouvements peuvent être simultanés. Prise de courant par trolley. A pleine charge, il faut 10 chevaux de force pour la translation.

Types antérieurs. — En 1888 (14 septembre), a paru dans l'*Engineer*, page 220, un tableau d'essais d'une grue électrique de 20 tonnes, et, à cette époque, cet appareil était le seul du genre, sauf une grue électrique à Manchester et une en France. La lecture de ce tableau est intéressante, elle montre les préoccupations de cette époque, où l'électricité était encore uniquement scientifique; la moindre variation de voltage était notée; l'unité *ampère* était en grand honneur. Depuis, et surtout en Amérique, l'ampère et le volt n'ont plus que la valeur d'un renseignement, comme la pression de vapeur d'une chaudière, et c'est aux kilowatts, ou aux chevaux-vapeur, que l'on fait le plus attention, comme à une unité traduisible immédiatement et directement en francs et centimes.

Types du Havre[2]. — Le port du Havre a installé en 1895 six grues électriques pour le déchargement du charbon. Il y en maintenant onze.

Aux débuts, la substitution de l'électricité ne paraît pas avoir enthousiasmé les Havrais.

M. E. Delachanal, ingénieur de la Chambre de Commerce du Havre, a fait paraître

1. *Electrical World*, 2 septembre 1893.
2. *Génie Civil*, 18 septembre 1897.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

dans le *Bulletin des Ingénieurs civils de France*, avril 1895, une étude très fouillée de la question, et voici ses conclusions, en somme favorables :

« Des divers essais faits sur l'application de l'électricité aux engins de levage et, jusqu'à ce qu'une longue pratique ait fait ressortir définitivement les avantages et les inconvénients de son emploi journalier, il résulte :

« Que le fonctionnement de l'appareil en lui-même n'est pas modifié sensiblement;

« Que les frais d'exploitation sont plutôt moindres, si le nombre total d'engins est important;

« Que les sujétions et les dangers d'avoir des chaudières isolées sont évités;

« Que les dangers de gelée sont aussi évités;

« Que les engins sont plus faciles à déplacer le long des quais;

« Que le temps perdu en allumages est supprimé. »

Le passage suivant de son rapport montre que l'électricité eut de la peine à s'implanter au Havre :

« Disons, dès maintenant, qu'il est peu probable, en ce qui concerne les grues de quai, que jamais l'emploi des moteurs électriques permette d'obtenir en même temps la précision, la douceur de mouvement, la sécurité, la simplicité mécanique, la facilité d'entretien et le bon marché d'exploitation que donnent les appareils mus par l'eau sous pression.

« Ce sont des considérations d'un tout autre ordre qui militent en faveur de l'emploi de l'électricité.

« Parmi ces considérations, nous espérons que la plus grande mobilité des engins, que l'augmentation du rendement mécanique et que la suppression des canalisations et des dangers de gelée seront en faveur de l'électricité.

« Toutefois, au Havre, les lignes de transport et les prises de courant devant être placées au-dessous d'un sol généralement humide, sillonné de voies ferrées et sur lequel circulent de lourds camions, présentent des difficultés non encore résolues. »

Il est intéressant de lire en détail les tableaux du rapport de M. Delachanal relatant des essais nombreux, notamment au point de vue de la vitesse de travail, de la consommation d'énergie, avec tableaux de chiffres.

Dans la comparaison économique avec la vapeur, M. Delachanal estime l'intérêt et l'amortissement à 17 francs par journée de travail d'une grue à charbon (pratiquant 114 jours de travail par an) et il majore arbitrairement ce prix de 3 francs, pour arriver à 20 francs pour une grue électrique.

Quant aux frais d'exploitation, ils sont de 38 francs par journée de grue à vapeur, mais M. Delachanal n'indique pas le chiffre correspondant pour les grues électriques, et il faut nous borner à ses conclusions générales ci-dessus, qui sont finalement en faveur de la grue électrique.

M. Delachanal publiera cette année, VIII[e] congrès de navigation, de nouveaux renseignements. Son avis actuel (mars 1900) est que :

« Si on se place *rigoureusement* au point de vue de l'économie de construction et d'exploitation, je crois que c'est encore la grue hydraulique, abstraction faite des canalisations, qui est la plus économique.

« Néanmoins, la chambre de commerce du Havre, ayant à compléter l'outillage du quai de Saïgon, vient de décider d'y remplacer les appareils hydrauliques actuels, insuffisants comme nombre, par des appareils électriques. »

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Mannheim. — Les ports de Stettin, Mannheim, Rotterdam, ont des grues électriques. A Mannheim, des essais prolongés ont montré qu'une opération complète de la grue électrique (charge de 2t,500) correspondait à 4 kilog. de vapeur à la station centrale, tandis que les grues à vapeur consomment 10 kilog. de vapeur dans les mêmes conditions. Pour une grue hydraulique, le chiffre correspondant serait de 6 kilog. De plus, la grue électrique n'a qu'une consommation strictement proportionnelle à son travail.

Application à un chantier de bois[1]. — MM. Statter et Cie de Londres, ont, en 1895, établi une grue pour chantier de bois, à vitesse de levage de 40 mètres par minute, pour décharger les bateaux. La vitesse transversale est de 26 mètres. La rotation se fait à raison de 100 mètres par minute sur la circonférence. Ici, la grue à vapeur était impossible, à cause des assurances incendie.

Signalons que le propriétaire s'est gagné le bon vouloir des ouvriers en leur distribuant 50 p. 100 des économies de main-d'œuvre dues à la grue.

Type de Hambourg. — Je dois à l'obligeance de M. Paul Winter, directeur des services des quais maritimes, les renseignements suivants :

Des grues électriques de 3 tonnes furent installées en 1898. L'énergie est achetée à 22 centimes le kilowatt, et grâce à ce bas prix, l'exploitation des grues est avantageuse. Mais ces grues, avec des moteurs calculés pour 2 tonnes 1/2, ne soulevant le plus généralement que 0t,7 à 1 tonne, ont un mauvais rendement, et consomment plus d'énergie qu'il ne faudrait.

Ultérieurement, on a mis en service des grues électriques dont les moteurs étaient calculés normalement pour 1 tonne 1/2 avec maximum 3 tonnes.

Le prix de revient du levage d'une tonne (à 3 ou 4 mètres) est de

Ancien type de grue électrique.	4,1 centimes.
Nouveau type de grue électrique.	2,3 —

Sur la rive gauche de l'Elbe (quai d'Amérique), l'on ne pouvait plus acheter l'énergie, il a fallu en produire soi-même, et l'on a bâti une usine d'un million de francs, dont l'amortissement est hors de proportion avec l'utilisation actuelle, destinée à s'accroître. Aussi, le prix de revient actuel du levage est-il plus cher que sur les quais où l'on achète le courant. On estime les frais d'exploitation à 18 fr. 60 par journée de travail sur la rive gauche, contre 8 fr. 40 sur les quais où l'on achète le courant (une grue à vapeur coûte de 10 francs à 12 fr. 50 par journée, frais d'exploitation, non compris réparations).

Ces chiffres sont à rapprocher de ceux du Havre : 38 francs par journée de grue à vapeur.

Newport News (États-Unis). — Il a été fait (fig. 27) en 1898, aux États-Unis, une application remarquable du système du derrick.

Le derrick, dont on a vu quelques types à Paris, est une sorte de grue omnibus, très populaire aux États-Unis. Le bras est mobile dans tous les sens. Il tourne autour d'un axe vertical, lequel est généralement un mât fixé par trois haubans. Il s'élève et s'abaisse au moyen d'un treuil et d'un câble, puis, une fois fixé dans une position, le câble de levage permet de soulever les poids. Suivant qu'on relève ou qu'on incline le bras, la circonférence décrite par le crochet est d'un plus ou moins grand rayon, et l'on peut, avec ce derrick, desservir un point quelconque de l'espace annulaire compris entre les circonférences extrêmes décrites par le crochet.

1. *The Engineer*, 4 octobre 1895, p. 331.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Ce qu'il y a de remarquable aux chantiers de construction de navires de Newport News (États-Unis), ce n'est pas le principe même du derrick, trop répandu en Amérique pour mériter de le mentionner, mais c'est la puissance considérable, et l'efficacité :

Le derrick peut soulever 150 tonnes, les deux positions extrêmes du bras correspondent respectivement à :

	Hauteur utile.	Rayon de la circonférence.
Position inférieure :	23 mètres.	50 mètres.
— relevée	40 mètres.	30 mètres.

Mais avec un poids de seulement 70 tonnes, on peut encore abaisser le bas davantage, et alors on dessert une circonférence de 70 mètres de rayon. Ce qui donne

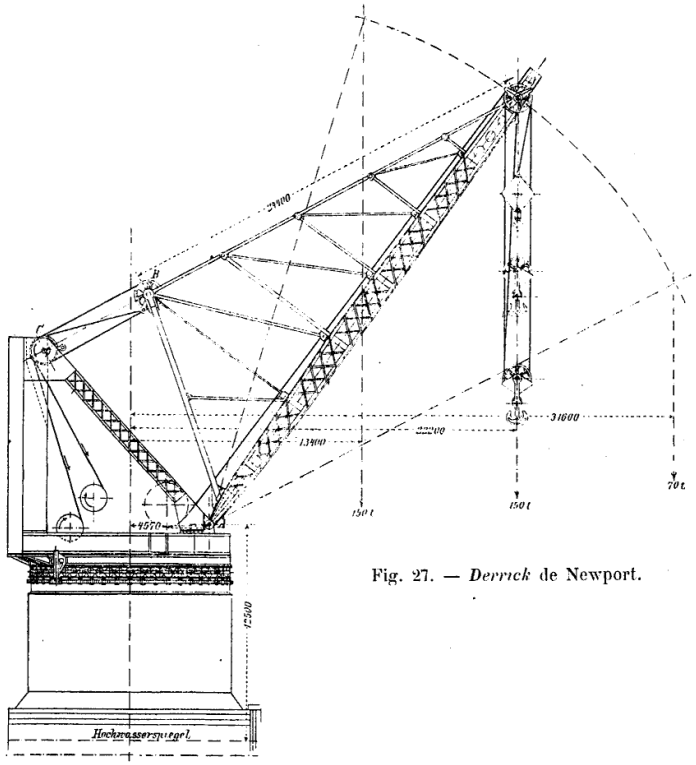


Fig. 27. — *Derrick* de Newport.

12 000 mètres carrés desservis par le crochet du derrick, déduction faite de la surface perdue autour du pivot.

Ce mouvement vertical du bras est un grand perfectionnement, la grande grue à vapeur de 130 tonnes du Finnieston, quai de Glasgow, n'ayant pas ce mouvement, ne dessert qu'une circonférence unique.

La question des fondations du pivot a été, bien entendu, résolue à l'américaine, et, tandis qu'à Glasgow on avait dépensé 225 000 francs et 17 mois (maçonnerie), les Américains ne prirent que 40 000 francs et 2 mois (pilotis), ayant calculé que les intérêts cumulés sur la différence de prix payeraient un nouveau derrick et de nouvelles fondations en moins de 25 ans.

Ce derrick pèse 775 tonnes à vide, 925 tonnes en charge et le poids total sur les pilotis est de 1 076 tonnes.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Le contrepoids du bras de grue est un réservoir contenant 410 tonnes de gueuses de fonte.

Le mouvement de rotation est produit par une paire de moteurs électriques de tramways, chacun d'une force de 20 chevaux. — A pleine charge, une rotation entière prend 3 minutes 1/2.

L'articulation du bas de grue et son inclinaison sont commandées par une paire de moteurs électriques, chacun de 100 chevaux. On peut relever complètement le bras en 6 minutes.

Pour le levage, il y a deux treuils de 75 tonnes, chacun actionné par un moteur électrique de 100 chevaux. En outre, pour les faibles charges, il y a un petit treuil de 20 tonnes. La vitesse de levage est de 2 mètres par minute, à pleine charge. Chaque gros treuil absorbe à vide environ 30 chevaux d'énergie, le petit treuil 20 chevaux; à pleine charge, il faut 60 chevaux d'énergie par gros treuil, ce qui donne un rendement de 50 p. 100.

Exposition de 1900. — Comme grue électrique, on peut voir à l'extrémité Est de la Galerie des Machines, à l'extérieur du bâtiment, une grue électrique de 10 tonnes, construite par *M. A. Salin*, de Dammarie (Meuse)[1]. Le moteur électrique est logé à l'intérieur du bras de la grue.

Cette grue peut aussi être manœuvrée à bras.

M. Édouard Augé, 35, avenue Laumière, à Paris, a fourni six grues électriques pour les manutentions de l'Exposition, dans les palais parallèles à l'avenue de Suffren et l'avenue La Bourdonnais. Leur force est de 1 500 kilos, la portée de 4 mètres. Les moteurs sont d'environ 8 à 10 chevaux. Ces grues peuvent faire 40 manœuvres à l'heure avec un levage d'environ 6 mètres. Ces appareils ont coûté 10000 francs chacun, mis en place. Pour les conduire, il suffit d'un ouvrier quelconque, payé à Paris 8 francs par jour (période d'Exposition).

La maison Rondet, Schorr et C° a fourni à l'Exposition une grue de 15 tonnes qui se trouve à la section de la Métallurgie; une grue de 45 tonnes, à la section des Armées de Terre et de Mer et une grue de 35 tonnes à l'annexe de Vincennes.

CABESTANS ET TREUILS ÉLECTRIQUES

Chemins de fer du Nord. — En 1897, le chemin de fer du Nord (France) installa une série d'appareils qui ont fait l'objet d'un rapport très détaillé paru dans la *Revue générale des Chemins de fer* du 6 juin 1897.

Les cabestans simples servent à haler les wagons avec un câble et à faire tourner sur plaque tournante avec un câble. La dépense d'installation, y compris les feeders, est de 5500 francs par cabestan. Avec de l'énergie à 20 centimes le kilowatt-heure, un halage de wagon coûte en moyenne un demi-centime d'énergie. La main-d'œuvre représente 50 francs par an pour les cabestans qui servent peu et 150 francs pour ceux qui servent beaucoup. L'intérêt et l'amortissement représentent en outre 485 francs par an.

La compagnie du Nord commande aussi certaines plaques tournantes par des cabestans à action directe par chaîne de Galle.

Les cabestans à action directe et à poupée de halage coûtent 9000 francs et com-

1. *Revue Industrielle*, 10 mai 1900, p. 190.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

prennent d'abord une poupée de halage, pour les manœuvres des wagons, puis les engrenages nécessaires pour faire tourner par chaîne de Galle trois plaques tournantes distinctes. Les frais d'exploitation sont sensiblement les mêmes que précédemment.

Tous ces appareils sont disposés pour être facilement visitables; le mécanisme est entièrement à l'abri de l'eau et de la neige, le graissage est facile. L'arrêt des plaques tournantes se fait au crapaud, et les dynamos folles sur l'arbre s'arrêtent d'elles-mêmes par frottement de deux cônes et par embrayage magnétique.

L'effort de traction peut atteindre 1000 kilogrammes. L'énergie consommée pour tourner une locomotive est d'environ 20 à 30 watts-heure, et, pour le halage d'un wagon (effort de traction 1000 kilogrammes), de 25 à 35 watts-heure.

Avec une locomotive de 44 tonnes, sur la place tournante, il faut environ 8 chevaux au démarrage de la plaque tournante. On peut compter en moyenne tourner une locomotive toutes les quatre minutes, y compris la manœuvre d'approche.

Le chemin de fer du Nord a jugé plus économique de se servir, comme force motrice, d'une batterie d'accumulateurs, pour ne pas faire tourner l'usine dans la journée. Mais peu importe la source d'énergie, d'ici peu d'années, il n'y aura pas de grande ville où l'on ne puisse se procurer à toute heure et en tout endroit l'énergie électrique à bon marché.

TREUILS DE MINES

Dans les mines, l'électricité rend de grands services pour les appareils de levage.

Voici (fig. 28-30) un treuil de 20 chevaux construit par la Société Alsacienne de Constructions de Belfort pour les mines de Carmaux.

Voici (fig. 31-34) du même constructeur (Société Alsacienne), pour la même mine, un treuil électrique de 20 chevaux pour plan incliné.

La puissance du moteur électrique est de 20 chevaux; l'effort de traction de 600 kilos; la vitesse moyenne du câble de $1^{m},7$ par seconde. Le moteur est mis en route à vide et tourne toujours dans le même sens, le changement de marche du treuil est obtenu à l'aide d'embrayages.

Voici encore (fig. 35 et 36) du même constructeur (Société Alsacienne) et pour les mines de la Grand'Combe, un treuil de 125 chevaux, avec un seul moteur électrique.

Ces divers appareils présentent un caractère de robustesse extrême, qualité indispensable dans le service des mines.

Je dois à M. Lauras, ingénieur des mines de *Montceau-les-Mines*, des renseignements intéressants sur l'application de l'électricité.

Voici la note de M. Lauras.

Treuil Saint-François. Étage 400. — Fait marcher une chaîne sans fin. *Moteur Oerlikon, 65 IP.* — Dessert un travers-banc de 450 mètres. Simple harnais, avec engrenages en fonte taillés.

COUT

Moteur	6 050	francs.
Accessoires	650	—
Treuil	2 250	—

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

3 000 francs de câbles. Marche depuis mai 1898. Depuis un an, sauf le graissage, il n'y a pas eu de frais d'entretien, autres que quatre noix en fonte à 20 francs pièce.

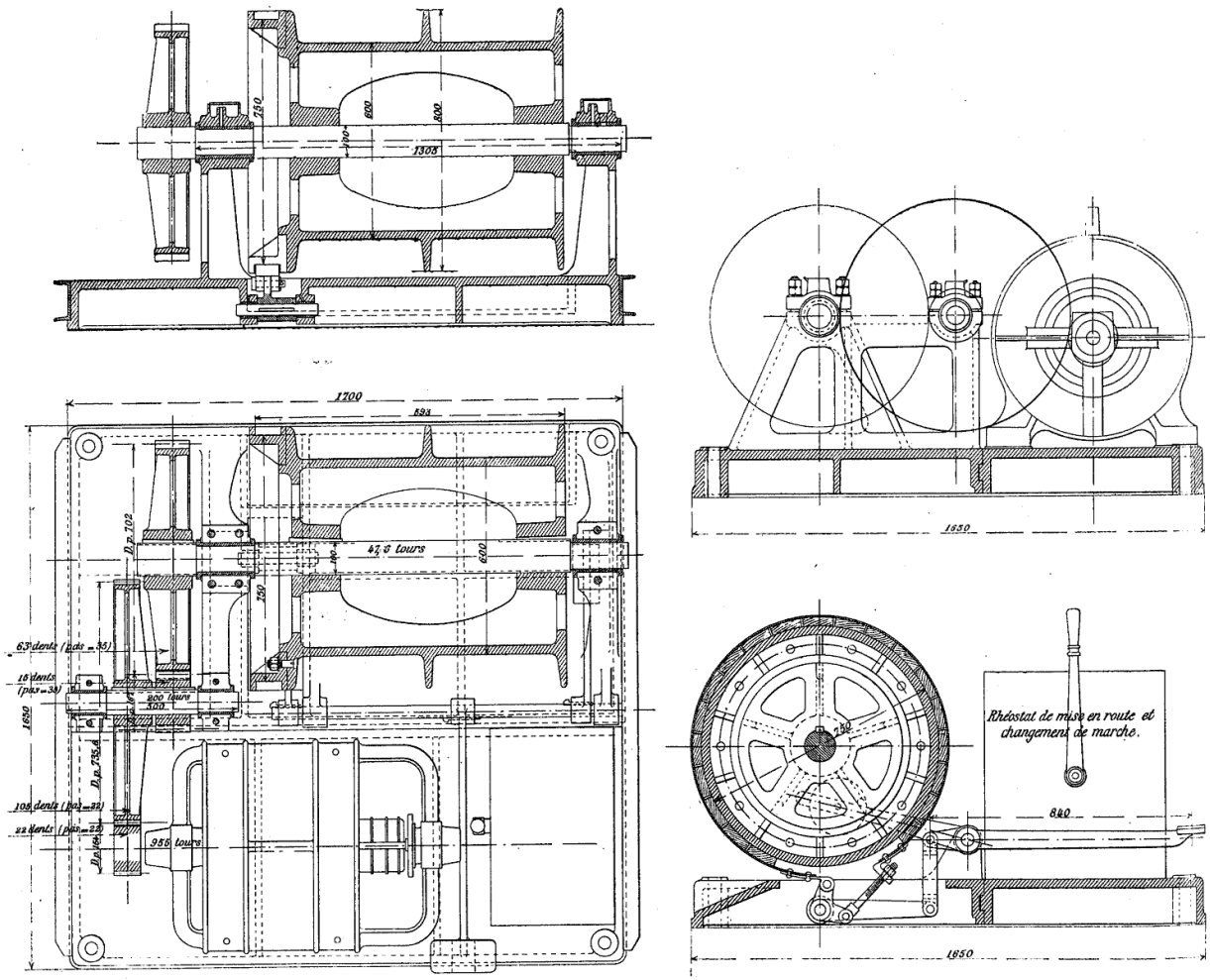


Fig. 28 à 30. — Treuil électrique de 20 chevaux. Mines de *Carmaux*.

Treuil Magny. Étage 319. — Corde tête, corde queue. *Moteur Brown de 30 IP*. — Dessert un traînage de 1 200 mètres; pente moyenne sur le treuil : 2 millimètres par mètre pendant la moitié du trajet, rampe égale sur l'autre moitié. — Double harnais.

Moteur.	2 500	francs.
Accessoires.	750	—
Engrenages fontes et cuir vert taillés.	650	—
Treuil.	2 050	—

Le puits Magny a pour 3 000 francs de câbles desservant quatre appareils. Quatorze mois de marche.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

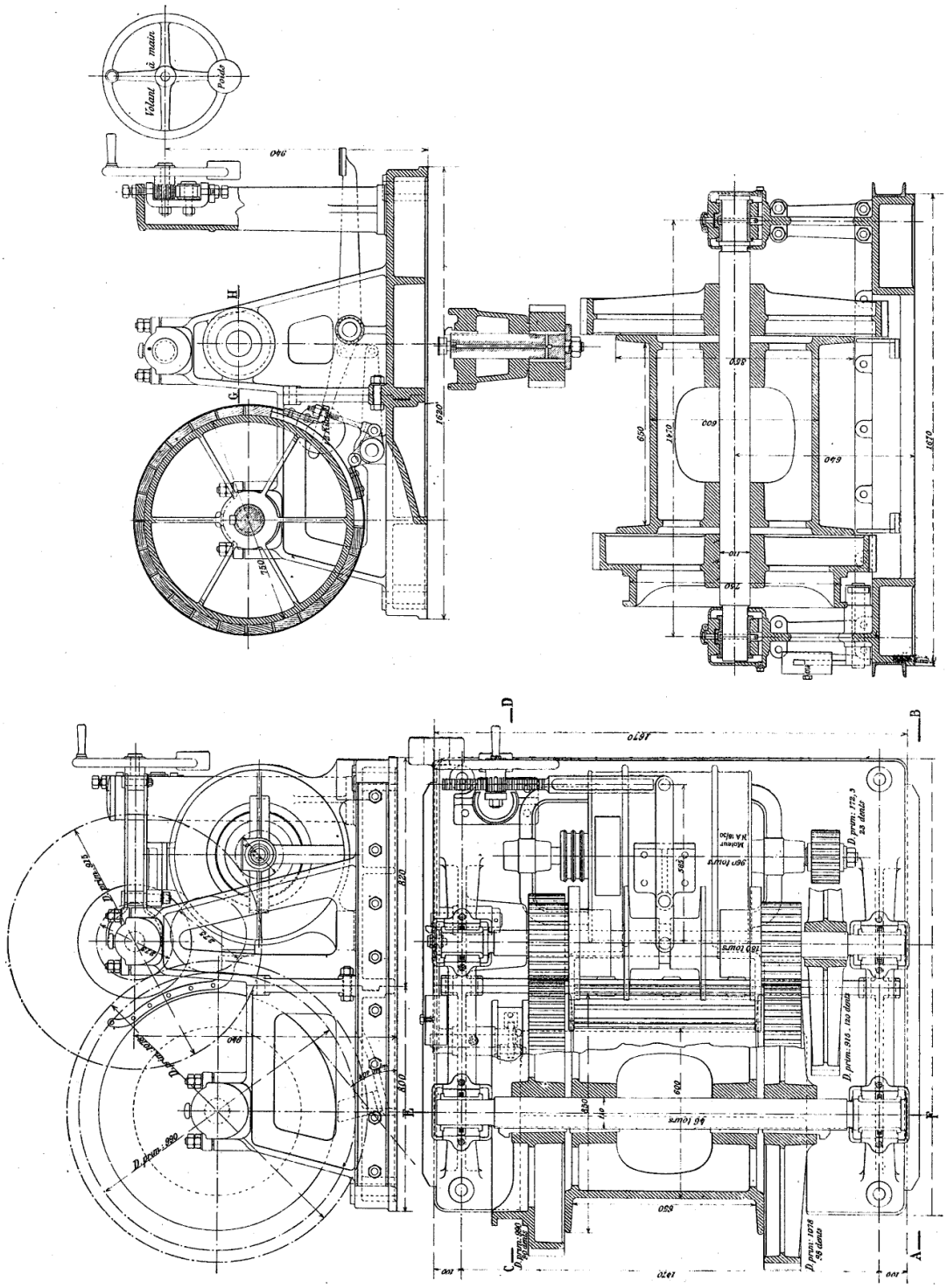


Fig. 31 à 34. — Treuil électrique de 20 chevaux pour plan incliné : Mines de *Carmaux*. Coupe A B, C D, E F et G H.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Sauf le changement des engrenages, les frais d'entretien ont été les suivants :

Huile et chiffons, environ	50 francs.
Mise en état de la mise en marche, deux opérations.	40 —
Tournage des bagues.	15 —
Balais, douze à 4 francs.	48 —
	153 francs.

Treuil traînage de la carrière de la Sonde Sainte-Eugénie. — Corde tête, corde queue.

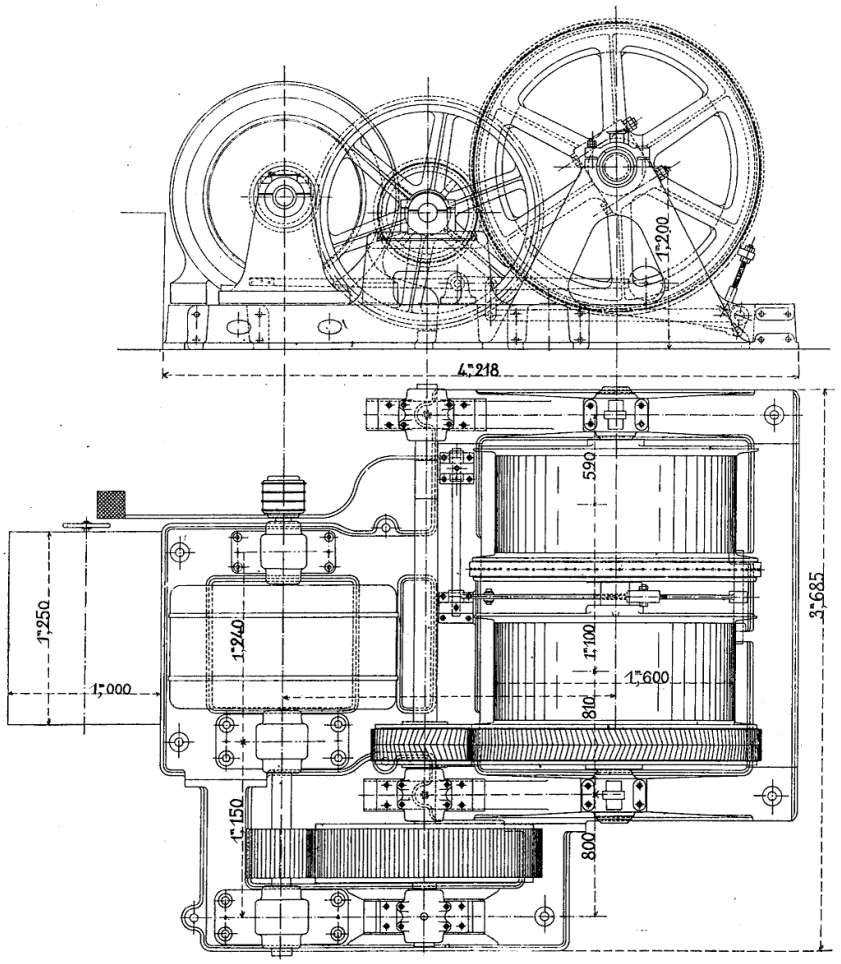


Fig. 35 et 36. — Treuil électrique de 125 chevaux. Mines de la *Grand'Combe*.

Moteur Société Alsacienne, 30 IP. — Dessert un traînage de 800 mètres environ avec deux courbes à angles droits. — Double harnais.

Moteur.	2 500 francs.
Accessoires.	750 —
Engrenages fonte et cuir vert.	650 —
Treuil.	2 050 —

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Onze mois de marche avec les frais suivants.

Huile et chiffons	30 francs.
Deux repassages tête de mise en marche	40 —
Trois recalages de l'ancien pignon	60 —
Balais, six à 4 francs	24 —
	154 francs.

Treuil du puits Saint-Amédée (au fond). — Corde tête, corde queue.

Puissance : 40 IP. — Dessert un traînage de 1400 mètres de longueur, monte sur rampe moyenne de 30 millimètres par mètre, vingt chariots de remblais et vingt-cinq vides. — Durée du trajet, 6 minutes 15 secondes. — Double harnais.

COUT D'INSTALLATION

Moteur	2 900 francs.
Accessoires	750 —
Engrenages taillés, fonte et cuir vert	750 —
Treuil proprement dit	3 000 —

Moteur de la Société Alsacienne. Ne marche pas depuis un mois. L'installation des câbles pour ce treuil, et un certain nombre d'autres prévus pour ce puits, a coûté 12 000 francs.

Treuil carrière de la Sonde. — Treuil plan incliné.

Plan incliné d'environ 60 mètres de longueur avec cinq étages desservis. Charge à deux wagons de remblais, de 2000 kilogrammes environ chacun. — Double harnais.

Moteur Oerlikon de 45 IP. — Démarrages excessivement pénibles, surtout en temps de pluie.

Moteur	4 880 francs.
Accessoires	1 260 —
Treuil	4 800 —

ENTRETIEN

Un engrenage intermédiaire	360 francs.
Une tête de mise en marche	140 —
Réparations à l'inverseur	40 —
Réparations au moteur	420 —
Huile et chiffons	90 —

L'isolement de la partie mobile de ce moteur s'est trouvé très mauvais. Nous en avons commandé un de rechange qui, mis en place depuis trois mois, n'a donné lieu à aucune réparation.

En résumé :

Le treuil Oerlikon, de 65 chevaux, a coûté tout compris 9 000 francs, plus 3 000 francs de câbles; aucun frais d'entretien.

Le treuil Brown, de 30 chevaux, a coûté 6 000 francs, plus 3 000 francs de câbles. Il y a eu pour environ 10 francs par mois de frais d'entretien.

Le treuil de la Société Alsacienne, de 30 chevaux, a coûté 6000 francs, et environ 14 francs par mois d'entretien.

Le treuil de la Société Alsacienne, de 40 chevaux, a coûté 7400 francs. Non compris 12 000 francs de câbles.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Le treuil Oerlikon, de 45 chevaux, a coûté 10 000 francs; il y a eu des réparations anormales, provenant sans doute d'une grosse avarie accidentelle.

Dans la marine, l'électricité s'est aussi largement répandue, mais là encore la routine est un grave obstacle, les vieux loups de mer n'aimant guère les engins mécaniques nouveaux. La difficulté à vaincre est que les câbles de halage reçoivent souvent des efforts excessifs, qui calent les moteurs, treuils et cabestans, qui s'arrêtent, mais qui doivent alors maintenir l'effort. On obtient ce résultat avec les moteurs électriques par différents procédés.

États-Unis. — A Brooklyn, près New-York, dans les docks de la Wilson Line, il y a neuf treuils électriques de dix chevaux en service, facilement transportables en tout point, et instantanément mis en service par une jonction de fils. Pendant deux ans et demi, les réparations n'ont pas atteint cinq francs par treuil et par an.

Signalons encore un treuil électrique de 200 chevaux en service aux mines d'argent d'Aspen (Colorado). Le tambour a 2 mètres de diamètre. Il y a deux moteurs électriques : l'un de 100 kilowatts, l'autre de 60.

On n'engrène les deux que pour les fortes charges.

Résumé. — Le treuil électrique, comme le cabestan électrique, est en somme l'une des applications les plus simples de l'électricité. Mais les hommes qui ont à les acheter sont généralement ceux qui se consacrent aux travaux les plus rudes et qui se tiennent le moins au courant des progrès, comme pour les travaux de carrières, les entreprises de manutention, etc., ce qui explique pourquoi les applications de l'électricité sont moins répandues dans cette branche. De plus, ces appareils se trouvent souvent dans des chantiers improvisés, loin des villes, loin des usines électriques, et demandent avant tout à pouvoir être installés par les ouvriers les plus ordinaires. Mais partout où l'on a une source d'électricité, on voit rapidement les entrepreneurs les plus routiniers adopter la commande électrique, dès qu'ils ont mis « la main à la pâte » eux-mêmes.

ASCENSEURS ÉLECTRIQUES

Voici encore un domaine où l'électricité évince lentement, mais sûrement, les autres modes d'énergie. Il ne faut pas en juger d'après Paris, d'abord parce qu'une ville ancienne est rarement à l'avant-garde de la nouveauté, puis parce que l'électricité est très chère à Paris, pour des motifs d'ailleurs purement administratifs, et enfin parce que nos maisons parisiennes n'ont qu'une faible hauteur, et que notre bourgeoisie est rarement pressée. Voyez plutôt le bureau de poste, le bureaux d'omnibus et le bureau de commerce ou d'administration où l'antichambre est de rigueur.

C'est encore chez nos collègues des États-Unis qu'il nous faut regarder. — Là, les maisons de vingt à vingt-cinq étages abritent une population si nombreuse et si pressée qu'il n'est pas rare d'avoir dix ascenseurs côte à côte pour une seule maison, dont quatre ou cinq express, qui brûlent tous les étages entre le rez-de-chaussée et le dix ou douzième, et ne prennent de passagers que pour les étages supérieurs. Il n'est pas rare de trouver des vitesses de 3 mètres à la seconde, et j'ai pu mesurer vingt étages en vingt secondes, tandis qu'à Paris la moyenne est vingt fois plus faible, soit vingt secondes par étage.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Avec des conditions d'exploitation aussi rudes, comportant des arrêts et des démarrages excessivement brusques, il faut un conducteur par ascenseur pour manier la mise en marche. On cueille littéralement un ascenseur au vol lorsqu'on veut le prendre à un étage : on le voit tomber comme une pierre, et il s'arrête brusquement à la voix du client.

Le moindre ascenseur américain embarque couramment dix à quinze personnes.

L'ascenseur électrique est l'une des caractéristiques du nouveau monde; c'est dans cet appareil que se reflète le mieux la vie sociale de ce pays, où le *Rush* (traduisez : la précipitation, la hâte, la bousculade, la fièvre) est un élément inhérent, aussi indispensable à l'Américain que le sang dans nos veines. — Vous aurez vu tout New-York quand vous aurez, aux heures des affaires, essayé de prendre un certain nombre d'ascenseurs et jeté au conducteur un chiffre guttural et bref, qui est celui de votre étage. — Prononcez-le bien, sans quoi vous risquez d'être débarqué une dizaine d'étages trop haut ou trop bas; et inutile de discuter, ce peuple pressé ne sait pas ce que c'est, et vous laisserait discuter tout seul dans un couloir désert.

On s'habitue vite à ces nouvelles mœurs, et lorsqu'on remet le pied sur le vieux continent, il faut longtemps pour rentrer dans l'ornière et l'on maudit les lenteurs de Paris, où les ascenseurs, comme les tramways, semblent conçus plus dans l'intérêt des infirmes ou des enfants en bas âge que dans l'intérêt des travailleurs, des producteurs et des gens utiles.

Ici, comme dans les appareils de levage précédents, nous retrouvons cette vérité : qu'en forçant le rendement ou la vitesse d'un appareil, vous réduisez le prix de revient de l'unité et vous en tirez profit.

Je n'entrerai pas dans la description détaillée des perfectionnements et des dispositifs ingénieux des différents constructeurs qui ont presque atteint la perfection dans l'établissement des ascenseurs électriques[1].

Essais de consommation. — Voici le résultats d'essais faits à Glasgow dans l'immeuble de la Compagnie d'assurance « le Sun » :

Hauteur, 25 mètres — Vitesse, 55 mètres à la minute.

Poids.	Temps en secondes.		Ampères.		Prix de revient	
	Montée.	Descente.	Montée.	Descente.	à 50 centimes le kilowatt-heure.	à 10 centimes le kilowatt-heure.
kg.					centimes.	centimes.
1 homme. . . 75	24	26	1,5	26	2,3	0,4
2 — . . . 140	25	28	4	19	1,9	0,4
3 — . . . 225	26	28	7	15	1,9	0,4
4 — . . . 295	26	28	10	10	1,6	0,3
5 — . . . 375	26	27	13	7	1,7	0,3
6 — . . . 450	26	27	19	5	1,9	0,4
7 — . . . 525	27	26	25	2	2,2	0,4
8 — . . . 600	29	26	29	1	2,6	0,5

(pour H = 25 mètres)

La durée varie peu lorsque la charge augmente. L'énergie consommée, minimum pour des charges de quatre personnes, augmente dans la proportion de seize à vingt-deux suivant qu'on prend jusqu'à sept voyageurs ou qu'on ne prend qu'un voyageur. Mais il faut remarquer ici que la descente se fait toujours avec le même nombre de voyageurs que la montée, tandis qu'à Paris on descend toujours les escaliers à pied.

1. Voir la collection des journaux *la Lumière électrique*, puis *l'Éclairage électrique*.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Voici un autre essai, à Londres, n° 12, Hill Street, pour une hauteur de 12 mètres :

Poids. kg.	Durée. Montée. secondes.	Durée. Descente. secondes.	Watts-heures. Montée.	Watts-heures. Descente.	Coût d'une montée et descente à 40 cent. le kw.-h. centimes.
324	28	22	20	6	1,0
250	25	21	16	7	0,9
168	22	23	11	9	0,8
85	22	22	8	13	0,8
0	22	24	5	16	0,9
				(pour H = 12 mètres)	

Cet ascenseur, tant comme vitesse totale que comme prix, travaille donc au mieux avec une à deux personnes. Au delà, le prix augmente un peu et la vitesse diminue dans le rapport de quarante-quatre à cinquante secondes pour un aller et retour.

M. Paul Uellner (janvier 1900) évalue comme suit le prix de revient d'une course d'ascenseur avec une charge de 1 000 kilogrammes à 9 mètres de hauteur en quarante secondes :

Électricité consommée.	0c,9 (20 cent. le kwh)
Amortissement et intérêts.	5c,0 (50 courses par jour)
	5c,9

et avec l'ascenseur hydraulique :

Eau consommée.	6 centimes (à 20 centimes le mètre cube)
Amortissement	4 —
	10

mais l'avantage augmente encore dans la pratique au profit de l'ascenseur électrique, qui ne fonctionne que rarement à pleine charge. Dans ce cas, M. Uellner estime à 40 p. 100 le coût de l'exploitation de l'ascenseur électrique par rapport à celui de l'ascenseur hydraulique.

L'*Electrical World* des 9 et 16 octobre 1897 a publié des essais sur un ascenseur électrique pour une charge maximum de 1 200 kilogrammes, à la vitesse de $1^{m},33$ par seconde. La consommation moyenne a été $1^{w\text{-}h},25$ par mètre vertical parcouru.

La force des moteurs varie non seulement avec la charge normale, mais aussi avec la vitesse.

Voici des essais de puissance et de rendement de la Compagnie Sprague, en 1897 :

	N° 1	N° 2	N° 3
Excédent du poids sur le contrepoids. . .	690 kg.	1 130 kg.	1 500 kg.
Vitesse moyenne par minute.	116 mèt.	105 mèt.	105 mèt.
Puissance nécessaire.	29 chev.	40 chev.	53 chev.
Rendement aux bornes du moteur. . . .	62 p. 100	66 p. 100	66 p. 100

La Compagnie Sprague publie un prix de revient de 3 centimes pour une course d'ascenseur de vingt-six étages aller et retour, en payant l'électricité 33 centimes le kilowatt-heure, ce qui ne serait que 40 p. 100 des frais d'un ascenseur hydraulique.

Il est admis que l'ascenseur électrique ne coûte pas 10 p. 100 de plus à installer qu'un ascenseur hydraulique, et que l'exploitation annuelle sera dans le rapport de 500 francs à 1 250 francs ; de plus, l'ascenseur électrique fera douze courses là où l'ascenseur hydraulique n'en fera que six. L'hésitation est impossible.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Une comparaison entre les ascenseurs électriques de l'hôtel des postes de Leeds et les ascenseurs hydrauliques de l'hôtel des postes de Londres a donné, toutes proportions gardées, un rapport de 1 à 5 pour les frais d'exploitation.

Tour de New Brighton, Angleterre. — On a établi en 1898 des ascenseurs de 100 mètres de haut pour la tour de New Brighton, bains de mer sur la Mersey, près Liverpool. Il y a deux cages, pour vingt-cinq voyageurs chaque, et une pour marchandises. La vitesse est de 100 mètres par minute, soit une minute pour le trajet total.

Les cages sont suspendues à quatre câbles sans fin, qui, par des poulies de renvoi, viennent faire deux tours sur le tambour d'un moteur électrique placé à la partie inférieure. Il y a donc huit câbles par cage : quatre pour la suspendre et quatre pour les contrepoids.

Ces contrepoids mouflés n'ont qu'une course de 24 mètres et pèsent donc quatre fois plus, ce qui a permis de les loger facilement.

Central London Railway. — En 1898, la Compagnie Sprague a construit quarante-huit ascenseurs électriques pour le Central London Railway. La hauteur moyenne à franchir est de 22 mètres en trente secondes. L'horaire comporte une course d'ascenseur toutes les deux minutes. On a imposé à la Compagnie Sprague un prix de revient *maximum* de 0 fr. 25 par course, avec de l'énergie à 10 centimes le kilowatt-heure, et avec une moyenne de vingt mille courses par jour, ce qui correspond à la moitié du prix de revient d'une installation hydraulique voisine. Les cages d'ascenseurs ont de 6 à 10 mètres de diamètre, et enlèvent jusqu'à 9 000 kilogrammes.

Park Row Building, New-York[1]. — A New-York, on a installé dans l'immeuble du Ivins Syndicate, aussi appelé Park Row Building, des monte-charges d'une puissance de 2 et de 4 tonnes, destinés à prendre les coffre-forts dans la rue, au niveau du trottoir, les descendre dans la cave, d'où on les roule à l'ascenseur central des marchandises, ce qui évite des manœuvres de force dans les corridors où se rue une foule pressée. La description et les plans de ces monte-charges électriques se trouvent dans l'*Engineering News* des 27 avril et 28 septembre 1899 pages 204 et 267.

Cet immeuble, avec ses nombreux ascenseurs électriques, marque une défaite complète des ascenseurs hydrauliques, dont le projet fut rejeté.

Le grand avantage de l'ascenseur hydraulique (non pas à tige de piston comme à Paris, mais à câble) était que, le câble passant sur des poulies à moufle attachées aux deux bouts d'un corps de pompe hydraulique, on obtenait une grande vitesse du câble avec une vitesse normale du piston hydraulique et une course relativement faible, mais cela grâce à un très grand nombre de renvois.

Tant que le levage des ascenseurs électriques ne consista qu'à enrouler à grande vitesse le câble sur un tambour, l'énergie hydraulique triomphait comme vitesse, douceur et sécurité.

Mais les électriciens imaginèrent de conserver les poulies à moufle et de produire leur multiplication avec une vis sans fin qui remplaçait le corps de pompe hydraulique. Dès lors, c'était l'enfance de l'art que d'attaquer la vis sans fin par des dynamos, et il ne restait plus qu'à inventer ces innombrables petits perfectionnements de détail qui per-

1. *Bulletin de la Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale*, novembre 1896, p. 1532, et l'*Éclairage électrique*, 19 août 1899, p. 241.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

mettent à une invention de passer du domaine de la théorie dans le domaine de la pratique.

Voici les conditions exigées :

Sécurité (accidents);

Sécurité (au point de vue d'exploitation continue, et sûre, sans à-coups ni arrêts).

Précision pour les arrêts aux étages;

Économie d'exploitation;

Forme compacte, nécessaire, lorsqu'il faut beaucoup d'ascenseurs sur un terrain cher.

Au point vue de la sécurité accidents, l'ascenseur électrique à vis sans fin est au moins aussi sûr que l'hydraulique, car il y a dans la cage un coupe-circuit automatique qui constitue une sécurité de plus, qui n'existe pas dans l'ascenseur hydraulique, et qui limite les mouvements de la vis sans fin en arrêtant tout instantanément si le conducteur s'effraye ou « laisse aller ».

L'exploitation d'un groupe d'ascenseurs hydrauliques dépendant d'une ou au plus deux pompes et d'un seul système de réservoirs ou de tuyaux, un simple accident, une réparation, un chômage dans la chaufferie peuvent tout arrêter. Avec l'électricité, outre que beaucoup d'immeubles la produisent eux-mêmes, il y a des *feeders* dans la rue, et il n'y a donc que le cas où toute une ville est plongée dans l'obscurité qui soit à prévoir, si l'on ne produit pas l'électricité soi-même.

Comme économie, l'ascenseur hydraulique consomme toujours autant qu'à pleine charge tandis que l'ascenseur électrique peut restituer de l'énergie à la descente en charge.

Il faut beaucoup moins de vapeur pour les dynamos que pour les pompes. La perte d'énergie entre l'arbre du moteur à vapeur et la cage de l'ascenseur ne dépasse pas 14 p. 100 et doit équivaloir sensiblement aux pertes par frottement de l'eau dans les tuyaux et coups de pompe.

L'ascenseur électrique est bien plus compact, surtout si l'on place la vis sans fin verticalement. Ainsi, toute la *machinerie* (non compris les génératrices) des onze ascenseurs du Park Row Building pourrait loger dans une pièce de 5 mètres × 5 mètres.

Quant aux frais de premier établissement, ils sont difficiles à comparer, chaque système appartenant à un *trust* qui peut établir le prix qu'il veut.

Ces ascenseurs du Park Row sont un grand succès pour la Compagnie Sprague, qui s'est fait une spécialité d'ascenseurs électriques, et commence aussi à s'occuper de traction.

La vitesse ordinaire de ces ascenseurs électriques est de $2^{m},20$ par seconde, avec un poids total de 1 000 kilogrammes, mais on atteint très bien $3^{m},30$. Le régulateur centrifuge n'actionne la corde qu'à la vitesse de $3^{m},33$ et arrête alors instantanément l'ascenseur.

Autres types d'ascenseurs américains. — J'aurais aimé signaler les ascenseurs électriques de la Société Otis, de New-York, mais je n'ai eu à ma disposition que des communications déjà anciennes et sans intérêt.

Voici (fig. 37) un autre type d'ascenseur construit par la Compagnie Morse, de Philadelphie.

C'est toujours le système du treuil qui tire la cage de haut en bas, au lieu qu'elle soit poussée de bas en haut par l'ancien type de piston hydraulique qui descend dans un puits.

Europe. — En Europe, où les vitesses d'ascenseurs sont infiniment plus faibles, on n'a pas besoin des poulies à moufle et l'on peut employer des types dans lesquels

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

l'ascenseur est simplement tiré en haut par un câble enroulé sur un tambour actionné par dynamo et vis sans fin.

Je ne parlerai que pour mémoire du système introduit à Paris : l'ascenseur mixte, où l'énergie électrique est employée à comprimer de l'eau. Ce système s'explique dans

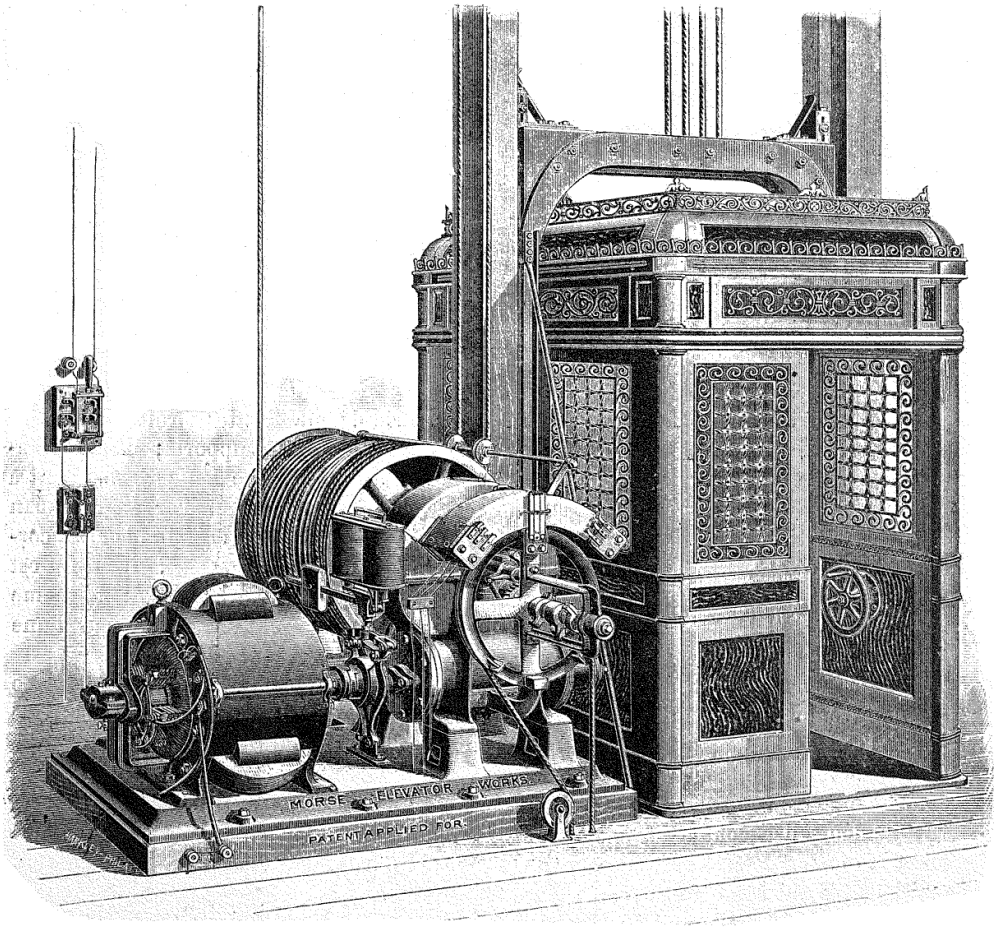


Fig. 37. — Ascenseur électrique *Morse*.

une ville où la presque totalité des ascenseurs était du type hydraulique et où un brusque changement de tarifs a rendu l'eau si chère qu'il a fallu l'économiser. Aussi, pour utiliser les installations d'ascenseurs hydrauliques existantes, reprend-on l'eau de la ville qui a déjà servi, et on lui rend la pression nécessaire avec un petit moteur électrique.

Ce système n'est que transitoire, et, du moment où l'on reconnaît les avantages du moteur électrique, j'estime qu'il faut bannir le piston hydraulique, son puits, ses accessoires encombrants, et s'entenir purement et simplement au système électrique, propre, silencieux, compact et économique.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

TRANSBORDEURS ET ESCALIERS ROULANTS ÉLECTRIQUES

Une des curiosités de l'Exposition de 1900 sera les escaliers roulants et la plate-forme roulante.

Chicago, en 1893, en avait déjà une intéressante application. Depuis, les grands magasins, et notamment le Louvre, à Paris, installèrent des escaliers roulants qui eurent un grand succès.

L'emploi de l'électricité s'impose dans ces appareils, leur progrès et leur développement sont intimement liés à ceux de l'électricité.

Escaliers Reno. — Les cinq chemins élévateurs électriques qu'expose la Société française de Constructions mécaniques (anciens établissements *Cail*), dans les palais du Champ-de-Mars, sont établis d'après le système Reno, qui a, depuis plusieurs années, été appliqué aux États-Unis; par la Reno Inclined Elevator C°, dans de grands magasins américains, notamment à New-York.

Ce système est le suivant :

Une chaîne sans fin, formée (fig. 38) d'une série de planchettes étroites à surface rugueuse, évitant les glissements, se déroule sur des rails de supports; chaque planchette, munie de galets en matière caoutchoutée dite *Hémacite*, se déplace sans bruit à une vitesse de $0^m,50$ à $0^m,60$ à la seconde; cette série d'éléments forme un ruban flexible, grâce à une chaîne centrale dont chaque maillon est fixé aux planchettes correspondantes du plancher mobile. A la partie supérieure de l'élévateur, un arbre est disposé pour recevoir la roue d'entraînement du plancher. Cet arbre reçoit lui-même par une transmission (vis sans fin ou train d'engrenages) le mouvement moteur d'une réceptrice électrique de puissance convenable.

Les deux mains courantes mobiles sont composées d'une chaîne sans fin recouverte d'une enveloppe flexible de caoutchouc garni de peluche; les maillons de la chaîne portent de petites barrettes venant s'engager librement dans la rainure correspondante du support fixe de main-courante et glissent sans bruit dans cette rainure; les barrettes empêchent tout soulèvement ou déplacement accidentel de la chaîne; la multiplicité des éléments des chaînes de plancher et de mains courantes permet de régler facilement la tension de celles-ci, en supprimant avec la plus grande facilité des éléments ou maillons, ce qui rend inutiles les appareils tendeurs.

Les galets de roulement du plancher, très rapprochés les uns des autres, se déplaçant sur un rail bien dressé et poli, évitent toute ondulation sous le pied, et ne donnent aucune sensation désagréable.

Une sorte de peigne métallique convenablement disposé à la partie supérieure reçoit les passagers sans ressauts ni à-coups.

Dans le but de parer à tout accident et d'éviter le retour en arrière du chemin mobile soit par suite d'une fausse manœuvre, soit par suite d'une rupture des organes, l'arbre fou de retour des chaînes, placé en dessous du sol, à la partie intérieure, est muni d'une roue à rochet spécialement disposée pour fonctionner sans bruit.

Toutes les parties du mouvement sont abritées de façon à éviter tout contact avec les vêtements.

Des garnitures en bois de forme convenable sont établies à la partie supérieure des mains courantes mobiles, pour obliger les passagers à ouvrir la main et à quitter la rampe au moment voulu.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

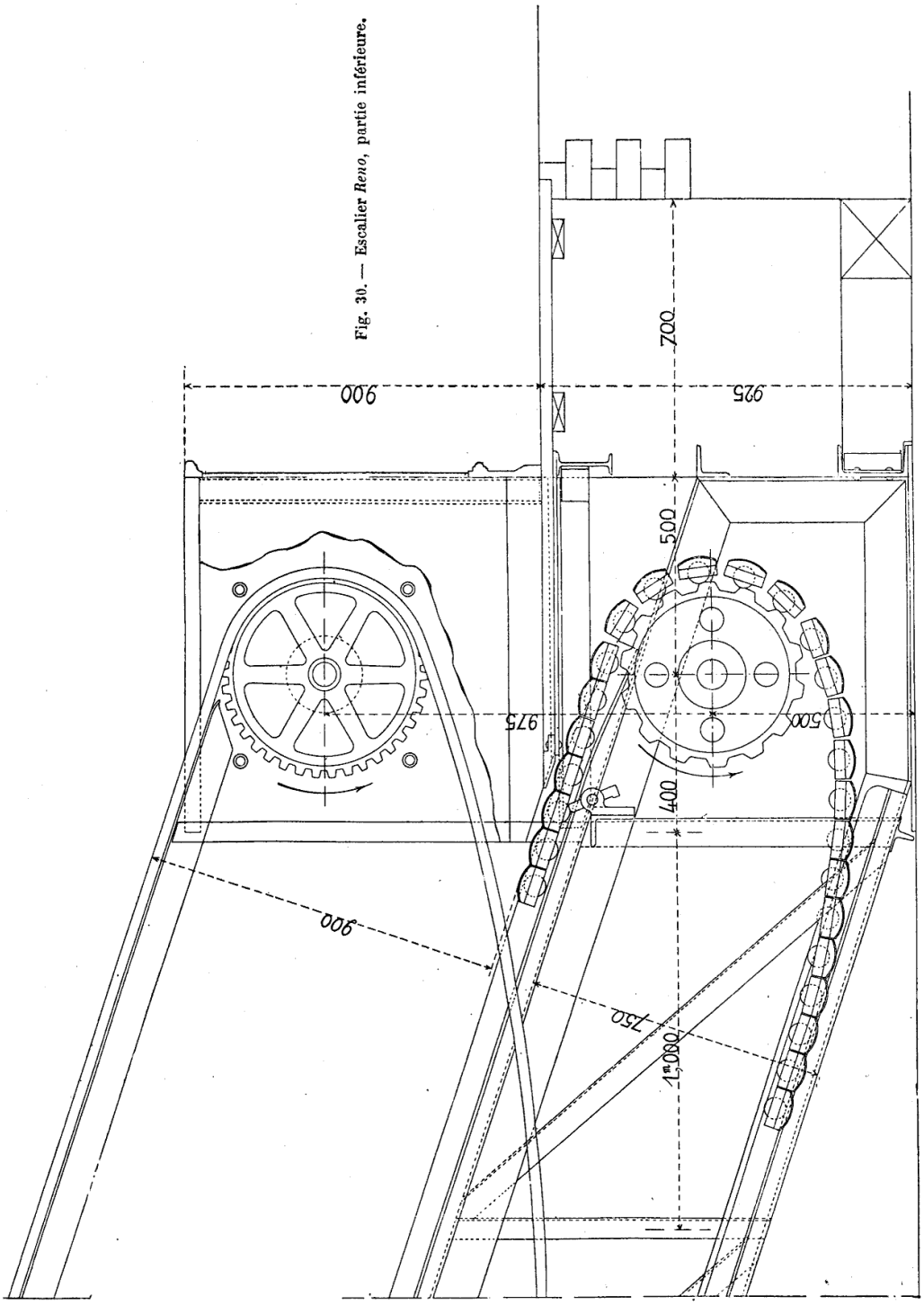


Fig. 30. — Escalier *Reno*, partie inférieure.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Ce type d'élévateur se construit simple ou Duplex; dans ce dernier dispositif, deux élévateurs desservis par la même réceptrice sont accouplés et placés côte à côte, l'un élevant les passagers à l'étage supérieur, l'autre les descendant vers l'étage inférieur.

Dans les conditions d'établissement et de vitesse énoncées précédemment, on peut compter qu'un élévateur simple peut transporter environ un passager par seconde d'une façon continue, résultat impossible à atteindre à beaucoup près avec des ascenseurs verticaux.

Ce chiffre, qui correspond à 3600 passagers à l'heure, équivaut au débit de voyageurs d'une ligne de tramways avec un départ par minute, et complet partout, c'est-à-dire beaucoup plus qu'aucune des lignes de tramways de Paris, où jamais la fréquence de départs n'atteint un par minute.

Plate-forme roulante[1]. — Je ne cite que pour mémoire la plate-forme roulante de l'Exposition, qui, circulant en palier, ne rentre pas dans mon cadre des appareils de levage. La plate-forme à faible vitesse pèse en charge 1000 tonnes, celle à grande vitesse en charge, 2300 tonnes; il faut 1720 chevaux électriques pour les mouvoir simultanément. Cette plate-forme est un succès pour les ingénieurs. Souhaitons qu'elle en soit un pour les financiers, et que la tentative hardie d'amortir en six mois une pareille installation ne soit pas suivie d'un découragement qui nuirait à d'autres applications d'amortissement plus normal.

Escalier Otis[2]. — La Compagnie Otis, de New-York, expose un escalier transporteur d'un système particulier en ce qu'il comporte des marches, comme un escalier ordinaire, et que c'est l'ensemble des marches articulées qui monte. Le pied du voyageur repose donc à plat, sur une marche d'escalier, sans aucun balancement.

Le principe est le suivant : le voyageur s'engage sur un palier, composé de marches articulées, dirigées horizontalement par une paire de rails et qui ensuite, saisie par des guides, mais restant toujours parallèle à elle-même, monte sur un plan incliné :

L'entraînement est produit par une chaîne qui s'enroule en haut sur un tambour actionné par dynamo et vis sans fin : La fente entre deux marches a été réduite à 1^{mm} 1/2.

La C^{ie} Otis déclare cet escalier capable de transporter 7200 personnes par heure, à 6 mètres de hauteur, à la vitesse de 30 mètres par minute, ou 50 centimètres par seconde, en employant une force de 30 à 35 chevaux.

Escaliers du Louvre. — L'escalier roulant du magasin du Louvre a été construit par la maison Piat, de Paris. Son inclinaison est de 33 p. 100, sa largeur intérieure de $0^{m},60$ sa vitesse de $0^{m},50$ à la seconde, ou 1800 mètres à l'heure, ce qui est excessivement faible. La plate-forme roulante de l'Exposition, dont la vitesse varie quelque peu d'un jour à l'autre suivant la charge, marche aux deux vitesses successives de 3 kilomètres et 6 kilomètres, et bien rarement 4 kilomètres et 8 kilomètres.

Un escalier roulant pourrait facilement marcher à $0^{m},60$ ou $0^{m},70$ par seconde. Les comptages du magasin du Louvre ont donné, pendant plusieurs heures, des moyennes de 3500 personnes à l'heure à la vitesse de $0^{m},50$. On peut donc admettre facilement un débit de 5000 personnes à l'heure à la vitesse de $0^{m},70$, ceci représente le débit du chemin de fer de ceinture avec un train complet toutes les 5 à 6 minutes. On a peine à se figurer qu'un instrument de transport aussi peu encombrant que l'escalier du maga-

1. *Engineering*, 1er et 22 juin 1900.
2. Sibley, journal *of Engeneering*, 1899.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

sin du Louvre puisse assurer un débit pareil, et il y a là, sans nul doute, un horizon nouveau, vaste champ d'action pour l'ingénieur et pour l'électricité, sans laquelle la motion de ces longues plates-formes continues était chose impossible.

D'après les chiffres du magasin du Louvre, il suffit de 5 à 6 chevaux de force pour élever à 6 mètres de hauteur 1 800 voyageurs à l'heure. A vide, l'appareil absorbe de 2 à 3 chevaux. Un ascenseur hydraulique de même capacité élévatoire absorbe environ 2 fois à 2 fois et demie plus d'énergie, et sa consommation ne se réduit pas si la charge diminue. L'escalier roulant est toujours disponible pour le passager, qui, au contraire, déteste attendre l'ascenseur.

L'escalier supprime le danger des cages d'ascenseur et de leurs portes intempestivement ouvertes. Rien de plus facile que de faire payer chaque passager au moyen d'un tourniquet qui peut être rendu automatique. L'architecture des maisons serait simplifiée par la suppression des cages d'ascenseurs, terribles cheminées d'appel en cas d'incendie. On estime que les frais d'installation sont les mêmes que pour un ascenseur de même débit.

Il n'y a pas qu'à Paris que ce système soit en faveur, plusieurs magasins de New-York en sont pourvus.

L'idée dérive du transport des blés dans les grands greniers élévateurs, sur de larges bandes sans fin.

Transporteur Jeffray[1]. — Voici une autre application, faite par la Compagnie de Construction Jeffrey, de Columbus, Ohio, États-Unis. Cette plate-forme roulante sert à transporter toutes sortes de marchandises, à décharger des navires; ce sont de grosses lattes de chêne doublées d'acier; on peut y mettre soit des colis isolés, soit des hommes et des brouettes, et on peut leur faire remonter des pentes très raides, la cannelure des lattes donnant beaucoup de stabilité.

Je ne citerai que pour mémoire l'emploi de l'électricité dans les gigantesques greniers élévateurs de blé, en Amérique. C'est à Buffalo surtout qu'on peut voir ces applications, que j'ai déjà décrites dans le *Génie Civil,* en février 1899 et dans le *Bulletin de la Société des Ingénieurs Civils de France* de décembre 1899.

Bibliothèques publiques. — En Amérique, l'électricité a pénétré dans les Bibliothèques publiques, et nos députés devraient bien voter un crédit pour envoyer à Washington ou à Chicago les administrateurs de notre Bibliothèque nationale, où je suis confus d'avouer qu'il faut attendre en moyenne trois quarts d'heure pour obtenir un volume, contre cinq minutes à Washington, expérience comparative que j'ai faite moi-même.

Cette manipulation des livres se fait soit avec des monteurs verticaux, soit avec des plans inclinés qui épousent les courbes compliquées du bâtiment

Les monteurs verticaux assurent les échanges de livres entre chaque étage. Lorsque l'on veut en mettre un en action, il suffit de déplacer une aiguille sur un cadran. Un tel indicateur se trouve à chaque étage et les aiguilles sont reliées mécaniquement de façon que la rotation de l'une entraîne celle des autres. Si un employé du cinquième étage a besoin de l'appareil, il met l'aiguille sur le 5 et le monteur arrive; pour l'envoyer à l'étage 1, il n'a plus qu'à placer l'aiguille sur le 1. Pendant la marche, les aiguilles sont immobilisées afin d'éviter les accidents et les confusions.

Le problème intéressant qu'il y avait à résoudre dans cette installation était de trouver une disposition simple pour obtenir sans contrepoids une vitesse sensiblement

1. *Iron Age,* 2 fvrier 1899.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

constante du wagonnet pendant la montée et la descente. On y arrive en intercalant de petites résistances. Les moteurs électriques sont d'un cheval. Le freinage du moteur est produit comme d'usage par un frein magnétique qui est branché dans le circuit du moteur. Sur les plans inclinés, les livres sont placés dans de petits wagonnets suspendus et équilibrés, guidés entre deux rails, l'un au-dessus, l'autre au-dessous, et une chaîne sans fin donne le mouvement. Tandis que les moteurs sont d'un cheval dans les monteurs verticaux, ils sont de deux chevaux pour les monteurs par plan incliné.

Ce système permet de transporter 1 500 volumes par heure : avis à la Bibliothèque Nationale de la rue de Richelieu.

Gares de chemins de fer. — Dans les chemins de fer, on a introduit les transbordeurs électriques avec avantage pour le service des gares.

La gare d'Orléans (pont d'Austerlitz) à Paris se sert d'un transbordeur très pratique.

Celui de la gare de Madrid se déplace perpendiculairement aux voies par son moteur électrique. Son mécanicien l'arrête au droit des rails par la seule action de son frein, tant est grande la précision de la commande électrique. Autrefois, on avait mis des taquets pour faire coïncider les rails à l'arrêt, on les a supprimés comme inutiles. Une fois le transbordeur en place, le mécanicien embraye son cabestan et attire le wagon à transborder; un homme le cale à sa place sur le chariot. La force du moteur électrique est de 14 chevaux, et il donne jusqu'à 20 et 22 chevaux au démarrage du transbordeur.

Gare de Manchester. — La gare Victoria, à Manchester, a installé en 1897 un système de transport de colis et bagages par transporteur électrique aérien, qui a eu l'excellent résultat de dégager les quais de ces affreux petits chariots roulants chargés de grosses malles, que les hommes d'équipe se font un plaisir de jeter dans les jambes des voyageurs, sans parler du privilège français des bouillottes de chauffage, pour lesquelles il sera bon sans doute d'élargir les quais et de dépenser beaucoup d'argent, afin de leur réserver leur antique droit de cité dans nos gares.

Ce transbordeur comporte un petit treuil, et soulève à hauteur suffisante le panier plein de petits colis et de paquets plus ou moins volumineux. Les paniers sont eux-mêmes sur roulettes, pour les déplacer sur le quai.

Le moteur électrique, qui sert tant à transborder qu'à soulever, est de 1 3/4 de cheval.

Cet appareil économise 161 mètres de distance à parcourir par les anciens chariots sur les quais encombrés.

Le trajet, qui durait onze minutes, n'en dure plus que quatre.

Un homme et un chariot, qui ne remuait que 200 kilogs à la fois, transporte le double. Le transporteur fait 90 voyages par jour, tandis qu'un des anciens chariots à quatre roues n'en faisait que 28. Il transporte 36 000 kilogs de colis par jour, contre 5 700 kilos avec l'ancien système. Les frais sont de 23 centimes par tonne transportée, contre 1 fr. 35 autrefois.

Il n'y a eu aucune interruption de service. Pour soulever 500 kilogs, le démarrage absorbe près de 5 chevaux, puis 2 chevaux. Les vitesses sont de 8 mètres à la minute en hauteur et 213 mètres horizontalement. Ce transbordeur aérien effectue 161 kilomètres par semaine en 500 voyages doubles[1].

1. *L'Éclairage électrique*, 15 mai 1897, p. 544.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Théâtre de Drury-Lane[1]. — Les théâtres eux-mêmes n'ont pas échappé à l'envahissement de l'électricité.

Voici une application au Drury-Lane Theatre de Londres.

La scène est divisée en 6 plates-formes indépendantes, et chaque plate-bande est un pont qui peut être soulevé verticalement de 4 mètres et descendu de 2m,50. En outre, on doit pouvoir donner une translation horizontale à ces ponts.

Le mécanisme de treuils électriques est placé dans le sous-sol.

Le poids mort de chaque pont et de 6 tonnes 1/2, avec contrepoids de 4 tonnes 1/2. Le moteur électrique est de 7 chevaux 1/2, pour chaque pont. La vitesse de 5 mètres par minute.

Fitchburg. Massachussets[2]. — Si l'Europe commence à peine depuis quelques années à pressentir le rôle industriel de l'électricité, nos collègues des États-Unis nous ont toujours devancés.

Il y était installé dans les ateliers du chemin de fer à Fitchburg, Massachussets, en 1889, où un chariot transbordeur électrique dessert 48 voies parallèles. Il a supprimé l'inconvénient antérieur d'une équipe d'hommes spécialement occupée à faire coïncider les bouts de rails avec ceux du chariot. L'électricité donne au seul mécanicien la précision suffisante à l'arrêt.

CONCLUSIONS

La tendance générale de l'industrie est d'accélérer la marche des appareils, et l'électricité favorise cette tendance.

Dans les tramways, et dans les pays pressés, comme l'Amérique, on cherche à gagner en vitesse moyenne, non pas en augmentant la vitesse maximum, ce qui est impossible dans les rues avec de fréquents arrêts, mais en augmentant énormément la rapidité et la puissance du démarrage et du freinage; le moteur électrique s'y prête admirablement. Mais encore faut-il ne pas augmenter inutilement la masse de la voiture, ce qui réduirait la vitesse de démarrage. Ces vérités n'ont pas encore pénétré à Paris, où l'on s'obstine à créer de lourdes voitures à accumulateurs ou à air comprimé, à démarrages très lents. Leur vitesse moyenne est la moitié de celle de New-York.

La même tendance a naturellement prévalu pour les appareils de levage. Le pont roulant moderne, avec un effort de démarrage considérable dû au coup de collier du moteur électrique, voit sa masse d'inertie réduite de tout le poids des anciennes transmissions mécaniques encombrantes supprimées, et la vitesse de travail est énormément accélérée, d'autant que les trois mouvements de translation peuvent être donnés simultanément, grâce à l'emploi de trois moteurs indépendants.

Dans les ascenseurs, nous voyons pratiquer les énormes vitesses de 3 mètres par seconde avec toute sécurité, grâce à la précision de la commande électrique et aux appareils automatiques qui ne sont possibles qu'avec l'électricité. Paris ne connaît pas encore ces grandes vitesses.

Pour les grues, même progrès; la vitesse de travail est énormément accrue, et les résutats de Hambourg et du Havre tendent à exclure définitivement la force hydraulique de la manœuvre des ports maritimes, ce n'est qu'une question de temps, et de routine à vaincre.

1. *Engineering*, 23 décembre 1898.
2. *Electrical World*, 16 novembre 1889.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Voici enfin l'escalier roulant, le trottoir mobile, qui affirment leur existence devenue possible du jour où l'on ne s'étonne plus d'appliquer 2 000 chevaux de force à un trottoir de 3 kilomètres de long, qui débite plus de voyageurs que le plus puissant chemin de fer.

Mais ces progrès, pour étonnants qu'ils paraissent, ne sauraient être considérés que comme un début. L'un des avantages de l'électricité, c'est le peu de place qu'il faut pour loger des réceptrices de puissance énorme. Le moindre coin humide et poussiéreux leur suffit avec leur cuirasse de fonte imperméable. Peu de soins, peu de surveillance, graissage automatique, commande à distance, démarrage énergique, arrêt brusque ou doux à volonté, souplesse extrêmement docile.

Un des progrès de ces dernières années a été l'augmentation de puissance des machines. Il y a trois ou quatre ans, on citait comme des merveilles les machines de 1200 chevaux type Siemens de l'usine électrique du quai de Jemmapes à Paris. Mais New-York possède des dynamos de 5 000 chevaux, et va mettre en service, pour son Elevated, des dynamos de 8000 chevaux.

Si l'on remarque que la dynamo se prête très bien à de grandes vitesses, qui réduisent ses dimensions et son prix, et que le moteur à vapeur encombrant et à faible vitesse a une tendance à céder la place au nouveau type des turbines à vapeur à grande vitesse, on peut concevoir un prochain progrès réalisé par des machines rotatives à grande vitesse, à très haute tension et à dimensions très réduites, économisant le loyer d'immeubles énormes et de terrains chers, et nécessitant un personnel d'autant plus réduit.

Les énormes grues de 150 tonnes, les ponts roulants de 150 tonnes, les ascenseurs, treuils, etc., ne nécessitent que de petits moteurs électriques à peine plus grands que les moteurs de tramways. Le jour où l'ingénieur mécanicien demandera à l'ingénieur électricien autre chose que ses joujoux de 25 à 50 chevaux, il est impossible de se figurer quelle puissance pourra être réalisée dans le domaine des appareils de levage. Le problème est résolu déjà au point de vue électrique, c'est à nos collègues mécaniciens de se mettre à l'œuvre à la recherche de nouveaux progrès.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

TROISIÈME QUESTION

APPLICATION DE LA TRANSMISSION DE L'ÉNERGIE

PAR L'ÉLECTRICITÉ AUX CHANTIERS DE TRAVAUX PUBLICS

Par M. Edmond HENRY

ANCIEN ÉLÈVE DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE

La transmission de l'énergie par l'électricité, appliquée aux chantiers de travaux publics, y présente nécessairement les mêmes avantages que dans les ateliers mécaniques et dans les mines; nous allons successivement les passer en revue.

Distribution. — Le principal de ces avantages est la facilité de la distribution à des mécanismes multiples en même temps que variés dans leurs puissances et leurs vitesses; ces mécanismes pouvant être eux-mêmes mobiles. Le plus grand bénéfice se manifeste surtout quand il y a lieu d'actionner des machines d'un fonctionnement intermittent, comme cela se présente souvent sur les chantiers; car, en dehors des périodes de marche, il n'y a aucune consommation, non plus qu'aucune main-d'œuvre employée, et il suffit de la manœuvre d'un commutateur pour mettre en circuit les moteurs sans aucun travail préparatoire, comme la mise en pression d'une chaudière par exemple.

Facilité de conduite. — En raison de la délicatesse de certaines parties des machines dynamos et de l'apparence mystérieuse des phénomènes qui y prennent naissance, on pouvait avoir à l'origine quelque appréhension sur leur emploi, et hésiter à les confier à des mains peu exercées. Ces machines sont cependant plus faciles, en somme, à conduire que les machines à vapeur dont elles prennent la place. Mais il faut, pour cela, que leurs organes et les appareils accessoires nécessaires à leur service soient étudiés et installés avec des précautions spéciales pour éviter des avaries en cas de fausse manœuvre.

Installation provisoire. — Dans leur emploi sur les chantiers, au lieu d'inconvénients résultant du caractère plus ou moins provisoire de leur installation, on reconnaît au contraire qu'elles se prêtent au mieux à un emploi de peu de durée, par la simplicité de leur mise en place et surtout par la facilité et la rapidité de leur mise en relation avec la source d'énergie.

Élasticité de puissance. — Par la nature même des phénomènes en jeu, la dynamo, entre certaines limites qui laissent une grande marge, ne consomme réellement d'énergie qu'en proportion de ce que lui demande le mécanisme qu'elle actionne.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Mais elle est aussi capable de fournir momentanément une puissance pouvant aller jusqu'à trois et quatre fois la valeur de celle pour laquelle elle est construite pour sa marche normale. C'est le moteur qui peut donner ce qu'on appelle des coups de collier; ce caractère suffit à conseiller son emploi dans tout mécanisme où l'on a besoin d'un supplément de puissance soit à la mise en marche, pour vaincre l'inertie de pièces mobiles avant d'obtenir le régime uniforme, soit pendant la marche, si un excédent de résistance momentané vient à se produire.

En outre de ces divers caractères, la dynamo est le moteur rotatif par excellence; elle réalise, en cette qualité, tous les avantages qui ont poussé tant d'inventeurs à la recherche du moteur à vapeur rotatif; car elle fournit à tous les instants d'une révolution une valeur de couple constante : elle dispense donc de l'emploi d'un volant quand la résistance à vaincre a une valeur constante.

Précautions à prendre dans l'installation. — Eu égard aux actions physiques qui se produisent dans la dynamo employée comme moteur, il y a deux conditions qu'il faut à tout prix réaliser : d'une part il ne faut pas que, par suite d'inattention de la part du conducteur ou d'un incident dans la manœuvre, comme, par exemple, dans le service d'une grue, si le fardeau vient à s'accrocher pendant la montée, la dynamo soit subitement arrêtée par une résistance qu'elle ne peut vaincre. D'autre part, si la dynamo a ses inducteurs en série, il ne faut pas non plus qu'elle puisse, par la suppression de la résistance, prendre une vitesse exagérée qui pourrait avarier les coussinets de son arbre.

Pour éviter le danger du premier genre, il y aura souvent avantage à interposer dans le mécanisme un organe capable au besoin de glisser, comme un embrayage à friction convenablement réglé ou un embrayage magnétique du système de Bovet, d'un fonctionnement sûr et réglable à volonté.

Quant au deuxième cas, on trouvera grand avantage à conjuguer les deux mouvements de l'embrayage de la charge et de la mise hors circuit des résistances formant le rhéostat de manœuvre.

Pour éviter les dangers provenant de l'humidité à des moteurs insuffisamment abrités, on adopte souvent des types de moteurs enfermés, où les enroulements et le collecteur sont entièrement couverts. Certains moteurs peuvent ainsi fonctionner sans danger d'une manière continue dans des endroits très humides; leur échauffement les protège des avaries qu'ils auraient à craindre autrement.

Choix du type de dynamo. — Avant d'appliquer un moteur électrique à actionner un mécanisme, il est utile de bien examiner quelles circonstances diverses peuvent se présenter dans le service en question. S'il s'agit d'un mécanisme dans lequel il n'y ait jamais à craindre une suppression totale de la résistance, et où il y ait besoin soit à la mise en marche, soit momentanément pendant la marche, d'un couple sensiblement supérieur au couple moyen, c'est un moteur avec enroulement en série qu'il y a lieu d'adopter.

Si, au contraire, malgré des variations très étendues de la résistance, il y a nécessité de conserver une vitesse très constante, il y aura lieu d'adopter le moteur excité en dérivation, ou, de préférence, un moteur compound où l'enroulement en dérivation est prépondérant : le faible enroulement en série employé dans ce cas est destiné à renforcer le champ des inducteurs au cas où une baisse du voltage se produirait sur la ligne.

Dans la commande d'une grue tournante de grande portée par exemple, qui peut présenter par suite du vent une grande variation de résistance, l'usage de ce genre de

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

moteur s'impose; on y trouverait même l'avantage de pouvoir, si c'est utile, se servir du moteur pour produire un arrêt instantané en lui faisant remplir le rôle de frein, comme cela se fait sur les navires de guerre pour le pointage des canons sur tourelle; on ferme dans ce cas l'induit en court circuit sur lui-même, pendant que l'excitation venant du circuit d'alimentation subsiste dans les inducteurs.

On donnera toujours la préférence à l'enroulement en série quand aucune condition n'exigera celui en dérivation, plus délicat de construction et d'isolement.

Dans certains cas, on pourra avoir intérêt à faire produire successivement au moteur des puissances et des vitesses très différentes : cela arrive par exemple si on désire qu'une pompe centrifuge élève le liquide à des hauteurs très variées : on dispose ici du moyen consistant à faire varier le couplage des inducteurs, en mettant diverses parties de ceux-ci en série ou en parallèle. On modifie ainsi un moteur électrique dans les mêmes conditions que si on changeait subitement le diamètre et la course du piston d'une machine à vapeur.

Si, dans un même appareil ou groupe d'appareils, on avait à employer plusieurs moteurs du même type, on pourrait alors profiter des genres de combinaisons en usage sur les moteurs de tramways.

Mécanismes de réduction de vitesse. — Le caractère désavantageux de la machine électrique employée comme moteur est sa grande vitesse de rotation, imposée par la nature des actions engendrées dans ses organes, et inévitable pour rester dans des dimensions pratiques comme construction et comme dépense. Dans les types de moteurs de puissances moyennes, soit entre 10 et 60 chevaux, la vitesse de l'induit sera comprise entre mille et cinq cents tours; il faut ainsi généralement, à moins qu'on n'ait à actionner une pompe centrifuge ou un ventilateur, interposer entre le moteur et la machine un mécanisme de réduction de vitesse. Si l'on ne peut adopter une série d'engrenages droits ou coniques, le mécanisme le plus simple est la vis sans fin conduisant une roue, et, à moins qu'on n'ait intérêt à ce qu'elle constitue un frein automatique, comme dans un appareil de levage (cas dans lequel le rendement de l'ensemble des intermédiaires est nécessairement inférieur à 50 p. 100), on pourra l'établir, en choisissant une inclinaison convenable de la vis et en construisant les deux pièces avec un soin particulier, de manière à porter le rendement à une valeur admissible et comparable à celle qu'entraînerait une série de roues dentées. La valeur de 75 à 80 p. 100 peut être obtenue ainsi. On arrivera à un résultat de ce genre en faisant en bronze la denture de la roue et en faisant baigner la vis dans un bain d'huile. Certains constructeurs ont établi des groupes ainsi constitués.

Une disposition imaginée par le célèbre constructeur Bourdon comporte, au lieu de dents à la couronne de la roue, une série de galets coniques tournant sur des axes posés dans la direction des rayons de la roue ou normalement à son plan. Cette disposition peut, à la condition que la vis soit construite avec toutes les précautions nécessaires, donner un rendement d'environ 85 p. 100.

On a pu voir, à l'exposition de l'automobilisme de l'année dernière, un mécanisme, présenté par une maison anglaise, qui permet d'obtenir, sur un arbre placé dans la même ligne que celui du moteur, une réduction importante de vitesse. Ce mécanisme, basé sur le principe connu en cinématique sous le nom de trains épicycloïdaux, comporte un groupement de six roues d'angle, dont quatre tournant sur des tourillons solidaires d'un manchon concentrique à l'arbre et l'une faisant corps avec la boîte qui enveloppe tout l'ensemble. Le tout est enfermé d'une façon étanche et abondamment graissé. Si l'on cale la dernière des roues au moyen d'un mécanisme de frein, elle fournit un point d'appui à deux des pignons, et l'entraînement de l'arbre à conduire se pro-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

duit. On arrive aisément à réaliser un rapport de trente entre les vitesses des deux arbres, et l'appareil, d'ailleurs peu encombrant, peut donner, assure-t-on, un rendement de 90 p. 100, sans doute si les dentures sont taillées avec soin.

Si la machine à actionner est susceptible de présenter une résistance très variable, d'un instant à l'autre, même dans le temps d'une révolution, on aura souvent avantage à appliquer, dans les mécanismes intermédiaires, une commande par friction ou un organe renfermant une partie élastique, afin que le moteur ne soit pas forcé de varier constamment sa vitesse, ce qui le soumettrait à des échauffements excessifs, en même temps que l'induit pourrait avoir à supporter des vibrations dangereuses.

Applications. — Il convient, pour donner des exemples de l'application des moteurs électriques aux travaux publics, de décrire quelques installations.

Travaux du port extérieur de Bilbao. — Les premières installations qui aient été établies sont celles qui fonctionnent depuis 1890 sur les chantiers de MM. Coiseau, Couvreux fils et Félix Allard pour la construction des jetées du port extérieur de Bilbao, et il est juste de dire qu'elles ont dès l'origine donné toute satisfaction.

Trois chantiers distincts sont équipés avec des moteurs électriques, qui commandent des mécanismes de plus ou moins grande importance. Le premier installé est celui où sont fabriqués les blocs de béton de 60 et 100 tonnes, qui entrent dans la construction des jetées; ces blocs sont construits sur un parc de 200 mètres de longueur, qui peut renfermer environ 18 000 mètres cubes. Les manœuvres consistent à les prendre à leur place de fabrication et à les conduire jusqu'à des bateaux à clapets qui les transportent au brise-lames et au contre-môle. L'un des appareils, nommé bardeur, soulève le bloc de quelques centimètres au-dessus du sol, de manière à pouvoir le transporter en le tenant suspendu jusque sur un truck qui circule dans une fosse établie transversalement aux voies du chantier de manière que les rails que porte ce chariot puissent venir en prolongement de ceux du chantier. Le bardeur, arrivé sur le truck, y dépose le bloc et se retire; puis le truck est amené au-dessous de la charpente qui porte le troisième appareil, nommé transbordeur, et chargé de reprendre le bloc et le mettre en bateau.

Le bardeur et le transbordeur comportent chacun, comme appareils de levage, deux presses hydrauliques qui soulèvent le bloc par des crochets prenant deux étriers noyés dans le bloc à la construction : ces presses sont alimentées par une pompe fournissant une pression de 75 kil. par centimètre carré; ces deux appareils comportent aussi un mécanisme pour leur donner la translation sur leurs voies. Le truck ne comporte que ce dernier mouvement. Chacun des trois appareils a pour moteur une dynamo réceptrice de 12 kilowatts, tournant à 600 tours sous une différence de potentiel de 220 volts, qui a ses inducteurs enroulés en série; ce moteur commande, par une vis sans fin et une roue à galets système Bourdon, un arbre intermédiaire avec lequel on embraye soit la pompe, soit le mécanisme de translation. Pour le bardeur, la prise de courant se fait sur deux fils aériens par des perches de trolley; pour les deux autres appareils, elle a lieu par des frotteurs à galets en bronze, qui soulèvent les fils conducteurs soutenus sur deux files d'isolateurs placés, les uns le long de la murette de la fosse du truck, les autres le long de l'une des poutres du transbordeur. Comme résultat intéressant, au sujet de l'élasticité de puissance des moteurs en série, on a pu reconnaître, à la mise en service et avant que les voies du bardeur aient bien pris leur assiette, que la puissance consommée a varié de 12 à 40 chevaux, la puissance normale de la réceptrice étant de 15 chevaux environ. Pendant un temps court, un moteur électrique peut fournir un excédent de puissance de ce genre; une machine à vapeur ne serait pas capable de le

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

faire. En moins d'un quart d'heure, les trois appareils exécutent successivement une manœuvre complète, et cette manœuvre se fait généralement quatre à cinq fois seulement dans une journée; on voit ainsi que, par le temps total de leur fonctionnement journalier, les machines en question font un travail très intermittent. Aussi la machine à vapeur qui actionne la génératrice est-elle alimentée par la même chaudière que la machine motrice de l'atelier de réparation, et il suffit de pousser le feu quand on doit avoir à l'alimenter sans avoir besoin d'une chaudière spéciale qui chômerait la plupart du temps.

Les deux autres chantiers sont : l'un au brise-lames, l'autre au contre-môle. Sur le brise-lames, une grue-titan de 60 tonnes a pour mission de manœuvrer les blocs de 60 tonnes qui entrent dans la construction de la superstructure; ils sont apportés du chantier central par des chalands. Le titan place aussi de ces blocs comme protection en avant du parapet, et jusqu'à 15 mètres de rayon depuis son axe. La superstructure étant constituée de caissons qui renferment quand on les amène un radier en béton, il y a à les échouer à ce moment à leur emplacement préalablement nivelé; le titan manœuvre aussi, pour ce travail, un caisson-cloche à air comprimé qui sert à la visite et au règlement des enrochements de base, ainsi qu'une forte pompe centrifuge fournissant l'eau pour échouer le caisson. Il y a encore, au-dessous du titan, une bétonnière qui fabrique le béton de remplissage. La dynamo génératrice est placée sur la grue-titan, et a ainsi à alimenter les diverses dynamos réceptrices suivantes :

Sur le titan même un moteur de 36 kilowatts sur le treuil roulant;

Un moteur de 12 kilowatts pour l'orientation;

Un moteur de 36 kilowatts pour la translation générale.

Au-dessous et autour du titan :

Un moteur de 12 kilowatts commandant la pompe d'échouage;

Un moteur de 6 kilowatts actionnant le compresseur d'air de la cloche;

Un moteur de 12 kilowatts actionnant la bétonnière;

Un moteur de 4 500 kilowatts commandant une pompe qui fournit l'eau nécessaire à la confection du béton;

Un moteur de 10 kilowatts actionnant un transporteur Temperley qui amène le mélange de ciment, sable et cailloux à la bétonnière.

Sur le contre-môle, qui part de la rive opposée de la baie, une grue-titan de 60 tonnes exécute un travail analogue, et peut poser des blocs de 60 tonnes à 17 mètres de rayon depuis son axe, et des sacs de béton faisant une charge de 18 tonnes avec la caisse qui les contient, jusqu'à 32 mètres de rayon. La station génératrice est là installée à terre et alimente à distance les appareils analogues à ceux cités ci-dessus, qui travaillent en tête de la jetée.

Quand l'ouvrage aura atteint sa longueur totale, la distance sera de 1 050 mètres et le rendement sera d'environ 60 p. 100. La station génératrice alimente aussi le chantier à terre, qui comprend un bardeur pour manœuvrer les blocs de 60 tonnes et les mettre sur les trucks qui les conduisent au titan. Ces appareils, représentés par des tableaux aquarelles, figurent au Groupe VI, Classe 28, et ont été d'ailleurs décrits avec plus de détails par L. Coiseau, dans la communication qu'il a faite le 18 mai dernier devant la Société des Ingénieurs civils.

Les trois installations ci-dessus fonctionnent à courant continu, sous une différence de potentiel de 220 volts.

Chantiers du port extérieur de Bruges. — Un autre chantier, installé tout entier avec moteurs électriques alimentés par une seule station centrale, est celui organisé en 1896 par MM. Coiseau et Jean Cousin pour les travaux du port extérieur de

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Bruges. Ici, tous les appareils quelconques, y compris les mécanismes de manœuvre des deux ponts tournants de l'écluse maritime, actuellement en service, ainsi que ceux des portes roulantes de cette écluse, sont actionnés par des moteurs électriques. La plus grande variété d'appareils reçoit son énergie de la station de 400 chevaux installée auprès de l'atelier de construction et de réparation de l'entreprise; celui-ci, voisin de la station, est actionné dans ses diverses parties, ateliers de machines-outils, chaudronnerie, atelier du bois, par divers moteurs électriques. Sur les chantiers, les grues, les malaxeurs à mortier, les bétonnières qui ont servi à la construction de l'écluse maritime et à celle des blocs de 3 000 à 4 500 tonnes qui constituent la jetée en mer, les pompes d'épuisement, les plans inclinés dans l'exécution de l'écluse et du chenal d'accès, quatre machines à fabriquer les briques, toutes ces machines reçoivent leur énergie de la même usine électrique.

Pour l'exécution de la jetée à claire-voie qui relie la jetée pleine au rivage, afin de laisser un passage de 400 mètres aux courants de flux et de jusant, les quatre cent quatre-vingts pieux en acier qui portent son tablier ont été mis en fiche et battus par des grues et des sonnettes actionnées électriquement.

Pour le travail de la jetée, restant actuellement à exécuter, un important chantier pour la construction des blocs de 25 mètres cubes a tout son matériel actionné par des dynamos : grues de manutention des matériaux, bétonnières, grue de manœuvre des moules à blocs, bardeur de 55 tonnes pour prendre les blocs et les charger sur wagons, cabestans de manœuvre des wagonnets, toutes ces machines sont mues par des dynamos.

La grue titan de 55 tonnes et de 50 mètres de portée, qui servira à remplir les caissons et à poser les blocs de 25 mètres cubes de la jetée, est alimentée de la même manière.

Une bigue flottante de 55 tonnes de puissance a le même service pour la construction du mur du quai de la jetée; elle manœuvre les blocs de 55 tonnes et les caisses à béton de 28 tonnes au moyen d'un treuil électrique installé sur son pont. Dans cet appareil, les deux hélices de propulsion, le treuil à six poupées des chaînes de manœuvre, sont, comme le treuil principal, actionnés par des moteurs qui reçoivent leur énergie d'un groupe électrogène de 70 kilowatts installé dans le bateau; les machines établies à l'air libre sont du type enfermé.

Toutes ces installations fonctionnent à courant continu sous une différence de potentiel de 440 volts; la distance maximum de transport a atteint jusqu'à 1 600 mètres; et, à la fin du travail de la jetée, le titan se trouvera à plus de 2000 mètres de la station génératrice.

Une application, sous une autre forme, de l'électricité consiste dans l'emploi d'un pilon de 10 tonnes pour régler la surface du lit d'enrochements sur lequel reposeront les blocs de 4 500 tonnes de la jetée; ce pilon est soulevé par un manchon magnétique, en sorte qu'il suffit, pour prendre ou lâcher la charge, de manœuvrer le commutateur du courant d'aimantation.

Entreprises Chagnaud et Fougerolle frères : Collecteur de Clichy. — Depuis quelques années, l'application des moteurs électriques aux chantiers de travaux a reçu un grand développement; nous pouvons mentionner l'application faite en décembre 1895, par MM. Chagnaud et Fougerolle frères, dans leurs travaux du collecteur de Clichy, exécuté entièrement en souterrain, qui part de la place de la Trinité pour relier à l'usine de Clichy le collecteur de la rue de Châteaudun. Les installations de ces deux entreprises, l'une fonctionnant *extra muros*, l'autre *intra muras*, étaient peu différentes l'une de l'autre. L'électricité a présenté là de grands avantages sur

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

les autres procédés qu'on aurait pu employer. Dans ce véritable tunnel, le travail d'avancement se faisait par la méthode du bouclier; pour l'extraction des déblais, un tablier porteur les recevait et les mettait en wagons. De plus, une pompe de compression d'eau était nécessaire pour actionner les vérins hydrauliques poussant le bouclier en avant. Le transporteur, de 25 mètres de longueur, était actionné par un moteur de 4 500 watts; deux moteurs de même puissance commandaient la pompe de compression d'eau et un malaxeur à mortier; enfin un moteur de 7500 watts conduisait un ventilateur, fournissant l'air frais au front d'attaque. La pompe de compression d'eau, qui avait à fournir, pour l'avancement du bouclier, une pression pouvant atteindre 200 kilos par centimètre carré, comportait un dispositif spécial établi par la maison Morane jeune, destiné à éviter que le moteur électrique pût être calé par la pompe, au cas où le bouclier rencontrerait une résistance supérieure à celle correspondant à 200 kilos dans les cylindres des presses hydrauliques; un levier à contrepoids ouvre alors le retour d'eau à la bâche, quand la pression dépassant la valeur ci-dessus le fait basculer par l'action d'un piston de diamètre convenable. C'est un exemple des dispositions auxquelles nous faisions allusion plus haut, destinées à empêcher que le le moteur puisse être mis en danger de brûler par suite d'un arrêt éventuel. Cette installation était alimentée à courant continu, sous une différence de potentiel de 220 volts.

MM. Fougerolle frères, qui ont exécuté la partie de ce collecteur comprise dans Paris, ont installé leurs chantiers d'une manière analogue; ils employaient de plus une locomotive électrique pour la sortie des déblais. Ces messieurs ont encore employé une installation analogue dans le souterrain de Meudon, qu'ils ont construit sur la nouvelle ligne de la Compagnie de l'Ouest qui relie Versailles à la gare des Invalides.

Chantier du prolongement de la ligne d'Orléans au quai d'Orsay. — Ce chantier, ouvert en août 1898, a été installé par M. Chagnaud de la même manière que celui du collecteur de Clichy : douze dynamos de puissances diverses actionnaient les machines dans le tunnel, et aussi l'atelier de réparations.

Gare du quai d'Orsay. — A la gare du quai d'Orsay, MM. Nanquette et Marlaud ont employé un pont roulant de 10 tonnes, une grue de 8 tonnes et trois sapines de 10 tonnes, toutes ces machines commandées par des dynamos; ce matériel avait auparavant été employé par les mêmes entrepreneurs sur le chantier du grand palais des Champs-Élysées.

Comme conclusion, nous ne pouvons mieux faire que de reproduire celle contenue, sous la date de mai 1893, dans la notice écrite par MM. Coiseau, Couvreux fils et F. Allard, sur les chantiers de Bilbao.

« En résumé, des résultats que nous avons obtenus, nous concluons que, pour des chantiers d'une certaine importance, où des appareils en assez grand nombre et groupés dans un espace relativement grand doivent être employés, les machines électriques sont préférables aux petites machines à vapeur.

« Les frais de premier établissement des premières ne sont pas plus élevés que ceux des secondes; les dépenses de consommation, de main-d'œuvre pour la conduite, et d'entretien sont sensiblement moindres pour l'électricité que pour la vapeur. Enfin, la grande élasticité des dynamos, l'extrême facilité de leur distribution, de la division, de l'installation des conducteurs, le faible poids des machines, font de l'électricité un auxiliaire précieux pour les constructeurs.

« Aussi croyons-nous pouvoir affirmer que, dans l'avenir, une part importante sera

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

réservée à l'électricité dans l'outillage des travaux publics, et nous nous estimerons heureux si, par l'exposé que nous venons de faire, nous avons aidé à en vulgariser l'emploi. »

Nous reconnaîtrons, pour terminer, que les prévisions rappelées ci-dessus se sont largement réalisées.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

TROISIÈME QUESTION

LES APPLICATIONS MÉCANIQUES DE L'ÉLECTRICITÉ

D'après M. A. E. KENNELY

Ces applications, toutes indirectes d'ailleurs, sont très nombreuses. M. Kennely les classe comme il suit :

Électro-magnétiques. .	Transmission de l'énergie par les effets magnétiques des ondes électro-magnétiques envoyées en courants le long des conducteurs.		A haute tension et longue distance. A basse tension pour machines ou groupes de machines dans les ateliers. A basse tension dans les maisons pour différentes applications mécaniques ou aux voitures des chemins de fer, tramways.
	Mécanismes électro-magnétiques portatifs		Levage des lingots de fer et d'acier dans les forges.
	Mécanismes électro-magnétiques sélecteurs.		Epoussetteurs pour trier le fer des sous-produits non magnétiques. Trieuses pour retirer le minerai de fer magnétique de la gangue.
	Embrayages électro-magnétiques.		Attaches électro-magnétiques pour fixer les machines-outils électriques sur les coques et ponts de navire. Embrayages électro-magnétiques pour arbres de transmission. Freins électro-magnétiques pour tramways.
Électro-thermiques . .	Soudure	Par l'arc voltaïque	Bandages, rails, tonneaux en acier. Outils. Rails.
		Par incandescence	
	Éclairage		Incandescence dans les mines. Sondages. Constructions, chantiers, etc. Opérations industrielles par lampes à arc.
	Allumage.		Allumage du gaz dans les moteurs et les lanternes. Exploseurs des torpilles et des mines.

L'application la plus importante est incontestablement la transmission de l'énergie par dynamos génératrices et réceptrices. Aux États-Unis, on a atteint comme distance 130 kilomètres, comme tension 40 000 volts : il est probable qu'on pourrait atteindre

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

utilement 300 kilomètres, vers des régions où le combustible est très cher. Les génératrices polyphasées envoient leurs courants à des transformateurs qui en élèvent la tension au degré voulu pour les amener au poste de distribution, où sa tension est rabaissée par d'autres transformateurs. On peut compter sur des pertes de 7 p. 100 aux génératrices, 2 p. 100 à chaque transformation, 5 à 10 p. 100 dans la ligne, 5 à 10 p. 100 aux récepteurs, soit en tout 18 à 25 p. 100, ou d'un quart, au plus, de la puissance dépensée à faire tourner les génératrices.

Dans les ateliers, la transmission électrique élimine la perte due aux résistances des transmissions mécaniques, toujours également en marche quel que soit le nombre des outils employés, et elle permet par son application directe d'augmenter la vitesse, le débit et le rendement des machines-outils dont elles constituent une sorte de dynamomètre. La flexibilité avec laquelle la dynamo se prête aux variations et renversements de puissance et de vitesse est des plus avantageuses, ainsi que l'extrême simplicité de sa conduite et le bas prix de son installation, la facilité de pose et la non-dépréciation de ses canalisations.

Les applications des électro-aimants sont très nombreuses en mécanique, malgré leur faible rendement, comme organes de déclenchement, de tirage, de levage, de freins ou d'embrayage, ces derniers en pleine marche sans secousse, avec des pressions magnétiques allant jusqu'à 7 kilos par centimètre carré, et avec une dépense d'énergie excitatrice très faible : on peut aussi les employer à diminuer certains frottements en soulevant en partie les pièces en contact par leur attraction, comme, par exemple, les pivots sur rubis dans les mécanismes d'horlogerie.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

QUATRIÈME QUESTION

APPAREILS DE LEVAGE

NOTICE SUR QUELQUES APPAREILS DE LEVAGE

CONSTRUITS PAR LA COMPAGNIE DE *FIVES-LILLE*

Par M. BASSÈRES

Les engins de levage dont il est question dans cette notice ont été établis par la Compagnie de Fives-Lille depuis l'Exposition universelle de 1889.

Les applications de l'électricité au levage et à la manutention des fardeaux ayant pris, dans ces dernières années, une extension considérable, on a été naturellement conduit à comprendre dans cet exposé quelques appareils mus électriquement. Ce mode de transmission de la force est aujourd'hui entré dans la pratique courante, et on peut prévoir que, dans un avenir prochain, il remplacera dans les ateliers et les manufactures les transmissions mécaniques, télodynamiques et autres encore en usage pour actionner les engins de levage. Ces transmissions, souvent encombrantes, ont l'inconvénient, dans la plupart des cas, de donner lieu à des résistances passives notables et à des frais onéreux d'installation et d'entretien.

L'électricité ne permet pas toujours cependant de réaliser les conditions de fonctionnement les plus avantageuses, surtout lorsqu'il s'agit d'engins de grande puissance destinés à marcher d'une manière intermittente et absorbant, pour chacune de leurs opérations, dans un temps très court, un travail moteur considérable. C'est ainsi que, pour les nouveaux ascenseurs qu'elle vient d'établir dans les piliers est et ouest de la tour de 300 mètres, la Compagnie de Fives-Lille a été amenée, après des études comparatives sur divers systèmes, à recourir de préférence à l'emploi d'appareils hydrauliques. Dans cette application spéciale, l'eau sous pression a permis, en effet, au moyen d'un jeu d'accumulateurs, de réduire des cinq sixièmes environ la puissance des moteurs qui, en raison des vitesses exceptionnelles imposées pour le transport des voyageurs, aurait atteint près de 500 chevaux en pleine marche.

Enfin, dans certains cas, notamment dans les usines métallurgiques, les engins de levage sont mus dans les conditions les plus économiques par des moteurs utilisant la vapeur produite dans des chaudières chauffées par les gaz perdus des fours.

Les appareils décrits sommairement dans cette notice offrent des exemples de chacun des modes de transmission de la force dont il est question ci-dessus, ils comprennent :

1° Un pont roulant électrique de 60 tonnes destiné à l'atelier de trempe de canons aux Forges et Aciéries de la Marine, à Saint-Chamond, établi principalement en vue de

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

réaliser une grande rapidité de manœuvre, aussi bien pour le levage que pour les déplacements horizontaux de la charge ;

2° Une grue électrique mobile à plate-forme tournante pour le déchargement des bateaux ;

3° Un élévateur électrique pour wagons construit pour la Compagnie des Hauts-Fourneaux de Chasse ;

4° Les nouveaux ascenseurs hydrauliques des piliers est et ouest de la tour de 300 mètres, permettant de monter chacun, du sol au deuxième étage, sur un parcours de 128 mètres, cent voyageurs par course, à une vitesse moyenne de $2^{m},50$ par seconde ;

5° Une grue pivotante à vapeur de 180 tonnes, installée dans les usines de MM. Marrel frères, à Rive-de-Gier, pour desservir un marteau-pilon de 100 tonnes.

PONT ROULANT ÉLECTRIQUE DE 60 TONNES

DES USINES DE LA MARINE A SAINT-CHAMOND

Cet engin est installé dans la grande halle d'usinage des forges et aciéries de la Marine à Saint-Chamond ; sa puissance normale de levage est de 60 tonnes ; mais en réalité cet appareil peut facilement manœuvrer des charges de 70 à 80 tonnes ; ses divers organes et notamment les dynamos actionnant les mouvements de levage et de translation de la charge, sont en effet établis très largement et permettent d'utiliser cet engin pour une puissance notablement supérieure à celle pour laquelle il a été établi.

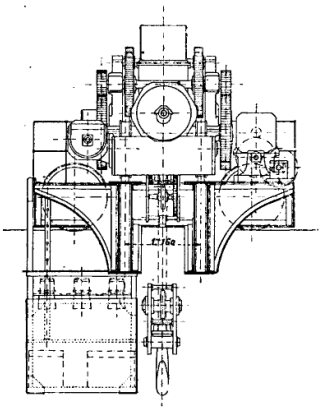


Fig. 1 *bis*. — Pont roulant électrique de 60 tonnes de *Saint-Chamond*, vue par bout.

Conditions principales d'établissement.

Puissance de levée. . . .	60 à 70 tonnes
Portée d'axe en axe des poutres de roulement du Pont.	$18^{m},000$
Course horizontale du crochet.	$15^{m},000$
Course verticale du crochet.	$10^{m},000$
Vitesse de levage par minute.	$2^{m},500$ à $5^{m},000$
Vitesse de translation du Pont par minute.	30 à 45^{m}
Vitesse de translation du Treuil par minute. . . .	25 à 45^{m}

Tous les mouvements de cet appareil sont indépendants et commandés chacun par un moteur électrique ; ils peuvent d'ailleurs fonctionner séparément ou simultanément.

Le treuil de levage, dont les dispositions sont figurées sur le dessin d'ensemble (fig. 1), roule sur deux poutres en tôlerie d'acier, à double paroi de 18 mètres de portée et dont les rails sont placés à $1^{m},160$ d'axe en axe. Le levage est effectué (fig. 2) par un moteur de 100 chevaux tournant à 600 tours par minute lorsque le poids suspendu au crochet est de 60 tonnes, et à 1 200 tours par minute quand la charge n'est plus que de 30 à 40 tonnes et au-dessous. Dans le premier cas, la vitesse de levage est de $2^{m},500$ par minute ; elle atteint 5 mètres pour des charges de 40 tonnes. Ce moteur transmet le mouvement à la chaîne de Galle du mouflage par l'intermédiaire d'une vis sans fin et d'engrenages droits attaquant l'arbre du pignon Galle par chacune de ses extrémités.

La translation du pont est obtenue au moyen d'un moteur de 36 chevaux tournant à l'allure de 800 tours par minute lorsque le pont supporte une charge de 60 tonnes, et à l'allure de 1 200 tours quand la translation se fait à vide, aucune charge n'étant suspendue au crochet. Ce moteur est disposé vers le milieu de la portée des poutres et

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

transmet le mouvement à un arbre longitudinal portant à chacune de ses extrémités un

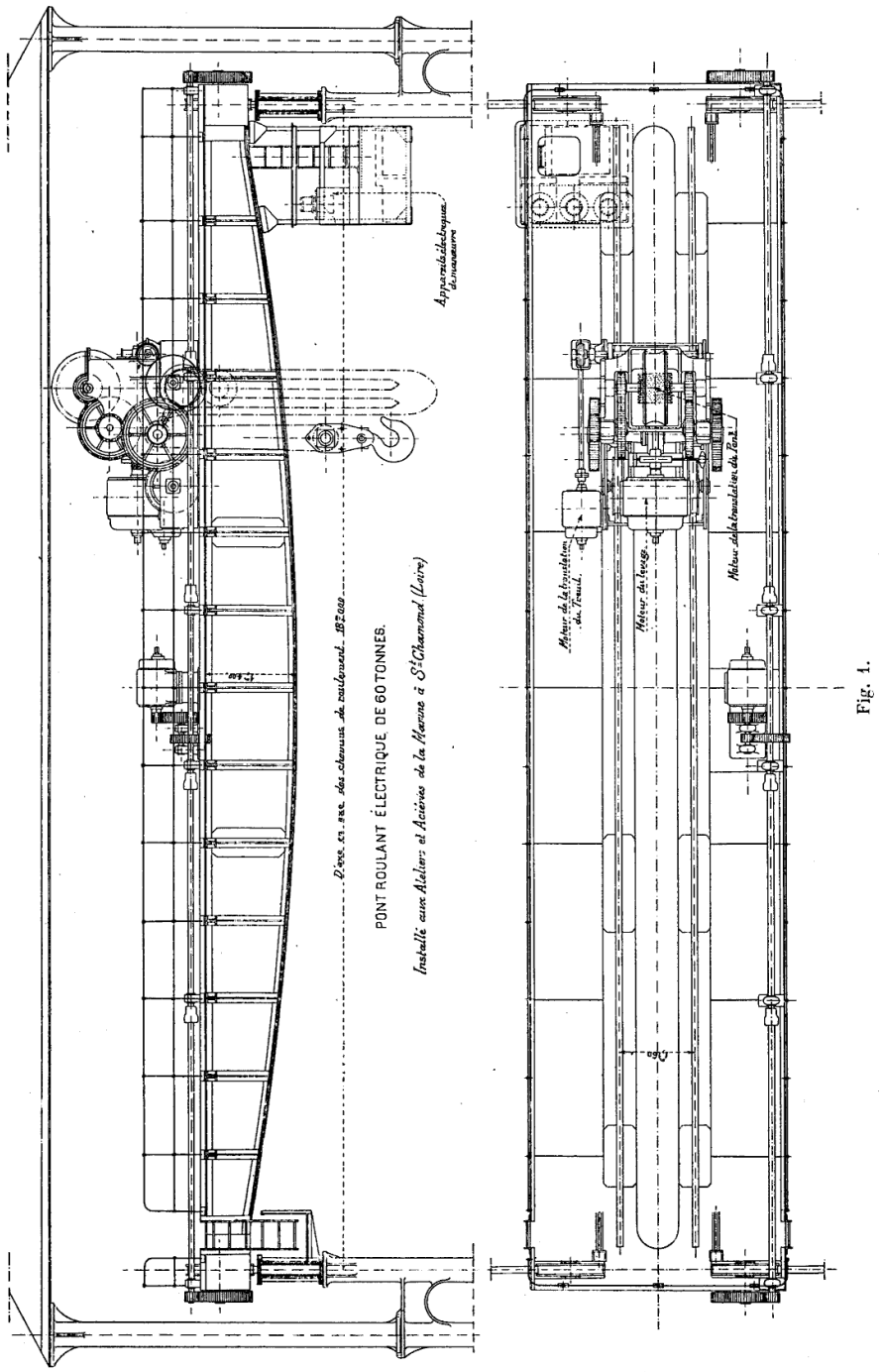


Fig. 1.

pignon attaquant une couronne dentée en acier rapportée sur les galets de translation.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Cette disposition assure des déplacements égaux et parallèles pour chaque tête de pont La vitesse de translation varie de 30 à 45 mètres par minute suivant les charges.

La direction du treuil est produite par un moteur de 20 chevaux faisant 480 tours par minute lorsqu'il entraîne un fardeau de 60 tonnes, et 900 tours quand le treuil fonctionne sans charge. Le mouvement à l'essieu moteur du treuil est également transmis par vis sans fin et engrenages droits attaquant des couronnes dentées montées sur les galets. Le treuil se meut avec une vitesse de 25 mètres pour les fortes charges et de 45 mètres environ pour les charges inférieures à 30 tonnes.

Ces diverses réceptrices sont toutes alimentées par des courants continus fournis sous une tension de 300 volts. Elles sont excitées en dérivation et munies de frotteurs

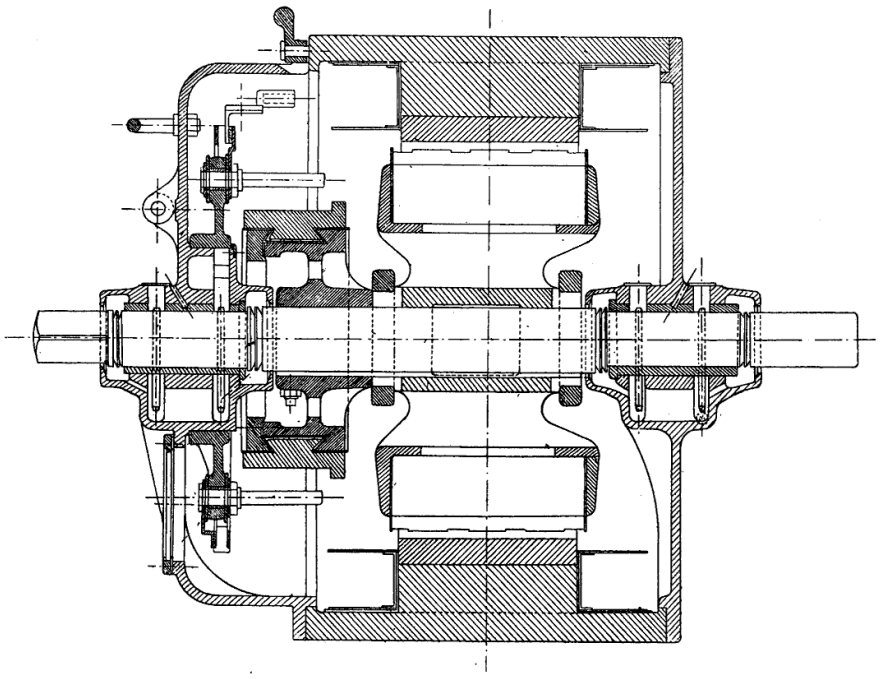


Fig. 2. — Pont roulant de *Saint-Chamond*. Moteur du mouvement de levage. Échelle : 1/10e.

en charbon. Les induits sont dentés et revêtus d'un bobinage en anneau groupé en série dans le moteur commandant le mouvement du treuil, et en quantité dans les deux autres. Les carcasses magnétiques sont en acier. Leur forme varie suivant le nombre des épanouissements polaires, qui est de quatre dans les moteurs du treuil et de la translation, et de six pour celui de l'élévation.

Ces carcasses, dont l'épaisseur varie de 20 à 30 millimètres, sont fermées sur leurs deux faces par des plateaux en fonte portant les paliers munis de coussinets en bronze phosphoreux.

Le rendement des réceptrices varie naturellement avec leur puissance; il atteint 92 p. 100 en pleine charge pour le moteur du levage. Il est du reste nécessaire que ce rendement soit très élevé, car une grande quantité d'énergie transformée en chaleur, causerait, dans les enroulements et sur le collecteur, des élévations de température d'autant plus préjudiciables que les carcasses sont hermétiquement closes et que, par suite, toute ventilation est impossible. La disposition consistant à enfermer complètement les

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

organes des moteurs, a sans doute l'inconvénient de les rendre plus coûteux, mais elle présente, par contre, le grand avantage de les abriter contre la poussière et l'humidité, et de les protéger d'une façon absolument efficace contre les accidents ou les imprudences.

Frein. — Le moteur du levage tourne à l'allure de 600 tours par minute quand la charge suspendue au crochet est de 60 tonnes. Mais, ainsi qu'on le verra plus loin, cette vitesse augmente automatiquement, à mesure que le fardeau diminue, pour atteindre une vitesse maximum d'environ 1 200 tours par minute pour les charges égales ou inférieures à 40 tonnes. Il est clair, qu'avec des mouvements aussi rapides et des masses aussi considérables que celles de l'induit du moteur et des organes de transmission, l'inertie est très grande, et qu'un pareil système abandonné à lui-même, une fois lancé, tournerait longtemps avant de s'arrêter si on ne le freinait pas énergiquement.

Ce freinage est d'ailleurs absolument indispensable pour effectuer des manœuvres précises et pour amener facilement et exactement la charge en un point déterminé. Il permet en outre, le cas échéant, d'employer des vis sans fin à pas très allongé et, par conséquent, à fort rendement, sans qu'il y ait lieu de craindre le dévirage du crochet. Ce mode de freinage est préférable à celui qui est obtenu par la mise en court circuit de la réceptrice sur elle-même ou sur des résistances, puisque ce dernier système, ne pouvant empêcher ce dévirage, oblige le constructeur à recourir à des vis de rendement inférieur.

Dans le pont roulant dont il est question, l'arrêt rapide du moteur est obtenu au moyen d'un frein dont le ruban est recouvert à l'intérieur d'une garniture en bois de gaïac, et qui s'enroule directement sur la jante du manchon accouplant l'arbre de la réceptrice avec celui de la vis sans fin. Comme, d'une part, le nombre des révolutions par minute du manchon est considérable, et que, d'un autre côté, le coefficient de frottement du bois de gaïac sur la fonte est très élevé, il suffit de faire un effort minime au bout du levier du frein pour arrêter presque instantanément le moteur.

Ce dispositif est étudié de façon, qu'au repos, le frein soit toujours en prise, et qu'il ne se desserre que lorsque l'on excite la réceptrice pour la faire marcher dans un sens ou dans l'autre.

A cet effet, le contrepoids du levier, actionnant la bande, est formé par un cylindre en fer doux placé au-dessus du levier et de façon qu'il s'engage d'une dizaine de centimètres dans la bobine située au-dessus de lui. Ce contrepoids est articulé à sa partie inférieure sur le levier du frein et porte, à son extrémité supérieure, une tige de cuivre qui vient coulisser dans une pièce en laiton fixée sur la joue supérieure de la bobine et servant de guide.

La bobine de l'électro-aimant-suceur se trouve branchée en dérivation sur les bobines d'excitation du moteur de levage, de sorte que, chaque fois que l'on excite le moteur pour le faire fonctionner dans un sens ou dans l'autre, le courant est envoyé aussi dans la bobine du frein, qui attire aussitôt le contrepoids en effectuant ainsi le desserrage du ruban.

Au moment même où l'on coupe le courant dans le but d'arrêter la réceptrice, on ouvre également le circuit de l'électro, le contrepoids tombe et serre fortement le frein.

Ce dispositif de freinage présente une sécurité complète puisque l'arrêt s'obtient toujours dès que le courant ne passe plus par la bobine et que la rupture d'un fil, le mauvais fonctionnement du régulateur, un plomb qui fond à la dynamo génératrice alimentant le pont, provoquent immédiatement et automatiquement l'arrêt de la charge.

Appareils régulateurs. — Les moteurs qui viennent d'être décrits sont commandés par des appareils régulateurs brevetés, placés dans la cabine du mécanicien. A chaque réceptrice correspond un régulateur.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Cet appareil permet d'effectuer à l'aide d'une seule manette toutes les manœuvres nécessaires pour le mouvement de la charge, c'est-à-dire montée, arrêt, descente, à toutes les vitesses comprises entre le repos et la vitesse normale, freinage du moteur à la montée et à la descente.

Cet appareil est symétrique par rapport à un plan vertical passant par la position neutre de la manette. Tout déplacement à droite de ce plan correspond (par exemple) à la montée de la charge; tout déplacement à gauche, à la descente. La succession des opérations étant exactement la même pour les deux sens de marche, il suffit d'examiner ce qui se passe pendant la montée.

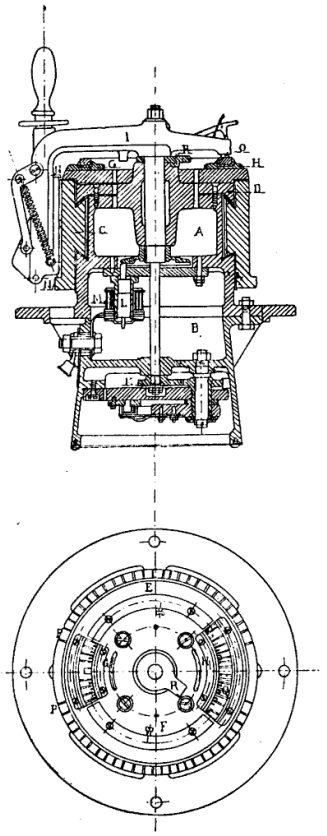


Fig. 3. — Pont roulant de *Saint-Chamond*. Appareils régulateurs.

Quand on commence à déplacer la manette I (fig. 3) à cliquet N à partir de la position zéro (pour laquelle l'appareil ne reçoit aucun courant), le courant va d'abord dans le circuit d'excitation en passant par un petit rhéostat dont les résistances, de même que celles du rhéostat principal, ne sont pas figurées sur le dessin. En même temps que ce rhéostat est mis graduellement en court circuit, les connexions du circuit principal sont établies dans la position convenable par un commutateur placé à la base de l'appareil et mû par un secteur denté K fixé sur l'axe de la manette. C'est seulement à partir de cet instant que le courant principal parvient au moteur en passant par des résistances qui sont mises graduellement hors circuit. A un moment donné, variable suivant la charge à mouvoir, le moteur démarre; en continuant à déplacer la manette, on augmente progressivement sa vitesse en supprimant les résistances qui restent en circuit.

Une fois les résistances complètement supprimées, si on continue le mouvement de la manette, on intercale dans le circuit d'excitation du moteur des résistances auxiliaires qui diminuent l'excitation ce qui augmente la vitesse du moteur pour le levage des faibles charges.

En ramenant la manette en arrière, on repasse par la même série de vitesses en allant de la vitesse la plus élevée au repos. Une fois la manette ramenée au zéro, on peut faire fonctionner le moteur en sens inverse en déplaçant la manette de l'autre côté du plan neutre; la position du commutateur se trouve renversée et les différentes manœuvres se succèdent comme précédemment.

Pour le cas où l'on voudrait lever une charge trop forte et où, par conséquent, l'intensité du courant pourrait atteindre une valeur dangereuse, on a disposé en série avec le circuit principal un petit suceur magnétique M, dont le noyau L se soulève lorsque l'intensité devient trop grande et vient s'engager dans la denture d'une roue fixée sur l'axe de la manette, dont il arrête alors le mouvement en avant, tout en permettant de la ramener en arrière : on évite ainsi toute avarie provenant d'un excès de courant.

Les résistances de démarrage, placées dans une caisse en tôlerie, sont formées de boudins de fil ou de bandes de nickeline fixés sur des pièces en porcelaine, à l'exclusion de toute substance combustible, de sorte que les élévations de température qui se produisent au moment des démarrages ne sauraient les détériorer. Ces résistances sont

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

placées directement au-dessus des régulateurs; les appareils sont enfermés dans des cages dont les parois sont constituées par des tôles perforées facilitant la ventilation.

Canalisations. — Pour amener le courant aux appareils régulateurs de la cabine, on a disposé le long du chemin de roulement du pont deux fils nus de 10 millimètres de diamètre, en bronze silicieux, tendus à leurs extrémités par des vis, et supportés tous les 10 mètres par des poulies en porcelaine à larges gorges, sur lesquelles ils passent librement. Ces fils sont raccordés à l'un des bouts du bâtiment au réseau de l'usine. La captation du courant se fait au moyen de deux frotteurs en bronze phosphoreux montés sur ressorts et fixés au pont, qui glissent sur les fils de contact, en les soulevant suffisamment pour laisser entre ces derniers et les poulies en porcelaine l'espace nécessaire au passage des frotteurs.

Des câbles isolés établissent la communication entre la prise de courant et les appareils régulateurs de la cabine, en passant d'abord par un interrupteur principal et par des plomb fusibles protégeant chacun les réceptrices.

Le moteur qui commande la translation du pont étant fixe, tous les fils qui l'alimentent sont isolés et dissimulés le long du pont. Ces conducteurs sont au nombre de quatre, dont deux pour le courant principal et deux pour les bobines d'excitation, et partent tous du régulateur correspondant.

Il est nécessaire de disposer de quatre fils par moteur, car, pour changer le sens de marche d'une réceptrice, il est indispensable de renverser soit le courant principal soit l'excitation, mais non pas les deux à la fois.

Dans les moteurs dont il est question ci-dessus, la marche dans les deux sens s'obtient par l'inversion du courant d'excitation.

Les réceptrices qui commandent les mouvements de levage et de translation du treuil se déplacent le long du pont, et la captation des courants qu'elles reçoivent s'opère par des frotteurs fixés au treuil montés sur des ressorts, et qui sont toujours en contact avec les fils nus en bronze silicieux de 8 millimètres de diamètre, disposés parallèlement au déplacement du treuil sur la plate-forme du pont. Ces fils sont seulement fortement tendus au moyen de vis fixées à leurs extrémités.

Trois lignes suffisent pour amener le courant principal aux deux moteurs du treuil, car une d'entre elles, reliée au pôle négatif, leur est commune.

Comme l'on renverse le courant dans les électros pour changer le sens de rotation, il n'est pas possible de réduire à trois les fils indispensables à l'excitation des moteurs; il en faut quatre. On voit donc que la manœuvre du crochet et du treuil exige un minimum de sept fils, qui sont reliés à leurs appareils régulateurs par des conducteurs isolés de section suffisante.

GRUE ÉLECTRIQUE MOBILE DE 1 250 KILOGRAMMES

POUR LE DÉCHARGEMENT DES BATEAUX

La grue électrique de 1 250 kilogrammes, dont nous donnons ci-après une description sommaire, figure à l'Exposition de 1900 et fonctionne pour le service de la Manutention; elle est (fig. 5) à plate-forme tournante, avec socle à portique laissant entre ses jambages un espace vide correspondant au gabarit de chargement des wagons. La volée tournante, équilibrée en partie par un contrepoids, repose sur le socle par l'intermédiaire de six galets roulant sur un chemin circulaire en acier de 3 mètres de diamètre.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

L'ensemble de l'engin est mobile sur une voie de 4 mètres d'axe en axe des rails régnant le long du quai; pendant le travail elle s'appuie sur quatre vérins à vis placés aux angles du chevalet et reportant directement sur la voie les réactions que la grue a à supporter pendant son fonctionnement.

La portée de la volée tournante est de 11m,500 vers le bassin, mesurée à partir du centre de rotation; mais la portée utile, comptée à partir de l'arête du quai, n'est que de 7m,500. Du côté du terre-plein, la largeur de quai desservie est de 11m,500, la tête de flèche est à 12m,600 au-dessus du niveau du quai.

La grue comporte trois mouvements: la translation à bras sur la voie parallèle au quai, le levage et l'orientation de la charge.

Le déplacement de la grue étant peu fréquent et de faible amplitude, il n'a pas paru nécessaire de munir la translation d'une commande mécanique; le levage et l'orienta-

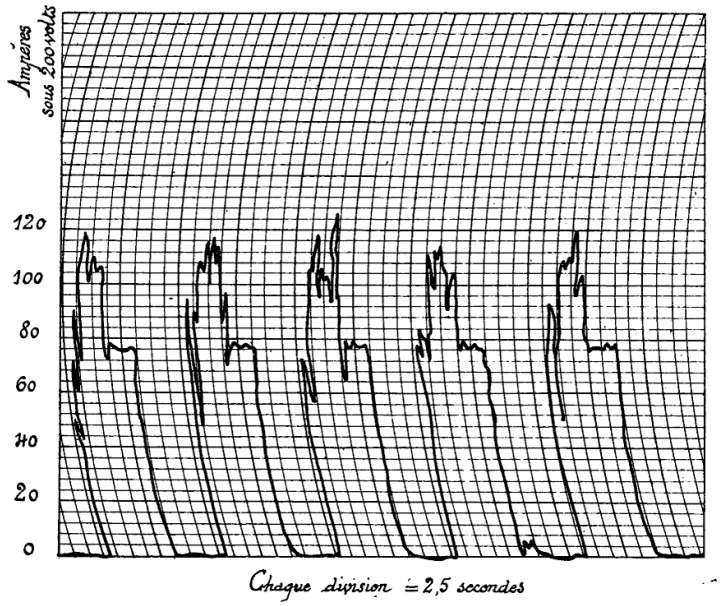


Fig. 4. — Grue roulante électrique de 1 250 kilos. Essais du 25 février 1889.

tion sont actionnés électriquement par des électromoteurs indépendants à courant continu sous 220 volts. Celui du levage peut fournir de 28 à 30 chevaux et imprimer à la charge une vitesse de 1m,20 à 1m,30 par seconde; le moteur de l'orientation est de 4 chevaux, et permet de faire une demi-révolution en trente secondes environ.

On aurait pu, comme cela a été déjà pratiqué, n'établir qu'un seul moteur pour ces deux mouvements et les effectuer par l'intermédiaire d'embrayages mécaniques, mais l'emploi de moteurs indépendants conduit à des dispositions beaucoup plus simples et donne un fonctionnement plus sûr; c'est la solution qui a été adoptée ici.

On sait que les moteurs à courant continu peuvent être excités en dérivation ou en série. Les moteurs en série présentent l'avantage de fournir un couple de démarrage plus puissant que les moteurs en dérivation. Par contre, ils s'emballent en cas de suppression brusque de la charge, tandis que les moteurs en dérivation ne peuvent dépasser une certaine vitesse. Dans les petits moteurs en série, les résistances passives (frottements des paliers, ventilation, hystérésis, courants de Foucault, etc.) limitent la vitesse à vide à une valeur encore compatible avec la sécurité de la machine. Le

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

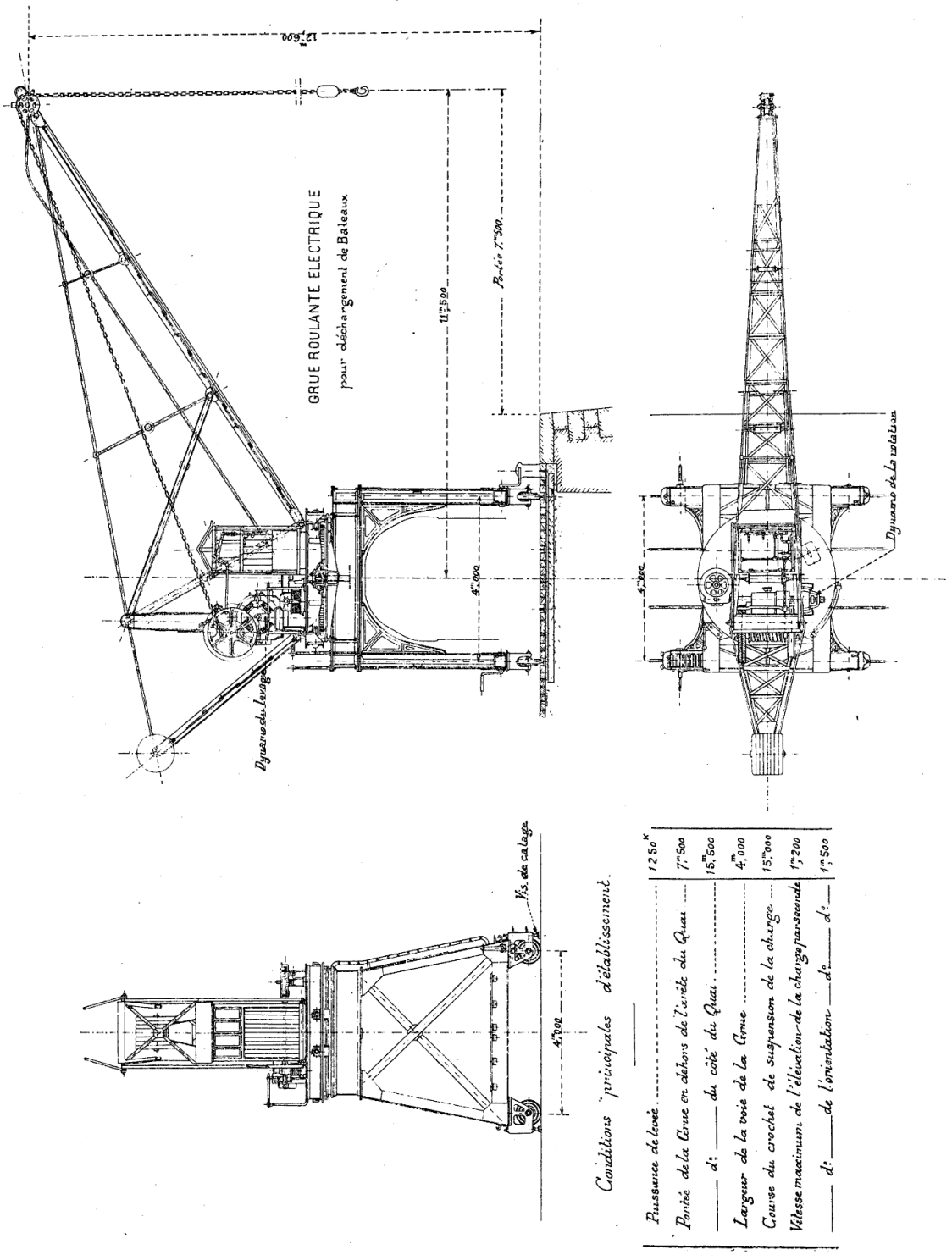


Fig. 5.

Conditions principales d'établissement.

Puissance de levé	1250k
Portée de la Grue en dehors de l'arête du Quai	7m500
—— d° —— du côté du Quai	16m500
Largeur de la voie de la Grue	4m000
Course du crochet de suspension de la charge	15m000
Vitesse maximum de l'élévation de la charge par seconde	1m200
—— d° —— de l'orientation —— d° —— d°	1m500

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

danger d'emballement croît avec la puissance du moteur, puisque l'importance des résistances passives devient proportionnellement beaucoup moins grande; il y aurait donc quelque danger à laisser un moteur en série d'une puissance un peu importante tourner à vide.

Le moteur en dérivation présente en outre le grand avantage de pouvoir être utilisé comme frein pendant la descente de la charge, en fonctionnant alors comme génératrice.

Pour ces différentes raisons, on a adopté pour le levage un moteur en dérivation.

Le moteur de l'orientation ne doit pas répondre aux mêmes conditions de fonctionnement qne celui du levage; il ne risque pas de s'emballer, et il n'y a pas de raison pour renoncer à avoir, pour ce mouvement, un couple de démarrage puissant. On a par suite adopté pour l'orientation un moteur en série.

Le moteur du levage est à quatre pôles avec induit en tambour garni à sa périphérie d'encoches dans lesquelles sont logées les barres de l'enroulement, qui sont ainsi parfaitement maintenues en place et ne peuvent se déplacer, ce qui arrive quelquefois avec les induits lisses, par suite des à-coups brusques au moment du démarrage.

La carcasse inductrice est divisée en deux parties par un joint horizontal, de matière à permettre un démontage facile. La puissance de ce moteur, alimenté sous une tension de 220 volts, est de 28 à 30 chevaux, à la vitesse de 480 tours environ par minute. Il commande le tambour de la chaîne de levage au moyen d'un engrenage à chevrons sans autres intermédiaires.

Le moteur en série de l'orientation comporte un induit en anneau. Sa puissance est de 4 chevaux, à 600 tours par minute environ, sous une tension de 220 volts. Il transmet le mouvement à pignon engrenant avec une grande couronne dentée fixe sur le chevalet par l'intermédiaire d'une vis sans fin à grand pas.

Ces deux moteurs sont munis de balais en charbon, dont le calage reste invariable, quelle que soit la charge.

Les moteurs devant démarrer souvent dans les deux sens et en charge, il est nécessaire que les appareils de manœuvre soient très robustes, bien faciles à surveiller et à entretenir. Pour ces raisons, on a adopté des dispositifs dans lesquels tous les contacts sont visibles.

Le mécanisme de levage comporte un frein à bande formant limiteur de force, qui doit être desserré au moment du démarrage, et dont le fonctionnement automatique est assuré au moyen d'un suceur magnétique agissant sur la tige de commande du frein. Les bobines de ce suceur sont montées en série avec l'induit du moteur du levage, de telle sorte que le frein est débloqué instantanément au moment du démarrage, avant que le moteur n'ait commencé à tourner. Le frein est bloqué aussitôt que le courant est coupé.

Le courant arrive à la grue par l'intermédiaire de deux balais frottant sur deux bagues isolées fixées au centre du pivot de la partie tournante de la grue et reliées par des conducteurs souples à des boîtes de distribution scellées sur le quai de distance en distance et réunies à la canalisation principale. Un câble de largeur convenable, enroulé sur un tambour porté par le chevalet de la grue, permet un certain déplacement de l'ensemble de l'appareil.

Les appareils électriques sont mis à l'abri des intempéries au moyen d'enveloppes étanches en tôle mince, avec parties mobiles pour faciliter l'entretien et la visite des balais. Dans la petite cabine du conducteur, sont disposés, à portée de la main, la manœuvre du frein automatique dont il est question ci-dessus et les appareils électriques de manœuvre, de sécurité et de contrôle : rhéostats, interrupteurs, disjoncteurs automatiques, ampèremètre et voltmètre.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Les conditions principales d'établissement et de fonctionnement de la grue sont résumées ci-dessous :

Puissance de levée (kilogr.)	1 250
Portée de la grue en dehors de l'arête du quai	7m,500
Portée de la grue du côté du quai	15m,500
Largeur de la voie de la grue	4 mèt.
Course du crochet de suspension de la charge	15 mèt.
Vitesse maximum de l'élévation de la charge par seconde	1m,200
Vitesse maximum de l'orientation de la charge par seconde	1m,500

Il résulte d'une série d'essais effectués en février 1899 (fig. 4) que l'effet utile de la grue, c'est-à-dire le rapport entre le travail d'élévation de la charge suspendue au crochet et l'énergie électrique transmise aux bornes du moteur est d'environ 0,55, malgré les pertes dues aux démarrages.

ÉLÉVATEUR ÉLECTRIQUE POUR WAGONS

CONSTRUIT POUR LA COMPAGNIE DES HAUTS FOURNEAUX DE CHASSE

La Compagnie des Hauts Fourneaux de Chasse (Isère), en vue de réduire au minimum la manutention des matières premières qu'elle reçoit pour la fabrication de la fonte par son embranchement particulier, a étudié les moyens d'amener et de décharger les wagons chargés le plus près possible des hauts fourneaux et dans un espace aussi réduit que possible.

Elle a établi, dans ce but, une estacade en maçonnerie de 6 mètres environ de hauteur, sur laquelle les wagons sont amenés à l'aide d'un élévateur et d'un transbordeur, et dont les différents branchements, reliés à une artère centrale, forment entre eux des cases ou compartiments dans lesquels les matériaux peuvent être très facilement déchargés et classés.

La Compagnie de Fives-Lille a étudié et construit dans ses ateliers de Givors l'élévateur et le transbordeur composant cette installation. Nous donnons ci-après la description de l'élévateur.

Élévateur électrique. — L'élévateur se compose (fig. 6) :

1° D'une plate-forme métallique placée à 6m,160 de hauteur au-dessus du sol, c'est-à-dire au niveau de l'estacade en maçonnerie, ouverte dans sa partie centrale pour laisser passage à un plateau ascenseur. Cette plate-forme est supportée par quatre piliers scellés dans le sol et entretoisés à leur partie supérieure dans le sens longitudinal et transversal, de façon à constituer des guides verticaux parfaitement rigides.

L'une des extrémités transversales de la plate-forme porte la guérite dans laquelle sont abrités le moteur électrique et ses appareils de mise en marche pour l'élévation des wagons. Les parois vitrées de cette guérite permettent au mécanicien chargé de la manœuvre de voir les signaux qui lui sont faits soit du sol, soit de la plate-forme.

L'autre extrémité porte un tronçon de voie destiné à relier le transbordeur au plateau ascenseur lorsque celui-ci est arrivé au sommet de sa course.

Les deux côtés latéraux bordés d'un garde-corps forment passerelles et réunissent les deux extrémités transversales pour la circulation des hommes chargés de faire passer les wagons de l'élévateur sur le transbordeur ou inversement;

2° D'un plateau ascenseur constitué par un cadre et des entretoises métalliques,

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

portant deux rails à l'écartement de la voie normale des wagons et un plancher en chêne sur lequel peuvent circuler les hommes et les chevaux.

Dans sa position inférieure, le plateau est placé dans une fosse rectangulaire de $0^m,70$ de profondeur, bordée de deux barrières garde-corps qui en protègent l'accès latéralement, et repose par ses quatre angles dans des dés en fonte qui empêchent son déplacement longitudinal ou transversal lorsque les wagons y sont amenés ou en sont retirés.

Sa voie se trouve alors au niveau de celle de l'embranchement et dans son prolongement, de telle sorte qu'elle en constitue un tronçon et que les wagons qui ne doivent pas être élevés peuvent y passer librement.

Pour les wagons qui doivent s'y arrêter et arrivent soit dans un sens, soit dans l'autre, quatre taquets à basculement placés sur l'un des rails, à des écartements correspondants à ceux de 3 mètres et de $3^m,50$ adoptés pour les essieux des différents types de wagons de 10 tonnes, permettent cet arrêt à peu près dans l'axe du plateau.

Deux solides coins manœuvrés à l'aide de tringles horizontales et d'un levier articulé courant sur un secteur denté achèvent le calage du wagon sur le plateau et empêchent son glissement longitudinal au moment de la montée ou de la descente ;

3° De deux arbres longitudinaux et d'un arbre transversal placés en bordure de la plate-forme supérieure, et auxquels le moteur électrique installé dans la guérite transmet son mouvement de rotation par l'intermédiaire d'un engrenage à vis sans fin formant frein d'arrêt et de deux engrenages d'angle.

Les arbres longitudinaux portent à chacune de leurs extrémités, et directement au-dessus des piliers-guides, une roue dentée sur laquelle s'enroule une chaîne de Galle s'accrochant d'un bout à l'angle correspondant du plateau et portant de l'autre un contrepoids en fonte qui glisse le long du pilier en sens inverse du plateau.

Données de l'installation et conditions d'établissement. — Les données principales de l'installation sont les suivantes :

Hauteur d'élévation.	$6^m,160$
Vitesse d'élévation.	6 mèt. par minute
Tare du wagon vide.	5 500 kilogr.
Charge du wagon.	10 000 —

Le poids du plateau ascenseur étant de 3 850 kilogrammes environ, la charge totale maximum à élever dans une course de $6^m,60$ est de $5\,500 + 10\,000 + 3\,850 = 19\,350$ kilogrammes environ.

Étant donné le mode de transmission dont il est question ci-dessus, il eût fallu, pour élever 19 350 kilogrammes à 6 mètres de hauteur, en une minute, et en agissant avec le moteur seul, construire celui-ci pour une puissance d'environ 90 chevaux.

Par contre, lorsqu'un wagon déchargé de l'estacade est redescendu à vide, son poids et celui du plateau qui sont de 5 500 kilogrammes + 3 850 kilogrammes, soit en tout 9 350 kilogammes, agissant dans le même sens que le moteur pour vaincre le frottement des différents organes, engrenages à vis sans fin et engrenages d'angle, ce moteur n'aurait eu qu'un travail très faible à développer.

Il a paru rationnel de chercher une solution permettant de diminuer le travail du moteur pour le mouvement ascendant de la charge, quitte à l'augmenter pour le mouvement de descente, de façon à dépenser à peu près la même énergie dans l'un et l'autre cas.

La solution adoptée consiste à ajouter à l'extrémité libre de chaque chaîne de suspension du plateau un contrepoids en fonte de 2 900 kilogrammes environ, équilibrant une partie de la charge de ce plateau, et réduisant ainsi la charge effective à soulever à

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

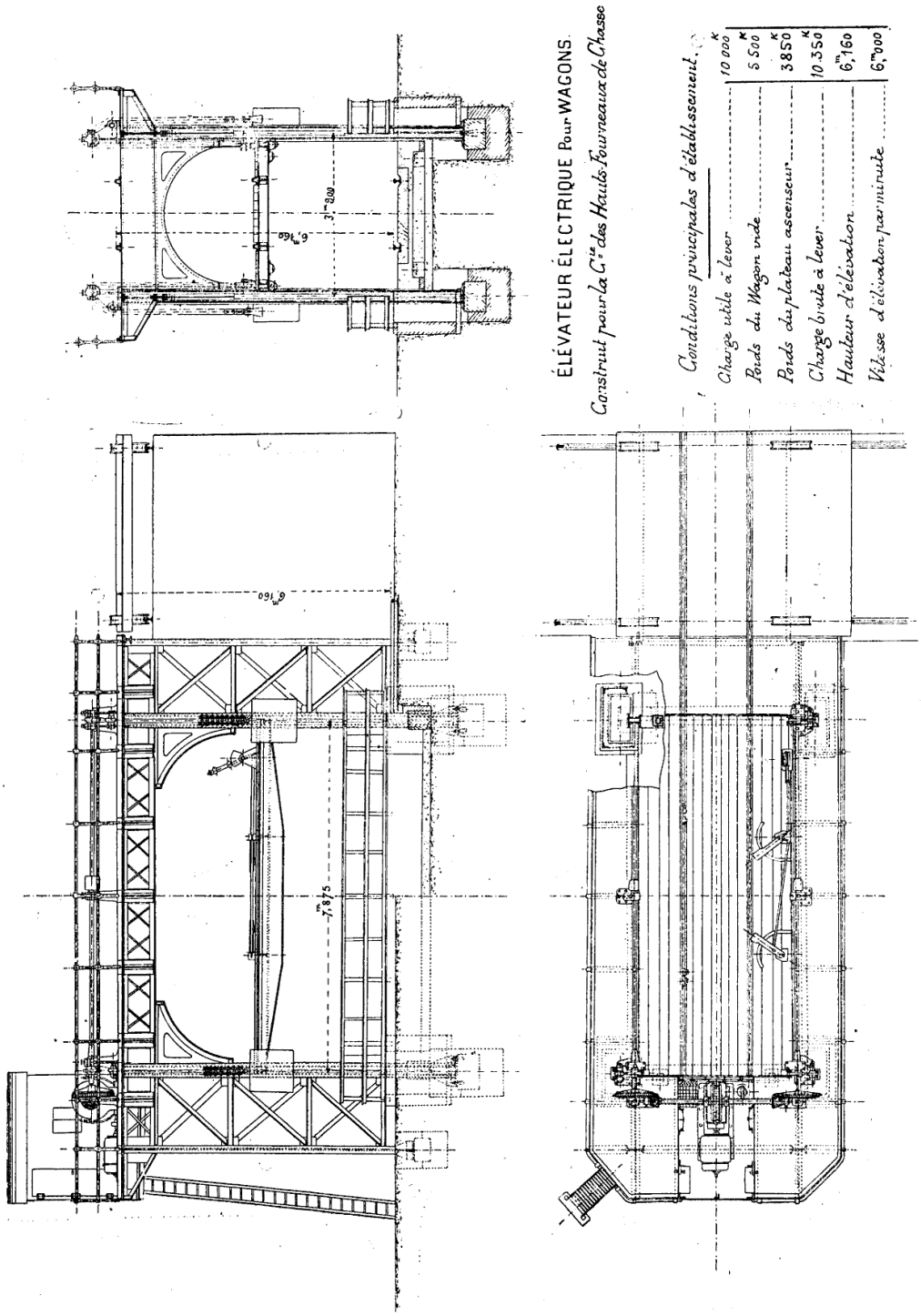


Fig. 6.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

$19350 - (4 \times 2900) = 7750$ kilogrammes et par suite la puissance nécessaire du moteur pour ce travail à 36 chevaux environ.

A la course descendante, le moteur tournant en sens inverse, si on considère le cas où le plateau redescend à vide, ce plateau, pesant 3350 kilogrammes, agit à son tour comme contrepoids venant en déduction du poids total des quatre contrepoids en fonte à élever, il reste alors une charge effective de $(4 \times 2900) - 3350$ kilogrammes $= 7755$ kilogrammes, comme pour la course ascendante.

La mise en marche et l'arrêt du moteur électrique s'effectuent à l'aide d'un rhéostat semblable à ceux employés pour les ponts roulants.

Le mécanicien, tout en tenant à la main la manivelle du rhéostat, suit facilement le mouvement de montée ou de descente du plateau.

Ce mouvement reproduit en grandeur, pour la période extrême de chaque course, sur une échelle graduée, par un système de deux index dont l'un est manœuvré par le plateau lui-même et l'autre par l'un des contrepoids, permet au mécanicien de faire sa manœuvre pour l'arrêt très exactement au moment voulu.

Quatre butées fixées dans une position déterminée à la partie supérieure des piliers limitent d'ailleurs définitivement la course ascendante lorsque le plateau est arrivé au niveau de l'estacade.

Son arrêt exact, au niveau de la voie de l'embranchement, se fait naturellement lorsqu'il repose par ses angles dans les quatre dés en fonte, et, de plus, pour éviter que les contrepoids qui sont à ce moment à la partie supérieure ne viennent rencontrer la plate-forme, leur course est limitée par des butées fixées aux piliers et analogues à celles qui servent pour le plateau.

L'arbre du moteur est prolongé en dehors du palier extérieur par une partie carrée. Cette disposition permet de la faire tourner à bras à l'aide d'une manivelle dans le cas où, pour une raison quelconque, il ne pourrait être momentanément actionné par le courant électrique.

Il pourrait arriver que le mécanicien oubliât de manœuvrer le rhéostat à fin de course. Dans ce cas, le plateau ou les contrepoids venant se mettre en contact avec leurs butées, le moteur aurait à développer un travail plus considérable que celui pour lequel il est établi, et risquerait d'être brûlé tout en faisant subir pendant quelques instants des efforts anormaux aux chaînes et aux autres organes.

Afin d'éviter un pareil accident, il a été prévu, pour l'accouplement de l'arbre du moteur et de l'arbre portant la vis sans fin, un manchon limiteur de force, dont la puissance d'entraînement est réglée pour le travail normal que doit développer le moteur, et qui glisse et rompt l'accouplement lorsque ce travail est dépassé. Cet appareil est également destiné à fonctionner dans le cas où le chargement du wagon dépasserait notablement le poids qui a été admis.

De plus, un disjoncteur automatique intercalé dans la ligne d'amenée du courant au moteur électrique remplit le même but et arrête celui-ci lorsque, par suite d'un excès de résistance à vaincre, il est appelé à développer une puissance supérieure à celle pour laquelle il est construit.

ASCENSEURS HYDRAULIQUES

DE LA TOUR DE 300 MÈTRES

Les importantes transformations dont la tour Eiffel a été l'objet à l'occasion de l'Exposition de 1900, comportaient le remplacement des anciens ascenseurs Otis et

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Combaluzier par de nouveaux appareils beaucoup plus puissants, aussi bien par leur vitesse de marche que par le nombre de personnes transportées à chaque ascension.

Les installations devant remplir ce programme ont été confiées à la Compagnie de Fives-Lille; elles comprennent l'établissement, dans les piliers Est et Ouest de la tour, de deux ascenseurs desservant la première et la deuxième plate-forme et pouvant chacun transporter cent voyageurs par ascension sur un parcours de 128 mètres. La durée du voyage, aller et retour, ne devait pas dépasser deux minutes, non compris le temps d'arrêt aux étages.

Dans les conditions ci-dessus indiquées, et étant donné que le véhicule en charge, d'un poids approximatif de 16 500 kilogrammes, doit effectuer en 60 secondes une ascension mesurée verticalement de 114 mètres (différence de niveau entre le rez-de-chaussée et le deuxième étage), le travail utile absorbé en pleine marche, par seconde et pour chaque ascenseur, est d'environ 420 chevaux. En admettant que la durée minimum d'un voyage aller et retour, comprenant les arrêts aux stations, soit de 6 minutes, le travail moyen correspondant à fournir par la pompe d'alimentation des accumulateurs ne serait que de 70 chevaux.

Pour réduire autant que possible la puissance motrice nécessaire au fonctionnement des ascenseurs, on a été naturellement conduit à adopter un dispositif permettant d'accumuler pendant la durée totale d'une manœuvre le travail dépensé à la montée dans un temps très court, et à chercher, en même temps, à récupérer une partie du travail fourni par la descente du véhicule.

Ces conditions ont pu être réalisées par l'emploi de l'eau sous pression. Chaque ascenseur comprend, à cet effet, deux accumulateurs accouplés à haute pression, dont les plongeurs ont 700 millimètres de diamètre et $5^{m},500$ de course, contenant ensemble 4 230 litres d'eau à la pression de 54 kilogrammes. Le travail total ainsi accumulé est de plus de 2 millions de kilogrammètres, suffisant pour les besoins d'une ascension complète en pleine charge, même en admettant qu'aucune source extérieure ne vienne l'augmenter en cours de route.

Un troisième accumulateur à basse pression, dont le plongeur a $1^{m},100$ de diamètre en $5^{m},500$ de course, reçoit à la descente du véhicule l'eau refoulée par les presses funiculaires motrices, pendant la période de récupération.

Les accumulateurs sont alimentés par une pompe de compression Worthington, dont le fonctionnement est à peu près continu grâce aux dispositions qui précèdent.

Le véhicule est mis en mouvement sur son chemin de roulement établi sur le pilier de la tour au moyen de deux appareils funiculaires couplés de dimensions exceptionnelles et dont les câbles, en acier de haute résistance, sont attelés sur le châssis métallique portant les cabines destinées à recevoir les voyageurs.

Les appareils funiculaires sont établis dans l'enclave des fondations du pilier, au pied du chemin de l'ascenseur, et sont prolongés, en outre, à l'intérieur de deux galeries couvertes débordant sous les jardins du Champ de Mars.

Pendant la montée, l'eau motrice est fournie à ces appareils par les deux accumulateurs à haute pression. A la descente, le véhicule devient moteur et les pistons des appareils funiculaires refoulent le liquide dépensé à la montée dans l'accumulateur à basse pression (18 kilogrammes environ) présentant une capacité au moins égale à celle des deux accumulateurs à haute pression. Les pompes aspirent l'eau dans ce troisième accumulateur, de sorte que la hauteur de refoulement qu'elles ont à vaincre n'est plus que la différence de pression existant entre les accumulateurs de haute pression et celui de basse pression, soit $54 - 18 = 36$ kilogrammes.

Le travail moyen de 70 chevaux, indiqué précédemment, et correspondant à la

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

marche d'un ascenseur, se trouve ainsi réduit à $\frac{70 + 36}{54} = 46$ chevaux travail, auquel il convient d'ajouter toutes les résistances passives du système, très peu importantes d'ailleurs, et qui l'élèvent à 60 chevaux environ par ascenseur, c'est-à-dire à moins de 1/6 de celui correspondant à la pleine marche.

La distribution de l'eau sous pression dans les appareils s'effectue du véhicule même, et le conducteur peut ainsi régler, suivant les besoins du service, la vitesse de marche, faire les ralentissements nécessaires et les arrêts aux stations, bien que ces

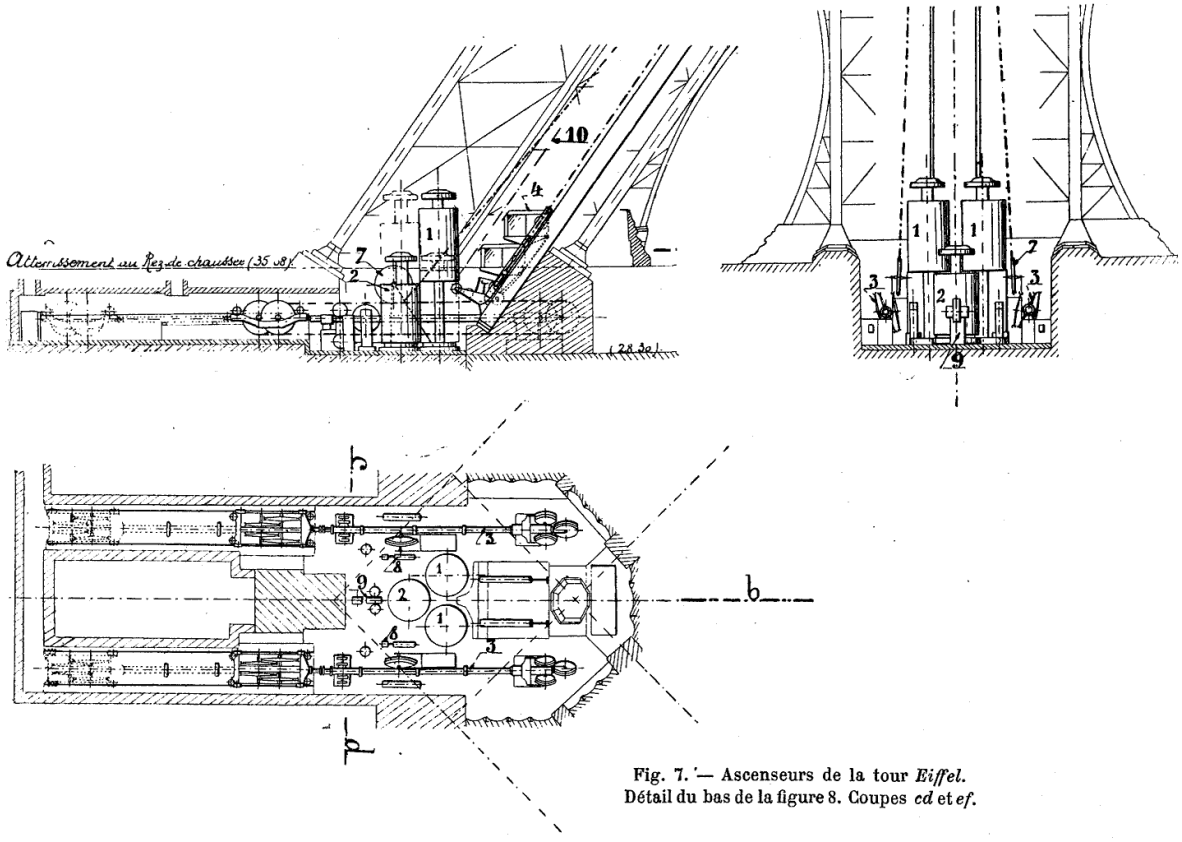


Fig. 7. — Ascenseurs de la tour *Eiffel*.
Détail du bas de la figure 8. Coupes *cd* et *ef*.

ralentissements soient aussi produits automatiquement au moyen d'appareils spéciaux dont il sera parlé plus loin.

En résumé, l'installation de chaque ascenseur hydraulique comprend principalement :

Deux accumulateurs à haute pression (fig. 7) contenant ensemble une réserve de 4 230 litres d'eau à 54 kilogrammes ;

Un accumulateur à basse pression à 18 kilogrammes pour la récupération, présentant une capacité de 5 250 litres ;

Deux appareils funiculaires conjugués, avec plongeurs de 400 millimètres de diamètre et 16^{m},750 de course (fig. 9) transmettant le mouvement au véhicule par l'intermédiaire d'un mouflage à 8 brins de câbles en acier ;

Le véhicule (fig. 12) aménagé pour recevoir 100 voyageurs, avec ses mécanismes de redressement des cabines et organes de sécurité ;

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

1. Accumulateurs (haute pression) contenant ensemble 4 230 litres de liquide à 54 kilogrammes.
2. Accumulateur (basse pression) contenant 5 250 litres de liquide à 18 kilogrammes.
3. Appareils funiculaires à 8 brins de câbles, ayant chacun une puissance de 68 000 kilogrammes et d'une course de 16m,150 comptées sur le piston.
4. Véhicule pouvant porter 100 voyageurs.
5. Poulies de suspension du véhicule.
6. Poulies d'inflexion des câbles de traction du véhicule.
7. Poulies de renvoi des câbles de retour aboutissant aux appareils funiculaires.
8. Soupapes avec servo-moteurs pour la distribution de l'eau sous pression.
9. Appareil de réglage automatique de la vitesse du véhicule et de son ralentissement aux stations.
10. Câbles de manœuvre de la distribution (parallèles à la voie de roulement).

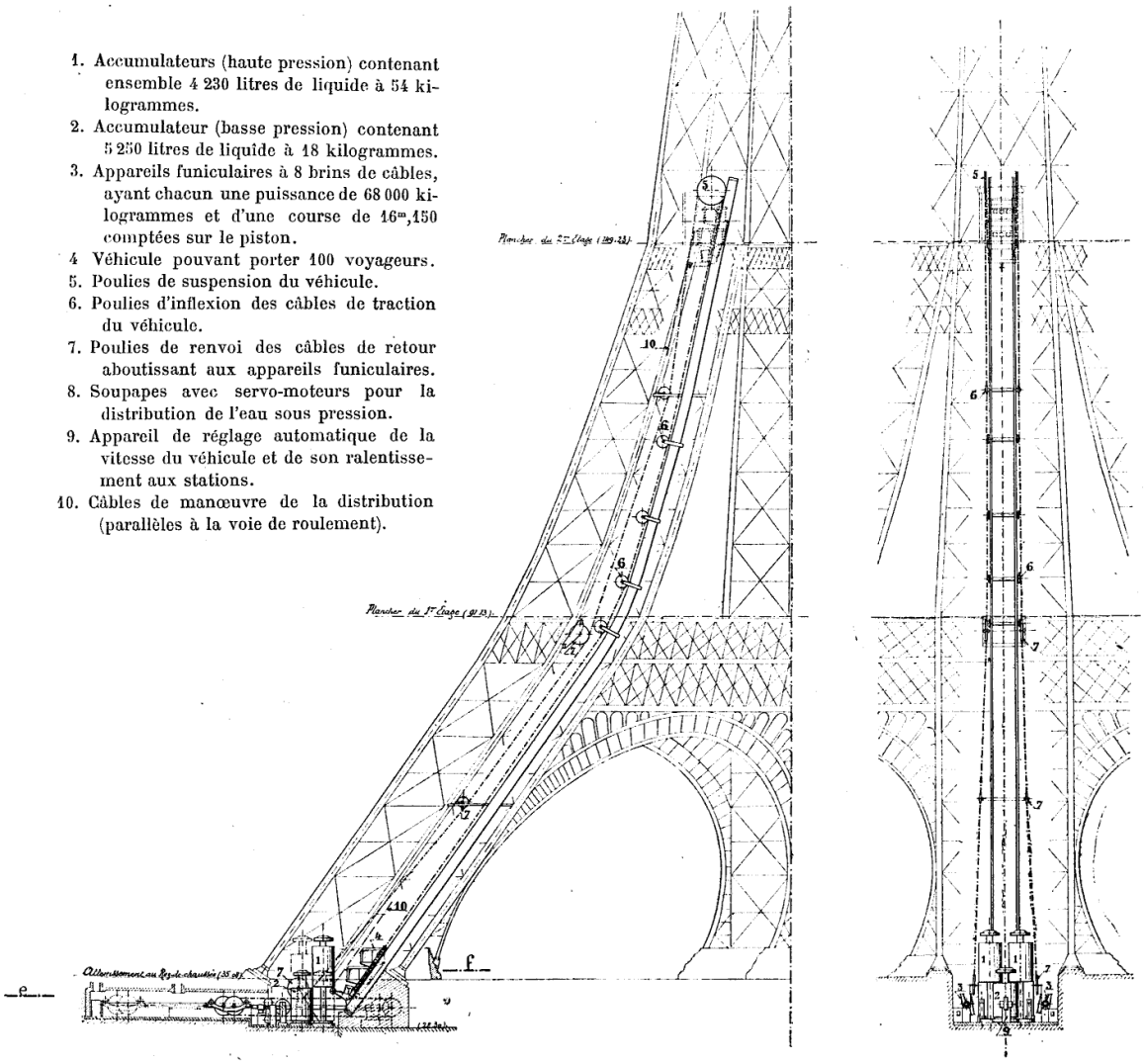
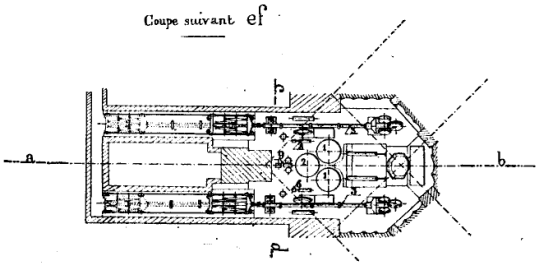


Fig. 8. — Ascenseurs de la tour *Eiffel*.

Coupe suivant ef



Conditions principales d'établissement de chaque ascenseur.

Nombre de voyageurs élevé à chaque ascension, les planchers des cabines devant approximativement conserver l'horizontalité du sol au 2e étage 100 : soit.	7 000 kil.
Poids du véhicule vide.	9 500 kil.
Course du véhicule du sol au 2e étage, comptée sans les rails. . . .	128m
Vitesse maximum de marche du véhicule à vide ou en charge	2m, 50 par seconde.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Les appareils de distribution et de réglage automatique de la vitesse.

Accumulateurs (fig. 7). — Les accumulateurs, du type Armstrong, ne présentent de particulier que leurs dimensions tout à fait exceptionnelles et les difficultés auxquelles a donné leur exécution lieu; leurs dimensions principales sont indiquées ci-après :

	Haute pression. mètres.	Basse pression. mètres.
Diamètre du piston plongeur	0,700	1,100
Course	5,500	5,500
Diamètre intérieur du corps du cylindre	0,730	1,160
Épaisseur du piston	0,055	0,040
Épaisseur du corps du cylindre	0,090	0,045
Longueur totale du piston	7,985	8,085
Diamètre de la caisse de charge en tôlerie	3,498	3,500
Pression par cent. carré de la surface du piston	54 kilogr.	18 kilogr.
Poids total de la partie mobile	208 000 —	171 000 —

Il y a lieu de noter, comme détail intéressant, que, dans chacun de ces appareils, le piston plongeur vient, vers la fin de sa course descendante, obturer partiellement et progressivement l'orifice d'arrivée et de départ d'eau sous pression, de façon à réduire la vitesse de descente du plongeur dans des limites convenables et à éviter ainsi des chocs violents sur le sommier en bois de repos de la partie mobile.

Appareils funiculaires (fig. 9). — Les appareils funiculaires doivent exercer sur le véhicule une traction dont le maximum : 16 500 kilogrammes, se produit entre le premier et le deuxième étage, et lui faire effectuer une course de 128 mètres. Afin de réduire autant que possible les frottements des organes, le mouflage de la presse ne comporte que huit brins, ce qui a conduit à donner au plongeur une course de $16^{m},75$.

Dans le même but, le diamètre des poulies du mouflage et de renvoi des câbles a été porté à 3 mètres. Le système de poulies mobiles attelé à la tête du piston atteignant, dans ces conditions, le poids assez considérable de 15 000 kilogrammes, on a été conduit à le monter par galets sur un chemin de roulement qui sert, en même temps, à guider le piston plongeur à son extrémité; mais on comprend que le corps de ce piston, dont la longueur libre dépasse 18 mètres, doive être lui-même parfaitement maintenu en divers points de sa longueur, pour ne pas être soumis à des flexions anormales susceptibles de compromettre sa résistance.

Dans ce but, le plongeur est appuyé, en trois points de sa longueur, sur des mains garnies de gaïac et montées sur des tiges filetées permettant d'en régler la position avec toute la précision désirable.

Le plongeur des presses funiculaires, en tôle d'acier soudée de 20 millimètres d'épaisseur, a 400 millimètres de diamètre extérieur et transmet au système de poulies mobiles un effort de 68 000 kilogrammes. L'eau sous pression pénètre dans l'intérieur de ce piston creux, de telle sorte que la plus grande partie de cet effort : 55 000 kilogrammes environ, est transmise directement sur le chariot des poulies mobiles, sans intéresser en tant que solide comprimé la résistance de cet organe qui n'a alors à supporter, à la compression, que la pression d'eau s'exerçant sur la surface annulaire de la partie de piston engagée dans le corps de presse, soit environ 13 000 kilogrammes seulement.

Le cylindre de presse est également en tôle d'acier soudée de 20 millimètres d'épaisseur, en trois tronçons assemblés à brides. Son diamètre intérieur est de $0^{m},420$, laissant un jeu de 10 millimètres autour du piston.

Il convient d'ajouter que le plongeur est également guidé dans l'intérieur du corps

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

de presse dans des lunettes en bronze intercalées entre les brides d'assemblage des tronçons.

Les câbles actionnant le véhicule sont au nombre de six, soit trois pour chaque presse motrice; ils sont en acier de haute résistance, et ont 28 millimètres de diamètre; ils sont constitués par deux cent seize fils élémentaires ayant chacun $1^{m}/^{m},3$ de diamètre. Leur résistance aux essais de rupture a dépassé 40 tonnes, ce qui donne, pour l'ensemble des six câbles, une résistance de rupture de 240 tonnes, soit environ quatorze fois la charge maximum à lever, sans faire entrer en ligne de compte, il est vrai, le supplément de travail dû à l'incurvation, très faible d'ailleurs, étant donné le grand diamètre adopté pour les poulies de renvoi.

L'accouplement des deux appareils funiculaires moteurs agissant sur une même cabine a nécessité quelques précautions. Les brins morts des câbles sont attelés à un système de petites presses hydrauliques assurant une égale répartition de la charge sur chacun des câbles, tout en leur laissant la faculté de s'allonger isolément. De plus, les poulies recevant les câbles sont à trois gorges indépendantes, pour qu'aucun glissement ne puisse être déterminé sur les jantes, ce qui aurait pu se produire avec une poulie unique comportant trois gorges.

Enfin, dans le cas, peu probable d'ailleurs, où l'une ou l'autre des presses motrices éprouverait dans sa marche une résistance anormale provenant soit d'un grippement de presse-étoupes du plongeur, soit d'une fuite grave où de toute autre cause pouvant diminuer sa puissance de traction par rapport à l'autre presse, un coupleur hydraulique établi dans le cours de la canalisation de deux presses funiculaires déterminerait la fermeture partielle de l'orifice d'alimentation de la presse non avariée, de façon à rétablir l'égalité de puissance des deux appareils moteurs et, au besoin, arrêterait leur marche en cas d'une avarie grave survenue à l'un d'eux.

Les poulies, à trois gorges indépendantes sont en acier; l'une des gorges latérales a son moyeu claveté sur l'arbre et assure l'entraînement de ce dernier, les moyeux des deux autres gorges sont fous sur ce même arbre. L'indépendance absolue des trois gorges et, par suite, des trois câbles se trouve ainsi réalisée.

Véhicule (fig. 11 et 12). — Les conditions imposées pour l'établissement du véhicule, et qui sont mentionnées dans la description suivante, ont nécessité d'importantes et laborieuses études, ainsi qu'une construction d'un genre exceptionnel, particulièrement pour arriver à réduire les poids morts autant que possible.

Le poids total du véhicule, y compris tous les accessoires, est de 9 500 kilogrammes, mais le truck avec les deux cabines, sans les divers mécanismes spéciaux, ne pèse que 6 000 kilogrammes, soit 60 kilogrammes par voyageur transporté; ce poids est notablement inférieur à celui des divers véhicules circulant sur des voies ferrées.

Le véhicule comprend :

Deux cabines superposées pouvant recevoir chacune cinquante voyageurs; les parois et la toiture sont construites en tôles et profilés d'alliage d'aluminium, et les planchers, en acier et bois, sont articulés sur le châssis de manière à conserver très approximativement l'horizontalité sur toute la longueur du parcours, bien que l'inclinaison des rails varie de 24° du rez-de-chaussée au deuxième étage;

Un châssis en tôlerie d'acier emboutie et ajourée (épaisseur des tôles 4 à 5 millimètres), formé de deux longerons entretoisés à leurs extrémités par des poutres à treillis, et au milieu par des tubes en acier servant d'axes d'articulation aux cabines;

Un mécanisme de redressement comprenant un secteur à vis sans fin, établi solidement au milieu de l'entretoise inférieure du châssis, et disposé pour transmettre aux deux cabines, au moyen de bielles, les mouvements qu'il reçoit d'un pignon denté monté sur le véhicule et engrenant avec la crémaillère de redressement fixée à la tour parallèlement à la voie de roulement;

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

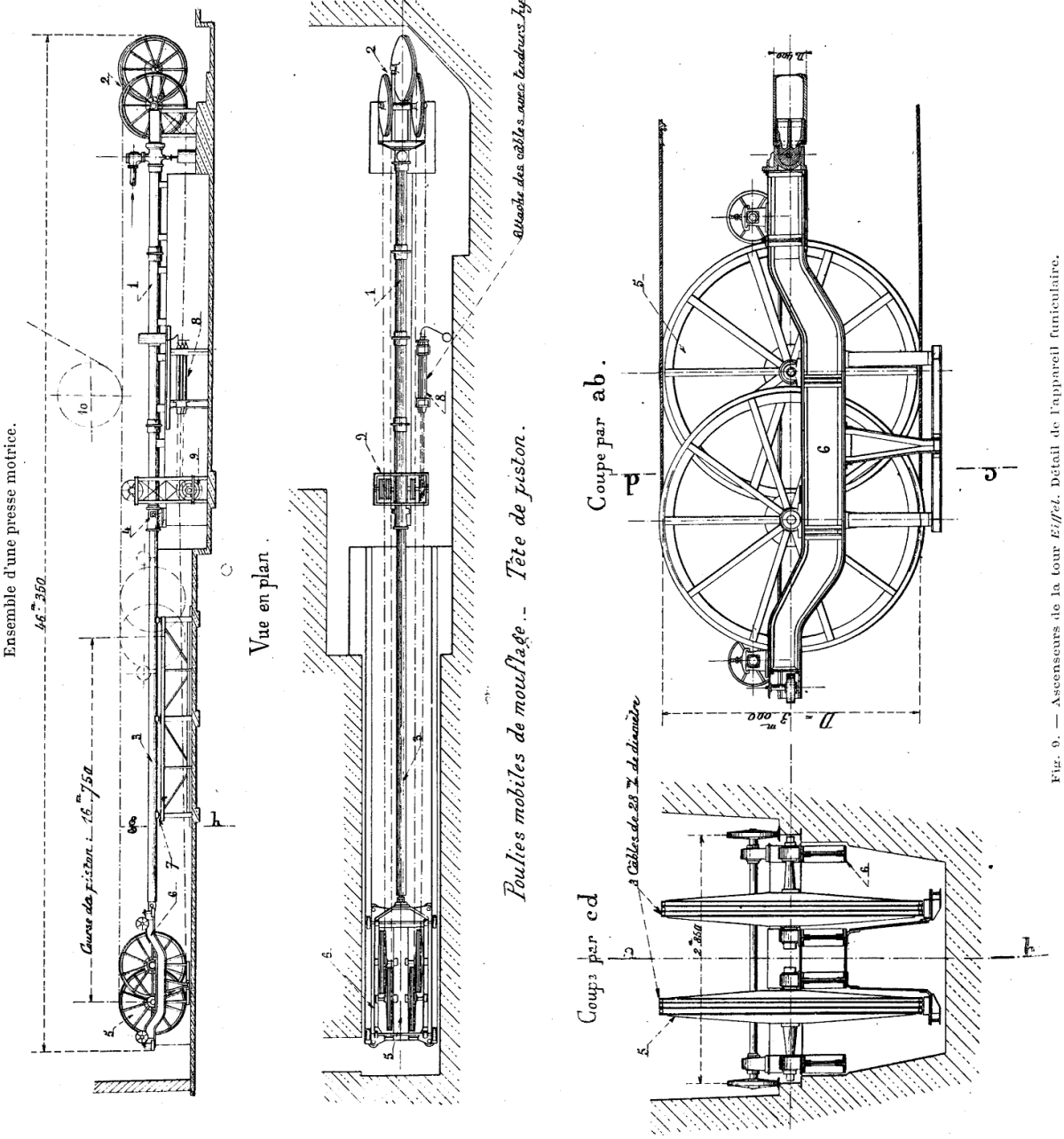


Fig. 9. — Ascenseurs de la tour *Eiffel*. Détail de l'appareil funiculaire.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Un poste de manœuvre pour le conducteur, placé à la partie inférieure du véhicule et portant les mécanismes qui permettent de commander du véhicule même les mouvements de montée, descente ou arrêt aux vitesses nécessaires;

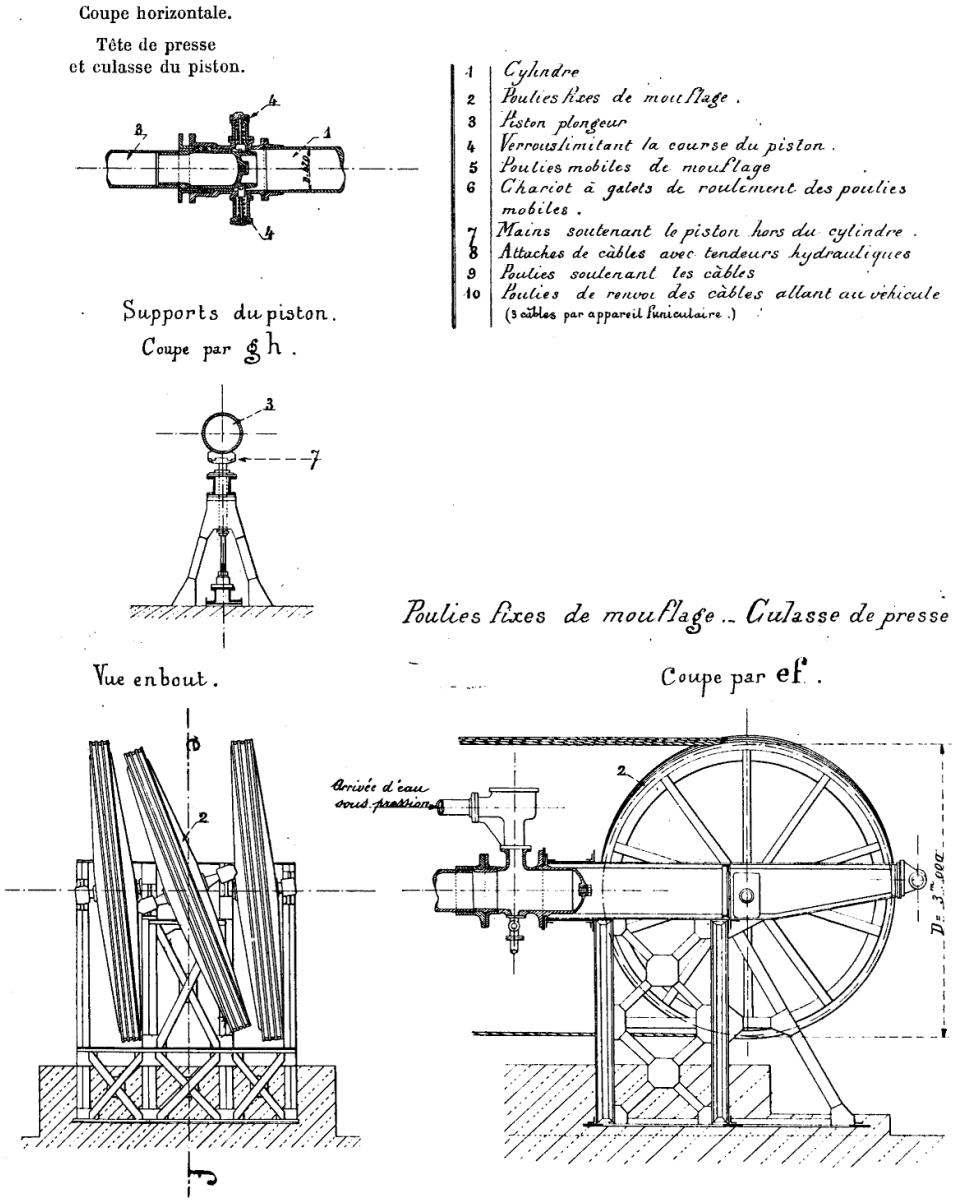


Fig. 10. — Ascenseurs de la tour *Eiffel*. Détail de l'appareil funiculaire.

Un parachute comprenant quatre freins hydrauliques jumelés de 100 millimètres de diamètre et 2m,500 de course, analogues à ceux employés pour amortir le recul des canons; les cylindres de ces freins sont fixés aux longerons du châssis et leurs pistons plongeurs, montés à glissières sur les âmes de longerons, portent à leur extrémité infé-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

rieure deux griffes mobiles articulées de manière à pouvoir s'engager, lorsque le para-

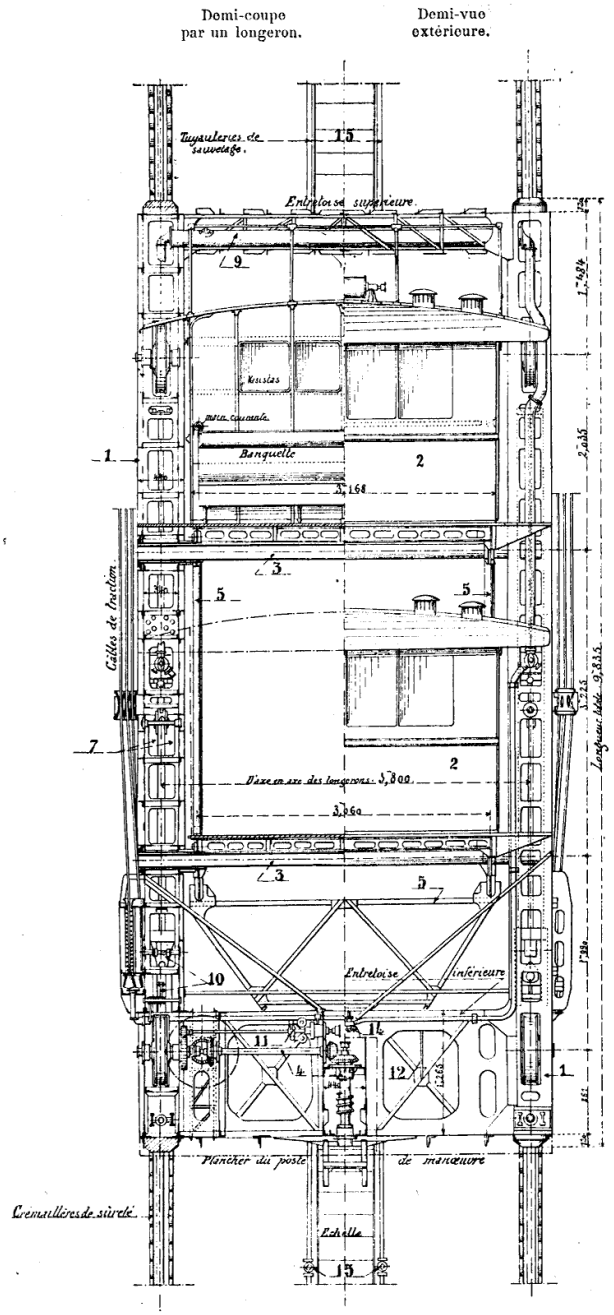


Fig. 11. — Ascenseurs de la tour *Eiffel*. Détail du véhicule.

chute fonctionne, dans la denture des crémaillères de sûreté établies sur les voies de roulement;

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

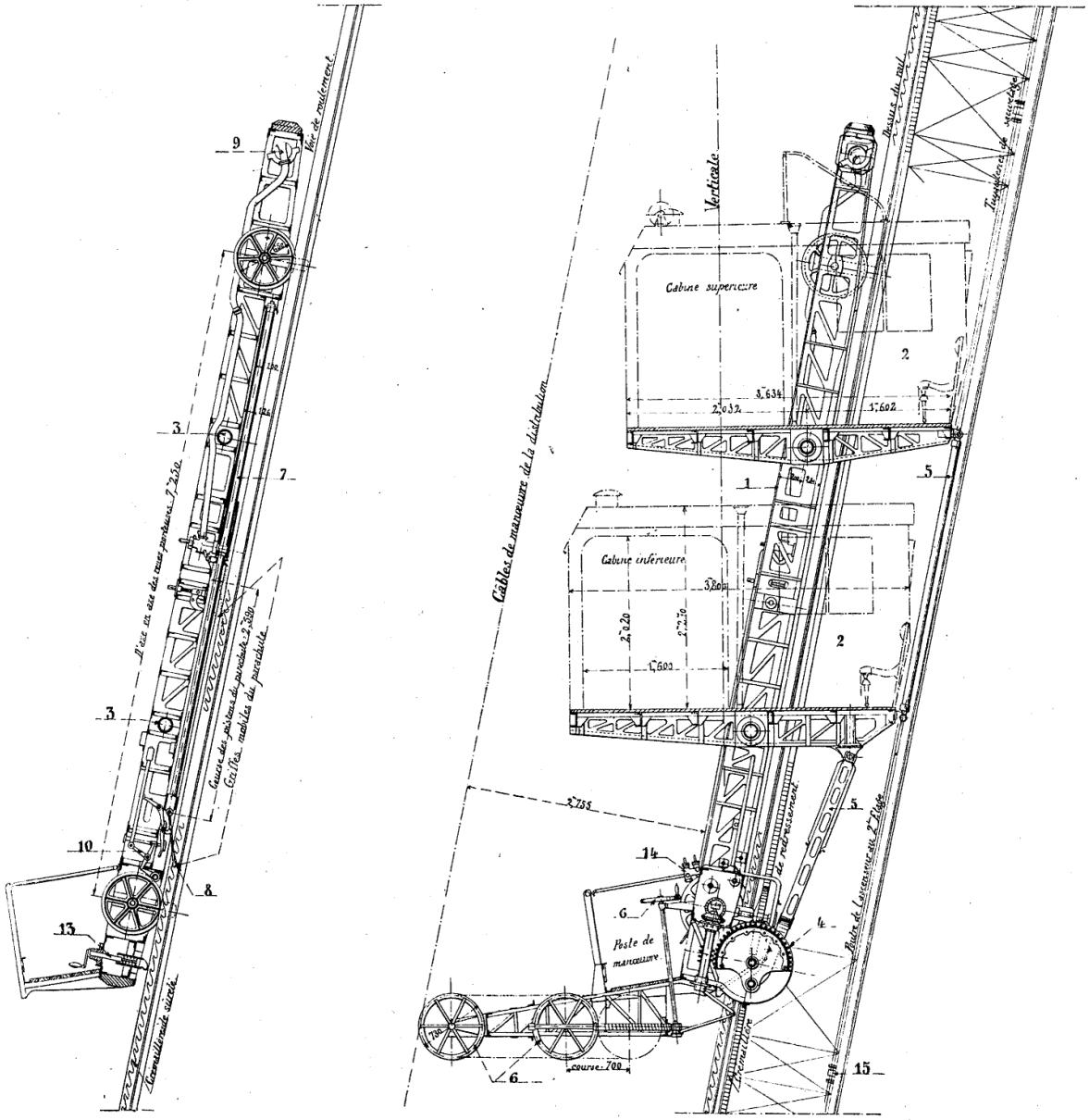


Fig. 12. — Ascenseurs de la tour *Eiffel*. Détail du véhicule. — 1. Châssis du véhicule. — Cabines supérieure et inférieure. — 3. Axe d'articulation des cabines. — 4. Mécanisme de redressement des cabines. — 5. Bielles de redressement des cabines. — 6. Organes de commande des câbles de manœuvre de distribution. — 7. Freins hydrauliques de sûreté ou parachute du véhicule. — 8. Griffes mobiles des freins de sûreté. — 9. Réservoir d'évacuation des freins de sûreté. — 10. Mécanisme d'enclenchement des freins de sûreté dans les crémaillères de la voie. — 11. Appareil à force centrifuge pour le fonctionnement automatique du parachute. — 12. Levier à main permettant le fonctionnement du parachute à la volonté du conducteur. — 13. Grilles fixes d'accrochage du véhicule. — 14. Robinets de manœuvre de sauvetage du véhicule. — 15. Tuyauteries d'eau sous pression fixées à la Tour et actionnant les freins de sûreté pour la manœuvre de sauvetage du véhicule.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Un arbre d'accouplement de ces griffes mobiles assure la simultanéité de leur entrée en action.

Des organes de sécurité, établis dans l'intérieur des longerons et de l'entretoise inférieure du châssis, assurent le fonctionnement du parachute dans les trois conditions suivantes :

1° Automatiquement, au moyen de mécanismes à force centrifuge qui entrent en jeu dès que la vitesse atteint 3m,60 environ à la seconde, soit par suite de rupture ou de déréglage d'un organe quelconque, ou de fuites graves survenues aux appareils hydrauliques;

2° Automatiquement dans le cas où l'un quelconque des six câbles de traction serait détendu ou rompu;

3° A la volonté du conducteur, en agissant sur un levier placé à sa portée.

Lorsque le parachute fonctionne, les pistons plongeurs pénètrent dans leurs cylindres avec une vitesse décroissante, en refoulant le liquide qui remplissait ces cylindres dans un réservoir placé à l'intérieur de l'entretoise supérieure du châssis.

Les freins hydrauliques sont également disposés pour être utilisés à mouvoir le véhicule et l'amener, après fonctionnement du parachute, à la station la plus voisine du point où il est resté accroché à la voie.

Dans ce cas, la force motrice est empruntée à des canalisations d'eau sous pression établies sur le parcours de l'ascenseur, et auxquelles le véhicule peut être raccordé au moyen de tuyaux souples.

Les longerons portent à leur partie inférieure des griffes fixes pouvant être engagées par le conducteur dans les crémaillères de sûreté de la voie; le véhicule reposant sur ces griffes, le conducteur peut, par une simple manœuvre de robinet, commander les quatre freins hydrauliques pour les faire sortir de leurs cylindres, les réarmer, et mouvoir ainsi le véhicule par courses successives de 2m,50.

Au cours des essais pratiqués sur les ascenseurs, le parachute a plusieurs fois fonctionné automatiquement dès que la vitesse atteignait la limite prévue et, notamment, chacun des véhicules chargé de 7 000 kilogrammes de sable réparti dans les cabines s'est accroché automatiquement aux voies de roulement à environ 8 mètres au-dessous du deuxième étage au niveau duquel on s'était placé pour le laisser descendre.

Appareils de distribution et de régulation. — Les manœuvres des appareils de distribution pour l'ascension, la descente et l'arrêt, précédé de ralentissement, sont effectuées du véhicule même, par le conducteur placé au poste de manœuvre disposé à la partie inférieure du châssis du véhicule en dehors des cabines, d'où il peut suivre tous les déplacements du véhicule, et se rendre compte à chaque instant de la situation qu'il occupe sur son chemin de roulement.

Cette commande des appareils de distribution est opérée par l'intermédiaire d'un câble souple en acier de 12 millimètres de diamètre, attelé d'une part aux mécanismes actionnant ces appareils au bas de la Tour, et suspendu d'autre part au deuxième étage sur des poulies de renvoi munies d'un tendeur à contrepoids constituant en quelque sorte l'attache fixe du câble.

Ce contrepoids donne au brin montant et au brin descendant une tension suffisante pour réduire, dans la mesure convenable, les flèches qu'ils prendraient sous l'action de leur propre poids entre les diverses poulies qui les guident sur leur parcours.

Les deux brins de ce câble passent sur un système de poulies à gorges porté par un bras en tôlerie solidaire du châssis du véhicule. C'est en agissant sur ce système de poulies au moyen d'une transmission appropriée que le conducteur imprime au câble un mouvement dans un sens ou dans l'autre et actionne, par l'intermédiaire de servomoteurs hydrauliques, deux soupapes équilibrées en partie, dont l'une, celle de montée,

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

admet l'eau des accumulateurs à haute pression dans les presses funiculaires motrices, l'autre, celle de descente, règle l'évacuation de ces mêmes presses dans l'accumulateur à basse pression dans lequel s'effectue, comme on sait, la récupération.

En outre de ces soupapes, la distribution comporte deux régulateurs de vitesse : un pour la montée, l'autre pour la descente, lesquels, en dehors de l'action du conducteur, assurent au véhicule une vitesse uniforme malgré les variations de résistance auxquelles il est soumis en cours de route, à cause des changements d'inclinaison que présente le chemin de roulement et, aussi, en raison des charges variables que le véhicule est appelé à monter ou à descendre.

Ces mêmes régulateurs, qui agissent automatiquement par obturations progressives des orifices d'admission ou d'évacuation, sont également utilisés pour opérer le ralentissement du véhicule un peu avant les arrêts aux stations, bien que ces ralentissements soient produits en même temps par le conducteur qui doit procéder aux manœuvres comme si les appareils automatiques n'existaient pas; l'approche des stations lui est d'ailleurs indiquée par un petit appareil à cadran reproduisant, à échelle réduite, le chemin parcouru par le véhicule.

Cette double action, automatique et par la main du conducteur, est une des meilleures garanties du bon fonctionnement des appareils.

Enfin, il y a lieu d'ajouter, pour terminer cette description très sommaire, que le mécanicien placé en permanence au pied de la tour a sous les yeux un indicateur de la position du véhicule sur la voie, qu'il peut se rendre compte de la vitesse de marche, et, en cas de danger, effectuer directement la fermeture des soupapes de levée ou de descente et déterminer ainsi l'arrêt du véhicule en un point quelconque de sa course sans l'intervention du conducteur.

GRUE DE 180 TONNES DES USINES DE *MM. MARREL FRÈRES*

Cet engin, destiné (fig. 13) à la manœuvre des grosses pièces de forge sortant des fours à réchauffer et amenées sous un pilon de 100 tonnes, est à pivot tournant avec points d'appui dans le sol, la charpente supérieure de la halle ne présentant pas la résistance nécessaire pour supporter les réactions considérables transmises par un appareil de cette puissance et exposé par la nature de son travail à des chocs très violents.

Il se compose principalement d'une forte poutre en forme de col de cygne, présentant à sa partie supérieure une partie droite horizontale sur laquelle roule le chariot portant la charge et s'appuyant à sa partie inférieure, d'une part, à la hauteur du sol, sur une couronne en fonte de $4^m,340$ de diamètre et 900 millimètres de hauteur et, à 8 mètres environ en contre-bas du sol, sur une crapaudine à pivot établie dans un cuvelage partie en fonte et partie en tôlerie de $2^m,400$ de diamètre, reportant sur les massifs de fondation les réactions verticales et horizontales transmises par le pivot pendant le fonctionnement de l'appareil.

Le moteur à vapeur actionnant les divers mouvements de la grue est alimenté par la vapeur à 4 kilogrammes de pression fournie par une chaudière utilisant la flamme perdue des fours à réchauffer; ce moteur se compose de deux cylindres verticaux dont les pistons transmettent le mouvement à un arbre horizontal recevant quatre embrayages à friction en acier forgé actionnant les mouvements suivants :

1° Ascension de la charge par l'intermédiaire d'engrenages et d'une vis sans fin formant frein et maintenant le fardeau dans une position quelconque pendant le forgeage;

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

2° Rotation de l'ensemble de la grue également par un engrenage à vis sans fin calé sur un arbre vertical portant à sa partie inférieure un pignon en acier forgé engrenant avec une couronne dentée de 3 mètres de diamètre solidaire de la partie tournante. La roue à vis sans fin, calée sur l'arbre vertical, est entraînée par l'intermédiaire d'une friction réglée par un puissant ressort et limitant l'effort d'entraînement qui, en raison de la grande masse à mettre en mouvement ou à arrêter pendant les manœuvres, pourrait atteindre une intensité trop considérable avec des transmissions absolument rigides;

3° Translation du chariot portant la charge et roulant sur la partie horizontale supérieure de la poutre;

4° Virage du lingot. Ce virage devant être obtenu dans toutes les positions occupées par la charge nécessite l'emploi d'une bielle de commande extensible et à joints à la Cardan entre la transmission fixée sur la poutre et les transmissions établies sur l'appareil de suspension de la charge.

Le simple examen du plan d'ensemble et des détails montre de quelle manière la commande du tambour de virage est effectuée sans qu'il soit nécessaire de recourir à une description qui serait sans intérêt.

Les mécanismes de commande des divers embrayages à friction, ainsi que du régulateur d'admission de vapeur à la machine motrice, sont groupés sur une petite plateforme sur laquelle se tient en permanence le conducteur préposé aux manœuvres.

La conduite amenant au moteur la vapeur nécessaire au fonctionnement de l'appareil et le tuyau d'échappement aboutissent dans une boîte à étoupes placée sur l'axe vertical de la partie tournante et disposée de telle sorte que l'alimentation et l'échappement de vapeur peuvent s'effectuer dans toutes les positions occupées par la grue.

Pour compléter la description de ce puissant engin, nous croyons utile de donner quelques explications sur les dispositifs spéciaux qui nous paraissent présenter un certain intérêt.

Partie tournante de la grue. — La poutre en col de cygne formant la volée tournante de la grue a été exécutée en tôlerie d'acier, et on s'est attaché à en réduire autant que possible la hauteur, afin de donner à l'ensemble de la charpente le maximum de flexibilité en vue d'atténuer l'intensité des chocs pendant le fonctionnement. Cette poutre a $1^m,900$ de hauteur hors brides et comporte deux parois de $1^m,800$ de hauteur et 20 millimètres d'épaisseur. Les brides ont $1^m,200$ de largeur; celle située du côté tendu a 50 millimètres d'épaisseur, formée de cinq tôles de 10 millimètres d'épaisseur; la bride comprimée a 70 millimètres d'épaisseur composée de sept tôles de 10 millimètres. La différence d'épaisseur des brides s'explique par cette circonstance que la section de la poutre étant, dans son ensemble, soumise à une compression due au poids de la charge et des pièces propres de la grue, l'effort agissant sur la partie tendue de la section se trouve diminué de ce fait, tandis que la partie comprimée reçoit, au contraire, une charge supplémentaire qui justifie l'augmentation de son épaisseur.

Les parois sont reliées aux brides par huit rangs de cornières de 150 — 150 — 18. Les parois sont solidement entretoisées, à des distances assez rapprochées pour empêcher toute déformation dans la transmission des réactions très importantes dans les diverses parties constitutives de la charpente.

Le pivot en tôlerie d'acier de la grue est (fig. 14) centré à la hauteur du sol, dans une couronne alésée de $2^m,400$ de diamètre et 500 millimètres de hauteur, garnie d'une douille en bronze phosphoreux dans laquelle tourne le pivot en tôlerie revêtu à cet endroit d'une portée cylindrique tournée au diamètre de la couronne de centrage et également en bronze phosphoreux. Ce centrage reçoit, au moment où la grue porte la charge de 180 tonnes, une poussée horizontale d'environ 275000 kilogrammes, transmise sur le

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

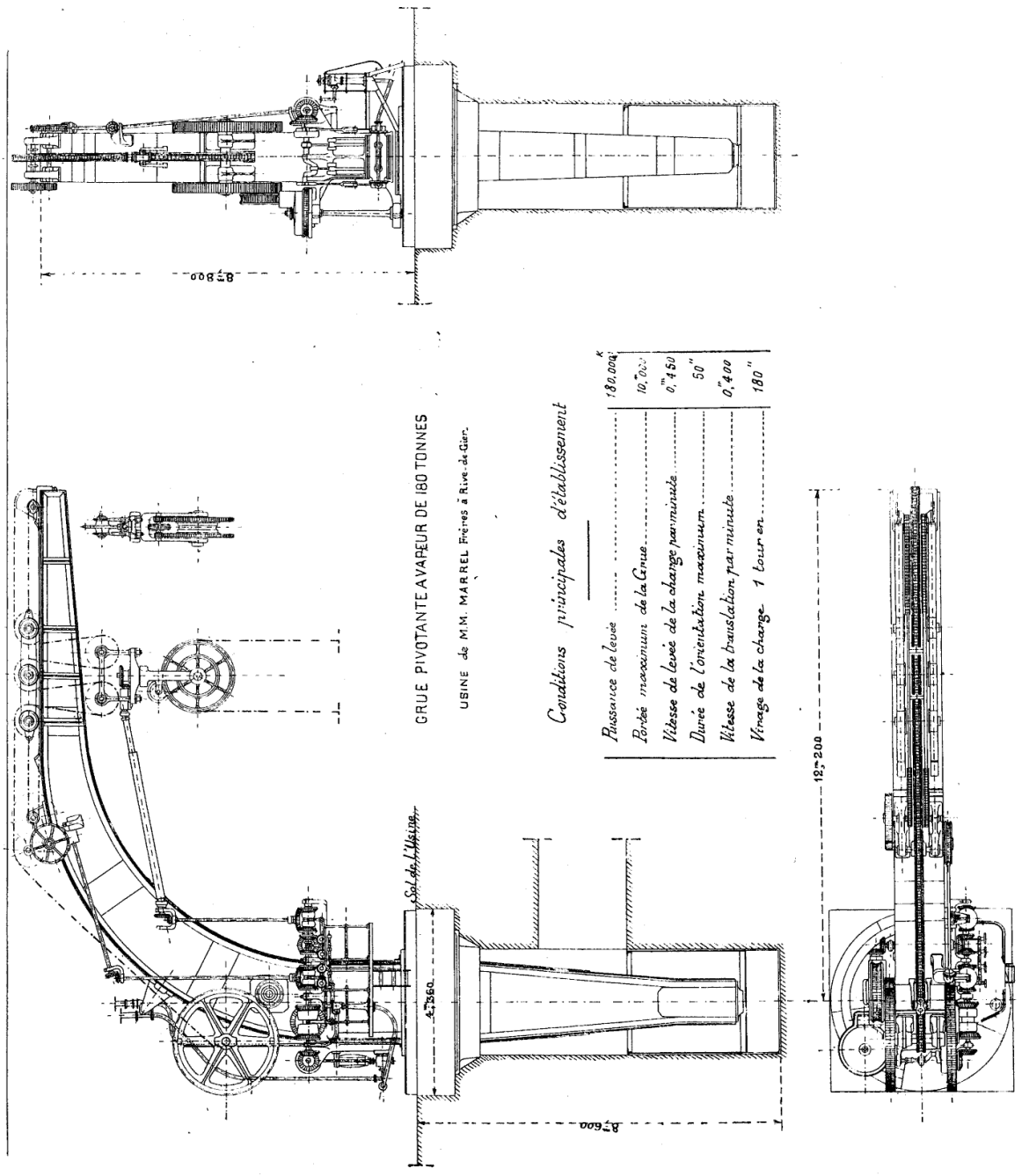


Fig. 13.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

massif de fondation par l'intermédiaire d'une couronne en fonte fortement nervée de $4^m,340$ de diamètre et $0^m,900$ de hauteur, reportant sur le massif de fondation une charge de 7 kilogrammes par centimètre carré de surface normale d'appui.

La partie inférieure formant pivot, engagée dans une crapaudine en acier forgé, a 420 millimètres de diamètre et une portée verticale de 335 millimètres; elle sup-

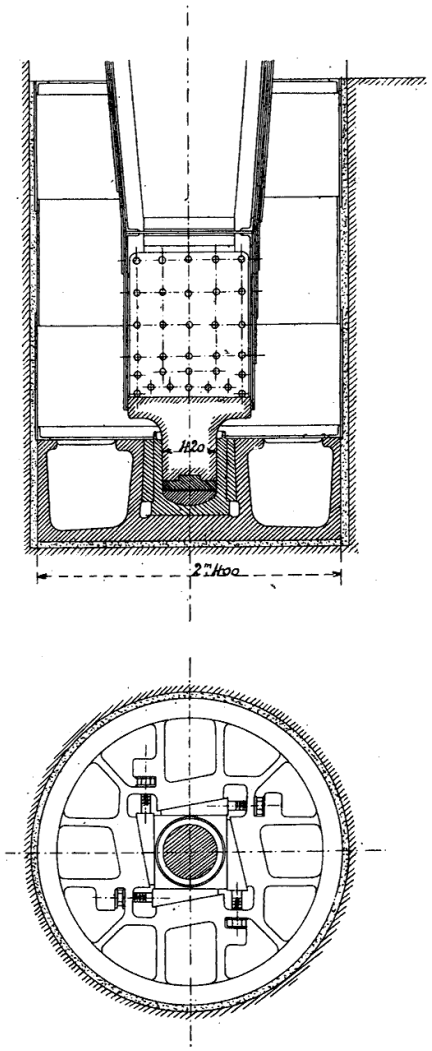


Fig. 14. — Grue de 180 tonnes. Détail du pivot.

porte deux réactions, l'une horizontale, de même intensité que celle agissant sur l'appui supérieur au niveau du sol, c'est-à-dire 275 000 kilogrammes, et l'autre verticale, composée du poids propre de la partie tournante et de la charge de 180 tonnes.

Cette réaction verticale est d'environ 290 000 kilogrammes.

Sous ces charges, le grain sur lequel repose le pivot en acier supporte une pression

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

de 210 kilogrammes par centimètre carré de surface d'appui, et la partie verticale 195 kilogrammes par centimètre carré.

Ces charges unitaires n'ont rien d'excessif, si on considère que la crapaudine est entièrement baignée dans l'huile et que les vitesses de rotation sont très faibles.

Le pivot doit être rigoureusement centré dans son appui inférieur; ce résultat est obtenu au moyen d'un système de quatre gros coins à vis en acier, réglables et permettant de fixer invariablement la position de la crapaudine.

Chaîne Galle. — La chaîne Galle a été (fig. 15) établie en admettant que la grue, au moment d'un choc, aurait à supporter 200 000 kilogrammes. Comme la charge est suspendue sur quatre brins de chaîne, chaque brin est appelé à supporter 50 000 kilogrammes.

La chaîne, construite en acier forgé, ne comprend que trois rangs de mailles de chaque côté; les mailles du milieu ayant une épaisseur double de celles latérales; les fuseaux

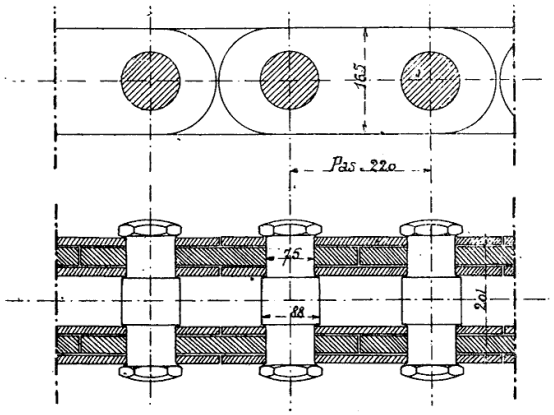


Fig. 15. — Grue de 180 tonnes. Détail de la chaîne Galle.

ont 88 millimètres de diamètre au corps entre les deux cours de mailles et 75 millimètres dans les mailles, ce diamètre étant déterminé dans l'hypothèse où la chaîne pourrait être suspendue sur une seule dent du pignon Galle et que, dans ce cas d'ailleurs très peu probable, le métal pourrait être soumis à une tension de 17 à 18 kilogrammes par millimètre carré. Il suffira que deux dents soient en prise pour ramener le travail du fuseau à un chiffre normal.

Les mailles travaillent sous la charge maximum à 9 kilogrammes par millimètre carré.

Le pas de la chaîne est de 220 millimètres.

Chaîne de virage. — Le mouvement de rotation du fardeau est obtenu au moyen d'une grosse chaîne à mailles ordinaires, entraînée par le tambour à gorge monté sur l'appareil de suspension de la charge, et entourant la pièce à soumettre au travail du pilon.

Cette chaîne sans fin supporte par brin 90 000 kilogrammes; le fer des mailles a 90 millimètres de diamètre et travaille à plus de 7 kilogrammes par millimètre carré de la double section de la maille.

Cette chaîne, de dimensions tout à fait exceptionnelles, a été construite dans les ateliers de l'État, à Guérigny.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Nous reproduisons ci-dessous les conditions principales de cet engin, indiquées d'ailleurs sur les plans annexés à cette courte notice.

Puissance de levée.	180 000 kilog.
Portée maximum de la grue.	10 mèt.
Vitesse de levée de la charge par minute. . . .	$0^{m},450$
Durée de l'orientation maximum.	50 sec.
Vitesse de la translation par minute.	$0^{m},400$
Vitesse de la charge, 1 tour en.	180 sec.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

CINQUIÈME QUESTION

MOTEURS HYDRAULIQUES

PROGRÈS DE LA CONSTRUCTION DES TURBINES HYDRAULIQUES EN SUISSE, DEPUIS L'ANNÉE 1889

Par M. le professeur PRAZILL

Très honorés Collègues, Messieurs,

Lorsque, au mois de janvier de cette année, votre comité d'organisation me fit l'honneur de me demander, pour les travaux du Congrès international de mécanique appliquée, un rapport sur la question n° 5 : Moteurs hydrauliques, je reconnus bientôt que, dans le peu de temps qui m'était accordé, il serait difficile d'élaborer un mémoire qui pût prétendre à quelque perfection.

Ces appréhensions se confirmèrent dès que je me mis en devoir de rassembler et de classer les documents nécessaires : j'arrivai à la certitude que je devrais, tant au point de vue technique qu'au point de vue historique et critique, me renfermer dans un champ très limité de ce domaine de la construction mécanique.

Quelque attrait qu'il eût pu y avoir à consacrer une étude sérieuse au développement historique de ces moteurs, et à payer notre tribut d'admiration aux idées fécondes des vieux maîtres de l'art et des sciences industriels; quelque enseignement qu'on eût pu tirer de l'examen des progrès faits dans la détermination des lois de l'hydrodynamique et de leur importance théorique et pratique; quelque séduisant, enfin, qu'il eût été d'entrer dans une discussion critique de la théorie, il me fallut renoncer même à effleurer toutes ces questions, car j'avais la conviction que les besoins et les conquêtes de ces derniers temps avaient droit à la première place, et je devais abandonner tout autre ordre d'idée si je voulais, dans une certaine mesure, remplir la mission qui m'avait été confiée.

Il me fut d'ailleurs moins pénible d'y renoncer lorsqu'en parcourant la littérature de ce sujet j'y trouvai toute une série d'ouvrages remarquables qui embrassaient précisément, et d'une façon entièrement satisfaisante, les questions dont je viens de parler. Je citerai notamment les articles de M. l'ingénieur Rateau, parus dans la *Revue de Mécanique*, sur les *turbo-machines*.

Aussi vais-je, dans ce qui suit, m'occuper simplement de l'extension prise en Suisse par la construction des turbines, et cela depuis l'époque où, sous l'influence des progrès de l'électrotechnique, les forces hydrauliques de ce pays sont devenues un bien national au sens le plus large du mot, et ont acquis une importance que l'on n'eût même pas soupçonnée quelque dix auparavant. Leur exploitation s'étend

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

aujourd'hui jusqu'aux hautes vallées qui se trouvent au pied du pays des glaciers; elle a donné naissance à d'immenses travaux techniques sur les bords des grands fleuves. Ce sont ces installations de force motrice et d'éclairage, pour la ville et pour le hameau, pour le palais et pour la chaumière, pour la fabrique et pour l'atelier, que nous pouvons admirer sur le Rhône, l'Aar et le Rhin. Ce sont les nécessités inhérentes au développement des propriétés des générateurs électriques, nécessité d'étendre leurs aptitudes qualitatives et quantitatives, de multiplier leur nombre de tours et d'assurer leurs régulation exacte, qui ont principalement stimulé le zèle des constructeurs et l'activité des ateliers.

Il y a dix ans, l'application du remarquable système créé par Francis, et basé sur les expériences de Poncelet et Morin, ne pouvait se justifier que dans des cas tout à fait spéciaux, à part quelques exceptions rares, mais célèbres; si les constructions américaines, dérivées simplement de l'expérience, étaient déclarées impropres à la concurrence commerciale, nous voyons, par contre, aujourd'hui des entreprises actives se former pour cette construction, dont nous apercevons aussi les précieux résultats. La place me paraît ici convenir pour constater l'impulsion puissante qui a été donnée à la turbine Francis par la maison allemande Voit, de Heidenheim, et par l'exécution exacte qu'en a faite son ancien ingénieur en chef, aujourd'hui professeur à l'École supérieure technique de Darmstadt, M. Pfarr, dans le journal de l'*Union des Ingénieurs allemands*, année 1892, et aussi l'impulsion donnée au système américain par différentes maisons françaises et par les publications de M. le professeur Hirsch.

Permettez-moi, en outre, dans les descriptions qui vont suivre, de me reporter à l'Exposition collective des constructeurs, au Salon d'honneur d'électricité suisse à l'Exposition, et où se trouvent les dessins et les plans les plus importants de leurs travaux.

Il me semble juste de prendre l'année 1889 comme point de départ du rapport que j'ai projeté de faire, car c'est en cette année que les premiers centres électriques d'éclairage et de force motrice réussirent, avec une série de machines construites simultanément, à recevoir des commandes, et, déjà même, à faire des installations.

Les grandes installations hydrauliques qui fonctionnaient alors : installations de la Coulouvrenière à Genève et de Letten à Zurich, dont l'établissement avait pour principal but l'alimentation en eau de ces deux villes, et dans lesquelles on était parvenu déjà à construire simultanément un grand nombre de turbines, dénotent un grand progrès dans cette industrie. Ce progrès a eu de l'influence sur la construction des turbines, car ces installations montrèrent la grande aptitude du béton à servir pour l'établissement de chambres de turbines d'une forme quelconque et de dimensions absolument inusitées pour l'époque. Quant à la construction des turbines elles-mêmes, exception faite peut-être pour les grosses machines de Genève, elle ne montre rien d'essentiellement nouveau : ce sont des turbines à réaction du genre bien connu, à couronnes multiples, sorties des ateliers d'Echer Wyss et C^ie^, à Zurich. La régulation se fait à la main.

Les premières grandes usines centrales d'électricité construites pendant l'année 1889 sont : la station centrale électrique de Schaffouse et la station de force motrice de la Société l'Aluminium, à Neuhausen.

La station de Schaffouse, dont la construction avait été commencée dès 1867, pour compléter l'installation de force destinée à utiliser l'antique transmission par câbles métalliques, ne présente, au point de vue de sa disposition comme au point de la construction des turbines, encore aucune nouveauté, les turbines à réaction à deux couronnes, construites en partie par J. J. Rieter et C^ie^, de Winterthur, en partie par

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Escher Wyss et Cie, de Zurich, commandent les arbres horizontaux des générateurs par des pignons coniques; chacune de ces turbines est établie pour une puissance de trois chevaux, avec une hauteur de chute de 4m,50.

Il y a cependant lieu de remarquer, dans les turbines de la Société de l'Aluminium (construites par Escher Wyss), une nouveauté consistant en ceci : que, pour diminuer la charge de leurs pivots, ces turbines à réaction, qui, dans le reste de leurs détails, sont de construction courante (force de 600 chevaux pour 20 mètres de chute) sont disposées en leurs chambres de sorte que l'eau attaque leurs roues de bas en haut, et que la pression axiale qui en résulte en équilibre en partie le poids. En outre, en raison des changements assez brusques dans les besoins d'énergie, on avait disposé, dans le tuyau d'aspiration recourbé en forme de siphon, un système de soupapes à fonctionnement rapide, assurant ainsi la prompte régularisation de la marche.

En 1890, on commença à installer la station centrale électrique de Berne, dont les trois turbines, chacune d'une force de 150 chevaux, avaient été fabriquées par la maison Bell et Cie de Krains. En raison des grandes écarts dans la hauteur de chute, qui variaient de 3m,50 à 1m,85, on avait adopté des turbines à trois couronnes munies d'un dispositif régulateur à clapet automatique pour la couronne du milieu et d'un dispositif régulateur actionné à la main pour les deux autres.

Dans sa disposition d'ensemble, et dans la structure des turbines, cette station ne présente rien d'essentiellement nouveau. Mais c'est là, par contre, que, pour la première fois, on appliqua l'aspirateur breveté de la maison Bell. Cet aspirateur est un canal d'évacuation recourbé, disposé dans la fondation en béton de la turbine; il a une section circulaire, est rapporté immédiatement à la périphérie de la turbine, et débouche horizontalement dans la fosse; sa section est amoindrie dans le sens de la hauteur et élargie en conséquence dans l'autre sens.

Voici les considérations qui ont conduit à adopter ce mode de construction. La constance de la courbure et la diminution de la hauteur de la section du courant d'évacuation procurent un bon échappement; et en outre, à pleine ouverture des vannes de la turbine, c'est-à-dire à pleine hauteur de chute, il se produit un effet d'aspiration qui équivaut à un supplément de chute et permet d'atteindre le nombre de tours normal.

En 1881, on commença, à Letten, à s'occuper de l'organisation de la station centrale électrique de la ville de Zurich. L'installation hydraulique de cette usine, que l'on peut voir sur le plan exposé au salon d'honneur, est remarquable sous plus d'un rapport : nous signalerons, d'une part, la combinaison par laquelle les générateurs peuvent être actionnés aussi bien par la source centrale de l'installation pour l'alimentation en eau que par des turbines séparées, à haute pression, qui reçoivent l'eau nécessaire à leur marche d'un réservoir alimenté par des pompes mises en action par l'excédent de force motrice produit par l'installation du service des eaux.

Nous avons donc affaire ici à un accumulateur de puissance hydraulique qui permet un emploi rationnel de la force motrice disponible des eaux de la Limmat.

Nous avons à noter, d'autre part, des turbines à haute pression de 300 chevaux, construites dans les ateliers d'Escher Wyss et Cie, avec des ailettes en formes d'auges, et des régulateurs de vitesse hydrauliques.

Ces turbines et leur système régulateur ne datent d'ailleurs pas seulement de l'année 1891. Il faut plutôt les considérer comme le résultat des expériences faites sur une série de constructions antérieures, dont la puissance était toutefois assez faible.

C'est sur ces turbines que se sont faites, pendant leur marche, les expériences que le professeur Stodola, de l'Institut polytechnique de Zurich, a entreprises pour ses recherches sur l'influence des masses d'eau amenées aux turbines dans de longs conduits. publiées par le *Journal industriel de la Suisse*, sous le titre *Régulation des turbines*.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Leur résultat s'exprime par la proposition, d'une part, d'intercaler dans la conduite des chambres d'air, et, d'autre part, d'armer l'arbre de la turbine d'un volant.

Le professeur Stodola établit, par une analyse élégante, les formules pour la détermination du volume de ces chambres à air et de la masse du volant, en cherchant, à l'aide de différentes hypothèses sur la construction et le fonctionnement du pendule centrifuge et des servo-moteurs, les conditions sous lesquelles l'amplitude des oscillations du régulateur cesse d'intervenir.

Les remarquables résultats donnés par transmission de force électrique entre Laussen et Francfort-sur-le-Mein ont ensuite, comme dans les autres pays, dégagé et développé des idées qui existaient depuis longtemps déjà, mais qui étaient restées à l'état latent : elles eurent une influence considérable sur l'exploitation des forces hydrauliques. A côté des projets en cours, on en vit naître de nouveaux, et c'est ainsi que nous trouvons, dans la période 1892-1896, toute une série de grandes entreprises, dont chacune renferme en elle-même et pour elle-même un progrès dans la construction des installations hydrauliques.

Commençons par les installations sur l'Aar, nous y trouvons : les usines d'Interlaken avec trois turbines de 180 chevaux, de Thun avec deux turbines de 120 chevaux, et d'Olten-Aarburg, avec six turbines de 300 chevaux, dont les moteurs hydrauliques ont été construits par la maison Bell, de Kriens. Les turbines des deux premières usines sont à double couronne et à réaction; elles sont munies de l'aspirateur breveté, et semblables, à ce point de vue, à celles de Berne ; pour le réglage du nombre de tours, les roues directrices de la couronne extérieure sont toutefois munies de chapeaux dont la forme facilite la disposition des tiroirs circulaires par lesquels l'entrée de l'eau dans la roue directrice extérieure est plus ou moins limitée. Ces tiroirs annulaires sont actionnés par des régulateurs automatiques du système J. Schaad, dont le fonctionnement et la construction sont décrits dans le rapport sur les turbines de l'Exposition de Genève; c'est dans les installations ci-dessus mentionnées que ces régulateurs reçurent leurs premières applications.

Les turbines d'Olten-Aarburg sont des turbines à réaction à triple couronne ; leurs dimensions sont considérables, et elles se caractérisent aussi par la détermination très exacte des angles d'entrée dans les différentes couronnes. Il faudrait encore y signaler l'emploi d'arbres forgés percés de part en part.

Dans ces trois installations, nous trouvons déjà un effort et un progrès vers l'obtention d'une régularisation aussi exacte que possible, car l'emploi des régulateurs Rieter a conduit à des résultats tout à fait satisfaisants. Mais il est incontestable que l'augmentation du nombre de tours ne donnait pas encore une solution satisfaisante, fort désirable pour ces trois installations relativement petites et sujettes à des variations de chute considérables.

Plus tard, nous trouvons sur l'Aar l'usine d'électricité Wynau, avec cinq machines de 750 chevaux et une de 120. L'usine de la ville d'Aarau avec deux turbines de 400 chevaux et une de 200 chevaux, et celle de la ville de Brugg avec deux turbines de 150 chevaux. Pour toutes ces installations, c'est la maison J. J. Rieter et Cie de Winterthur qui a livré les turbines.

Ce sont là encore des installations à faible pression, dans lesquelles on n'a donné aucune attention particulière à l'augmentation du nombre de tours; elles ont cependant conduit à la conception des régulateurs de Rieter, dont la description se trouve dans le rapport de Genève.

Sur la Reuss, on a vu s'élever, pendant la période 1892 à 1896, l'usine d'électricité Rathausen, près de Lucerne, et celle de Zuffikon-Bremgarten. Les installations hydrau-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

liques de l'usine de Rathaus en constituent une dérogation à la série d'installations à basse pression créées par la maison Bell, telles que nous avons jusqu'ici appris à les connaître.

L'étude minutieuse des détails de tout le mécanisme, la disposition facilement accessible à un examen sommaire de toutes les parties, font de cette usine un véritable modèle, comme on peut le voir aisément d'après les plans et dessins qui sont au salon d'honneur.

Quant à l'installation de Zuffikon-Bremgarten, elle montre, au point de vue des turbines (construites par Escher Wyss et C^ie^), un remarquable progrès en ce qui concerne les dispositions prises pour l'augmentation du nombre de tours; les turbines destinées à actionner directement les générateurs sont en réalité des turbines doubles, établies de sorte que le courant d'eau moteur arrive sur chacune des paires de roues des deux turbines dans des directions différentes : de haut en bas dans l'une, de bas en haut dans l'autre, et que les eaux évacuées par les roues mobiles se réunissent dans une chambre d'échappement commune.

Nous avons affaire ici à une division de l'eau actionnant les turbines sur deux appareils, dispositif qui était déjà, en lui-même, bien connu à cette époque, mais c'était, d'une part, la première application qui en était faite en Suisse sur une grande échelle et, d'autre part, la disposition particulière des turbines était telle qu'il faut la considérer comme une nouveauté pour l'époque : les turbines sont installées ensemble, dans une seule chambre construite en béton.

Chacune des quatre turbines génératrices donne 335 chevaux avec une charge de $5^m,33$ à $5^m,12$, et 150 tours par minute.

La régulation de la vitesse s'obtient au moyen d'un régulateur à servo-moteurs hydrauliques agissant sur des soupapes disposées dans les canaux d'arrivée des différentes turbines.

Un petit appareil de 34 chevaux et de construction simple est destiné au service des dynamos excitatrices.

L'installation est, en outre, remarquable par la canalisation, qui a été établie par la maison Locher et C^ie^ de Zurich, et qui présente une série de dispositions intéressantes, telles que le système des vannes, les barrages des galeries principales, etc.

L'achèvement de cette installation coïncide avec les projets arrêtés pour la construction des deux plus grandes usines centrales du continent jusqu'à nos jours, celles de Chèvre, à Genève, et de Rheinfelden. Le seul fait qu'on a eu le courage, sans attendre les résultats d'un développement progressif, d'entreprendre des installations destinées à mettre en jeu des puissances allant jusqu'à 22 000 chevaux, entreprises d'autant plus difficiles que l'on ne disposait que de chutes faibles, et par conséquent très variables, montre assez l'énergie, la persévérance et l'importance des études que l'on a consacrées à cette question. Il est en effet hors de doute qu'il eût été plus que difficile de réunir les énormes capitaux que nécessitaient ces installations si les projets établis n'avaient pas été suffisamment étudiés pour démontrer la sécurité de leur réalisation.

Il ne rentre pas dans le cadre de ce rapport de raconter la genèse de ces importantes installations, mais on pourra la trouver en partie dans les traités spéciaux, en partie dans différents groupes de l'Exposition universelle, avec mémoires et dessins à l'appui.

Signalons seulement en peu de mots ce qui caractérise, au point de vue de la construction mécanique, le progrès réalisé dans l'exécution et dans la disposition de ces travaux.

Dans l'installation de Chèvre, il faut considérer en première ligne le système des vannes, dont la construction, imaginée par l'ingénieur Stony, est caractérisée par la

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

disposition de deux panneaux de vannes équilibrés avec des guides à galets du système Fairbairn, intercalés entre les panneaux et les montants dans les piliers.

Les difficultés vaincues par cette construction s'expliquent par les chiffres suivants :

Largeur d'une vanne	10 mètres.
Hauteur	$8^{m},50$
Pression de l'eau (pour une hauteur d'eau de 8 mètres)	360 tonnes.
Poids de chaque vanne	50 —

La construction de ces turbines est basée sur la nécessité d'avoir un nombre de tours élevé et cependant constant, malgré les grandes différences de hauteur de chute : celles-ci variant de $8^{m},50$ en été à $3^{m},50$ en hiver, et cela tient à ce que le Rhône et notamment l'Arve, qui se réunit à lui à Chèvre, drainent en été les torrents énormes d'eau de fusion des glaciers du Walus et d'une partie de la Haute-Savoie.

Parmi les quinze turbines employées pour la commande des dynamos directement accouplées avec elles, et construites dans les ateliers d'Escher Wyss et C^ie^, il y en a cinq de construction ancienne, dont nous avons déjà parlé. Elles sont caractérisées par leur disposition à trois couronnes et à cônes doubles, et par la division ingénieuse de la chambre d'eau en deux parties, obtenue à l'aide d'un diaphragme en forme d'S, construit en béton armé et disposé de sorte que, dans les deux turbines, l'eau arrive de haut en bas. La régulation s'obtient au moyen d'un tiroir à grille et d'un régulateur actionné par un servo-moteur à pression d'huile. Les turbines donnent 800 chevaux sous faible charge, 1 200 chevaux avec de grandes hauteurs de chute et avec une vitesse de rotation constante de 80 tours par minute. Ce résultat est rendu possible par la disposition adoptée et par les différences de dimension entre les deux turbines du système.

La nécessité d'obtenir une vitesse de rotation encore beaucoup plus considérable a conduit, pour les dix autres turbines, à une construction et à une disposition essentiellement différentes : ce sont des turbines centrifuges quadruples, avec une colonne d'eau de surface conique pour l'arrivée et cylindrique pour la sortie. Leurs dimensions sont telles, qu'en principe, cinq d'entre elles conviennent aux hauteurs de chutes de l'hiver et les cinq autres aux charges dont on dispose pendant l'été. Avec la même puissance que les précédentes, elles font 120 tours par minute. La régulation se fait au moyen de tiroirs actionnés par des régulateurs à pression d'huile. Cette construction est représentée au Salon d'honneur par un dessin et un modèle.

Ces turbines montrent en outre, sans aucune espèce de doute, la grandeur des efforts développés pour satisfaire aux exigences du service de la force motrice hydro-électrique; elles réalisent en même temps un progrès sérieux, qui fait honneur aux promoteurs de cette installation et aux ingénieurs auxquels on en a confié l'exécution.

L'installation de Rheinfelden, dont les turbines ont été également construites par Escher Wyss et C^ie^, et qui a été décrite dans tous ses détails dans nombre de publications, se place sur le même rang que les précédentes. Elle est caractérisée, au point de vue particulier des turbines, par la subdivision de chaque turbine en huit couronnes, qui correspondent par leur forme et leur fonctionnement au dispositif de Francis.

Nous trouvons aussi, dans cette installation, deux systèmes de turbines. Les neuf plus anciennes sont construites pour 55 tours par minute, et les onze plus récentes pour 68 tours : l'augmentation du nombre de tours n'a pas été obtenue par une réorganisation totale du système, mais seulement, et en conservant les constructions faites, par l'augmentation du degré de réaction.

A ce point de vue, les deux espèces d'appareils pourront fournir des données précieuses sur les avantages que peuvent présenter les degrés de réaction élevés. La régulation se fait par des tiroirs annulaires, au moyen de régulateurs à pression

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

d'huile, dans le genre de ceux de Chèvre. Chaque turbine donne 800 chevaux pour des hauteurs de chute de 4 mètres, 5m,20 et 3 mètres.

Au salon d'honneur, les documents qui représentent les turbines et l'ensemble de l'installation donnent une idée complète de cette usine, tout à fait remarquable au point de vue technique et économique.

Les installations dont nous venons de parler comprenaient presque exclusivement des turbines à hauteur de chute faible, mais très variable. Nous allons maintenant nous occuper du développement des installations à haute chute, dans la construction desquelles la question du nombre de tours est tout à fait secondaire par rapport à celles de la régulation, de l'accumulation et de l'admission judicieuse de l'eau, et enfin de l'utilisation aussi uniforme que possible de la hauteur de chute. On comprend facilement qu'à l'origine, les turbines étaient, au point de vue de leur construction, solidaires des machines hydrauliques en usage à cette époque : la turbine partielle de Girard, à axe horizontal, la roue tangentielle, la roue Pelton, la roue à augets et ses diverses variations y trouvèrent leur application. Ce furent les questions de la liaison des organes régulateurs de la turbine elle-même avec des régulateurs automatiques, de la construction des crapaudines à graissage automatique, et enfin de la forme générale à donner à la machine qui préoccupèrent avant tout les constructeurs.

En 1881, M. Bossard, ingénieur à Zurich, appliqua pour la première fois le servomoteur hydraulique à une roue tangentielle dont la vanne était commandée par un régulateur automatique, et il présenta une turbine de ce genre à l'Exposition nationale suisse de Zurich en 1883. En 1886 et 1887, Bossard emploie des augets à divisions radiales.

La première turbine à haute chute et à palettes en forme d'augets fut construite par la maison Escher Wyss et Cie, qui appliqua immédiatement dans la suite le servomoteur auxiliaire, muni, dès cette époque, des dispositifs de retour nécessaires pour éviter le déréglage, ce qui devait finalement nous amener à la forme de turbine à haute chute de l'installation de Zurich.

Les ateliers de constructions mécaniques de Vevey construisent des roues de Pelton depuis l'année 1894. Quant aux autres maisons suisses construisant des turbines, elles en restèrent à cette époque à la construction des turbines partielles de Girard.

Les exigences toujours croissantes de l'exactitude du réglage devaient nous amener aux différents modèles de turbines qui, à l'Exposition nationale suisse de Genève, en 1896, montrèrent d'une façon toute particulière à quel point en était la construction des turbines en Suisse à cette époque.

On me permettra de ne rappeler ici que ceux des points essentiels du compte rendu que je fis à cette époque, dans lesquels on pouvait reconnaître des progrès réels. Ce sont : le dispositif très économique d'une turbine à grande hauteur de chute combinée avec ses appareils de régulation pour ne former qu'un tout unique; le guidage et le graissage soignés des pivots tournant à grande vitesse; la disposition judicieuse des organes d'écoulement de l'eau sous les aubes; l'emploi très répandu des régulateurs dynamométriques; les soins apportés dans la construction des soupapes de réglage des servo-moteurs hydrauliques, et enfin l'application, sur une grande échelle, du servomoteur mécanique aux turbines à grande hauteur de chute.

Ce serait recommencer mon compte rendu que d'entrer dans une description détaillée de chacun de ces objets; je me reporte à ce travail, mais je mentionnerai encore un détail qui, après 1896, trouva une application de plus en plus grande dans les turbines à haute chute, je veux parler du régulateur automatique de pression présenté à l'Exposition de Genève par la maison Escher Wyss et Bell, qui l'avait appliqué à divers systèmes de turbines.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

La création de cet appareil est due à la nécessité de prévenir les augmentations de pression qui se produisent dans les canalisations de grande longueur par suite de la fermeture brusque des organes de réglage, et il se compose essentiellement d'un bouchon à déplacement automatique disposé dans la canalisation en avant de la turbine : il remplace en quelque sorte la chambre à air.

Parallèlement à ces turbines à grande hauteur de chute, de construction particulière, qui viennent d'être décrites successivement, et dans lesquelles il ne se produisait en général, dans des canalisations, qu'un battement de 1 à 2 pouces d'eau au plus, se développa la construction de turbines à grande hauteur de chute, à plein débit ou à débit réduit, dont l'application, pour de grandes puissances, conduisit à établir des hauteurs de chute de 50 à 10 mètres.

Comme installation de ce genre, je citerai en premier lieu les ateliers d'électricité de la Sihl (près de Wädensweil), construits en 1893-1895, et pour laquelle la maison Escher Wyss a fourni cinq turbines Girard, ayant chacune une puissance de 400 chevaux, avec une hauteur de chute de 65 mètres pour 360 tours à la minute. Ces turbines sont à axes verticaux et construites pour être directement accouplées avec les générateurs. Elles donnent leur rendement maximum à demi-débit, et les vannes de réglage sont actionnées par des régulateurs automatiques commandés par un servomoteur hydraulique.

Le problème de l'utilisation aussi économique que possible de la hauteur de chute avec ces sortes de turbines a eu pour résultat de faire employer, pour la première fois en Suisse, l'appareil de Meunier. On sait que ce dernier repose sur le principe du réglage automatique de l'arrivée d'air dans le tuyau d'aspiration; qu'il permet par suite d'établir dans un tel tuyau les turbines Girard, dont le fonctionnement devient indépendant des variations de niveau. L'emploi de cet appareil constitue un progrès important. M. le professeur Wyssling, directeur de l'usine, a contribué d'une manière très efficace à ce progrès en accordant toute sa confiance, pour cette installation à haute chute, aux projets de la maison Escher Wyss et aux résultats des essais qui avaient eu lieu sous ma direction pour une turbine à faible hauteur de chute.

L'ensemble des travaux hydrauliques faisant partie de l'installation présente également le plus grand intérêt : il comprend un barrage établi dans la Sihl; une galerie de $2^{km},200$ de long; un étang d'une contenance de 250000 mètres cubes, dont les bords sont formés d'un côté par les pentes d'un vallon et de l'autre par une digue en terre battue ayant 107 mètres de longueur sur 15 mètres de hauteur et $63^{m},50$ d'épaisseur à la base; une canalisation de 705 mètres de longueur, faite avec des tuyaux en tôle de fer de $1^{m},50$ de diamètre, munie, en des endroits appropriés, de cheminées d'air destinées à éviter des coups de bélier.

Comme installations de ce genre, je citerai encore : les usines d'électricité de la Goule, installées également par Escher Wyss; les installations pour le chemin de fer de la Jungfrau, établies par Rieter et C^{ie}; les nouvelles installations de Dornberg près de Lucerne, établies par Bell et C^{ie}, et une série d'autres, réalisant chacune de leur côté des progrès importants.

Je me vois encore dans l'obligation de revenir sur l'Exposition de Genève de 1896; car on y trouve aussi certains objets qui furent, pour ainsi dire, les points de départ des progrès réalisés depuis cette époque. Ce sont :

1° Les bascules extérieures construites par Piccard, pour turbines à haute charge à une et deux couronnes directrices, et un tiroir régulateur pour zones tangentielles exécuté aux ateliers de constructions mécaniques; ces appareils ont pour objet de diminuer

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

la charge sur les organes régulateurs de la turbine de manière à réduire autant que possible le moment de la pression de l'eau sur ces organes, par rapport aux axes de rotation des tiroirs;

2° Un tiroir à fentes pour turbines à débit plein, établi par Piccard sur une installation de 3 chevaux (pour Tresque);

3° Enfin la turbine Francis, à régulateur de Fink, exposée par les ateliers de constructions mécaniques de Vevey.

Les appareils signalés sous le n° 1 ne sont généralement employés que par les maisons qui les construisent, mais celles-ci en ont fait de nombreuses applications avec le plus grand succès. Ainsi Piccard emploie des bascules extérieures avec des turbines à fortes charges, construites pour des hauteurs de chute pouvant atteindre 5 mètres et pour une puissance allant jusqu'à 2 200 chevaux. Comme exemple d'une application des bascules extérieures, je citerai l'installation de Combe Garaut, exposée au Salon d'honneur.

Le tiroir à fentes, qui est incontestablement l'organe de réglage le plus simple, si même il n'est pas le plus rationnel au point de vue de la constance du rendement, a trouvé dans la suite un grand nombre d'applications. De même que l'installation exposée au Salon d'honneur par les Clées Yverdon, l'installation établie par Piccard pour l'usine d'électricité de Thusis comprend des turbines munies de ce genre de tiroirs. D'autres maisons en ont aussi fait usage soit dans leurs travaux d'exécution, soit dans leurs projets, comme, par exemple, Escher Wyss, pour les turbines de 300 chevaux, à Kanderwork, dans lesquelles le tiroir subit non pas un déplacement axial, mais un mouvement de rotation produit par le triple choc de l'eau sur les turbines.

L'inconvénient signalé plus haut : de la faible action du régulateur sur le rendement, est largement compensé par les avantages que présentent sa simplicité de construction et son action rapide dans tous les cas où, par suite de la répartition de l'énergie totale sur plusieurs unités, l'écoulement économique de l'eau peut être réglé d'une autre manière, et où l'état d'agitation de l'eau nécessite la suppression de toute partie mobile à l'intérieur de la turbine. L'emploi de la turbine Francis de construction moderne, créée en 1896, est d'une importance capitale pour le développement de la construction des turbines en Suisse.

Il est certain que, dès 1855, 1857 et plus tard, les maisons Rieter et Escher Wyss construisaient des turbines Francis, et cela sous l'influence des publications que fit Francis lui-même dans son ouvrage remarquable intitulé *The Lowell Hydraulique Experiments*. Cependant on verra, d'après les statistiques, que le nombre des turbines de ce système construites jusqu'à cette époque est plus qu'insignifiant et que, d'ailleurs, dans toutes ces machines, le point caractéristique de la turbine moderne de Francis fait défaut : je veux parler du déplacement angulaire simultané des aubes de la roue directrice, tel qu'il avait été proposé en 1865-1866 par le professeur Fink, de Berlin, et développé dans la suite, d'une manière systématique, par la maison Voit, à Heidenheim.

Il n'est pas douteux que les avantages reconnus au dispositif de Francis, d'ailleurs faciles à établir par un simple calcul, étaient, toutes choses égales d'ailleurs, la possibilité d'employer les plus petites dimensions, de disposer de plusieurs rangées de couronnes les unes au-dessus des autres, et d'obtenir ainsi une grande consommation d'eau pour de petits diamètres.

Ces avantages, et celui de répondre au besoin d'une grande puissance avec un grand nombre de tours, valurent à ce système un développement rapide. Mais il faut cependant admettre, comme une cause tout aussi importante de l'adoption rapide et générale du système, la reconnaissance de plus en plus précise, fondée sur des études théoriques et des expériences, d'une autre propriété de ces appareils : qu'avec une distribution

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

commode de l'eau, dans les chambres d'admission et d'évacuation et un tuyau d'aspiration, ils assurent, même pour les courants de faible diamètre, toute la régularité, nécessaire à un bon rendement dans le remplissage, par l'eau en mouvement, de toutes les parties de la turbine.

Cette découverte constitue l'un des progrès les plus sérieux dans la construction moderne des turbines : elle a détroné l'axiome qui posait, comme une nécessité absolue, le prolongement de l'aubage de la roue directrice jusqu'au contact direct de la roue mobile et considérait comme une condition indispensable d'un bon rendement la variabilité simultanée des angles des aubes de la roue directrice et de la roue mobile ; c'est toute une série de constructions de régularisateurs qui a, sans l'ombre d'un doute, a plani le chemin au libre développement de ces appareils.

C'est ainsi que nous voyons, depuis l'année 1894, la construction des turbines Francis modernes entreprise par presque toutes les maisons de Suisse, et il suffira de quelques chiffres pour caractériser l'essor pris par ce système. Jusqu'en 1896, les turbines de l'ancien système Francis construites en Suisse représentent, en chiffres ronds, un total de 600 chevaux. Depuis l'année 1896 jusqu'en 1899, le nombre des turbines du nouveau système s'élève à deux cent dix, représentant un total de 80 000 chevaux. Nous trouvons ce système dans les installations récentes les plus importantes. Naturellement, pour la disposition et la construction, il varie et est adapté aux idées personnelles des constructeurs des différentes maisons. Je signalerai les modes d'exécution adoptés par Bell à l'atelier d'électricité Hagnetk et par Rieter dans l'Usine centrale d'électricité Le Glant, dont on peut trouver les plans au Salon d'honneur.

On a vu s'élever des constructions dans lesquelles on avait pris un tel soin d'adapter le système aux conditions d'établissement les plus diverses, que l'on est arrivé à l'extrême limite de ce que l'on peut obtenir au point de vue économique : citons, par exemple, les turbines de 200 chevaux, construites par Escher Wyss à la fabrique de papiers sur la Sihl, dont le rendement s'est élevé, d'après les essais de réception, jusqu'à 86 p. 100, en faisant varier, dans des limites étendues, la charge active.

Il semble presque, avec de pareils progrès, que le problème de l'industrie des turbines soit complètement résolu. C'est d'ailleurs en partie vrai, et si l'on arrive à réaliser, à une époque que l'on peut prévoir assez prochaine, les grands projets de la Suisse, destinés à l'utilisation d'une force de 120 000 chevaux environ, ces travaux seront exécutés d'après les expériences et les connaissances acquises jusqu'à ce jour. Il n'est pas moins vraisemblable que la mise en valeur de forces hydrauliques aussi considérables nous conduira à de nouveaux besoins, que nous ne soupçonnons pas plus aujourd'hui, qu'il y a quelque temps à peine, nous ne nous doutions des exigences que présente le fonctionnement des moteurs hydrauliques lorsqu'ils servent comme transformateurs d'énergie pour les installations électrochimiques ou des transports à grande distance.

Je termine ici mon rapport, et je me considérerai comme ayant bien rempli la mission qui m'avait été confiée, si j'ai pu réussir, mes très honorés Collègues, à vous présenter une image, même imparfaite, de l'industrie des turbines en Suisse, industrie qui est, pour ce pays, un don de la nature, mais qui a été porté, par l'activité infatigable d'un peuple laborieux, à un haut degré de perfection.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

CINQUIÈME QUESTION

RAPPORT SUR L'ÉTAT ACTUEL DE LA THÉORIE

ET DE

LA CONSTRUCTION DES TURBINES HYDRAULIQUES

Par A. Rateau

INGÉNIEUR DES MINES

Chargé de présenter au Congrès international de Mécanique appliquée un rapport d'ensemble sur l'état actuel de la théorie et de la construction des turbines hydrauliques, je ne saurais mieux faire que de reproduire en partie, en les résumant, les articles que j'ai récemment écrits et publiés dans la *Revue de Mécanique*. J'ai seulement un peu modifié l'exposé de la théorie particulièrement en ce qui concerne le coefficient de puissance des turbines.

GÉNÉRALITÉS SUR LES TURBINES

I. — Classification des turbines. — On a essayé et effectivement employé, comme turbines hydrauliques, tous les genres possibles. Beaucoup de ces genres se sont maintenus dans la pratique. Voyons, tout d'abord, rapidement ce qui les caractérise, et comment on les classe suivant le point de vue auquel on les envisage.

Grandeur de la chute et du débit. — Les hauteurs de chute et les débits auxquels on a appliqué les moteurs hydrauliques présentent une amplitude énorme. On peut citer les limites suivantes :

Comme hauteurs, depuis $0^m,12$ [1] jusqu'à plus de 600 mètres [2];

Comme débit, depuis une fraction de litre seulement par seconde jusqu'à plus de 14 mètres cubes [3] et même 20 mètres cubes [4].

On voit par là avec quelle souplesse merveilleuse ces appareils se prêtent aux conditions diverses qui leur sont imposées.

1. Turbine de 10 kilogrammètres installée à Magnens, près Carcassonne, par F. L. Schabaver, *Publication industrielle d'Armengaud*, XXX vol.

2. Roue Pelton au Comstock, donnant 100 chevaux sous l'énorme charge de 630 mètres. G. Richard, *Bulletin de la Société d'Encouragement*, 1894. Il existe aussi en France, à Chapareillan près de Chambéry, des turbines alimentées par une chute de plus de 600 mètres.

3. Turbines de Chèvres de 1 000 chevaux. *Bulletin de la Société vaudoise des Ingénieurs*, 1897.

4. Turbine Girard, de $4^m,60$ de diamètre moyen, installée par E. Callon, à Genève. Meissner, *Hydraulischen Motoren*, pl. XVII.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Dans ce domaine très étendu, on distingue habituellement, aux deux extrémités, les basses chutes et les hautes chutes, les petits débits et les grands débits, sans que la frontière entre ces catégories puisse être fixée d'une manière précise. On est cependant assez généralement d'accord pour qualifier de petites chutes celles qui sont inférieures à 6 mètres et de grandes celles qui dépassent 40 mètres.

Axe horizontal ou vertical. — L'axe de rotation de la turbine peut être disposé suivant la verticale ou en horizontale. Dans le premier cas, le pivot doit réclamer toute l'attention du constructeur pour ne pas occasionner d'ennuis : nous en parlerons dans le quatrième chapitre. Les turbines à axe vertical sont presque toujours unilatérales, c'est-à-dire dissymétriques.

Au contraire, les turbines à axe horizontal, qu'on appelle quelquefois aussi des roues hydrauliques, sont le plus souvent symétriques par rapport à un plan perpendiculaire à l'axe, de manière qu'il n'y ait aucune poussée longitudinale sur l'arbre. Cette symétrie est obtenue soit par une seule roue mobile, présentant elle-même la symétrie, soit aussi par l'attelage sur le même arbre de deux turbines dissymétriques semblables, mais orientées en sens opposé.

On ne paraît pas avoir jamais construit de turbine à axe incliné. Il n'y aurait pas de difficulté à le faire si cette disposition pouvait avoir quelque utilité.

Turbines noyées ou non noyées. — Il y a tout avantage à faire tourner la turbine dans l'air, au-dessus du niveau dans le bief d'aval, chaque fois qu'on le peut; car les frottements de la roue dans le fluide ambiant sont ainsi plus faibles que lorsqu'elle est noyée, et surtout, la veine liquide en mouvement, lors des ouvertures partielles du vannage, n'ayant autour d'elle que de l'air, d'un poids spécifique infiniment plus faible que le sien propre, n'éprouve pas de résistance sensible lorsque l'aubage mobile passe de la partie active du distributeur à la partie inactive, ou inversement; c'est donc pour les turbines à injection partielle que la suspension dans l'air est particulièrement à recommander. Son emploi est d'ailleurs général dans ce cas.

Mais l'élévation de la turbine au-dessus du bief d'aval fait nécessairement perdre une fraction de la chute. Cette fraction est, il est vrai, relativement faible si la hauteur de chute est grande, et elle peut être réduite à bien peu de chose avec les turbines à axe vertical, qu'on peut approcher autant qu'on veut du niveau du bief d'aval, tout en laissant les organes de transmission à un niveau plus élevé.

Par contre, dans le cas des basses chutes, qui est aussi celui où le niveau du bief d'aval est le plus variable, il importe de ne rien perdre de la hauteur de chute, et il devient alors nécessaire de noyer l'appareil. Cela procure, de plus, l'avantage que la roue mobile peut être établie à une hauteur quelconque par rapport au bief d'aval, en la plaçant dans un tube ou puits toujours plein d'eau. Toutefois, la hauteur de la turbine au-dessus du niveau du bief d'aval doit rester inférieure à la colonne de liquide correspondant à la pression atmosphérique (soit 10 mètres environ) et même inférieure à 7 mètres, si l'on veut être sûr qu'il ne se produise pas de dégagement d'air capable d'amener le désamorçage dans la colonne en mouvement. Il n'y a pas du tout d'impossibilité à placer la roue mobile noyée très en contre-bas du niveau dans le bief d'aval; mais on évite cette disposition afin de rendre la visite de l'appareil plus facile. Lorsque, en effet, l'appareil est situé au-dessus du bief d'aval, il suffit de couper l'arrivée d'eau, en fermant la vanne d'amont, pour qu'on puisse accéder librement à tous ses organes.

Dans le cas de toutes petites chutes, l'appareil peut être maintenu au-dessus du bief d'aval (même à une hauteur de plusieurs mètres s'il le fallait) en disposant le tube qui le contient en forme de siphon. Il faut alors nécessairement prévoir une pompe ou un éjecteur à trompe permettant d'aspirer l'air contenu dans le tuyau avant la mise en

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

marche, et de produire ainsi l'amorçage de ce siphon; celui-ci doit d'ailleurs être parfaitement étanche pour éviter les désamorçages par rentrées d'air (1).

Une autre disposition, également employée quelquefois pour les petites chutes, avec laquelle il n'est plus besoin de siphon, consiste à alimenter la turbine par-dessous; celle-ci est alors forcément du type centrifuge avec axe vertical.

Les turbines dans lesquelles l'eau remplit les canaux de la roue mobile s'appellent turbines à *veines moulées*, par opposition aux turbines tournant dans l'air qu'on désigne parfois sous le nom de turbines à *veines libres*.

Injection complète ou partielle. — L'arrivée du fluide moteur dans la roue mobile peut se faire sur toute la circonférence de cette roue, ou seulement sur une partie de cette circonférence. On dit, dans le premier cas, que l'injection est *complète ou totale*, et, dans le second, qu'elle est *partielle*. L'injection complète convient aux basses chutes, tandis que pour les hautes chutes, on est nécessairement conduit à l'alimentation partielle, afin de conserver à l'appareil un diamètre raisonnable et de limiter la vitesse angulaire de rotation à la valeur assignée *a priori* par la machine que la turbine doit conduire.

Remarquons que, avec l'alimentation complète, l'écoulement de l'eau dans l'aubage de la roue mobile est parfaitement continu, tandis qu'il est intermittent dans le cas de l'alimentation partielle, où les canaux mobiles ne viennent recevoir qu'à tour de rôle la veine fluide motrice. Il faut éviter avec soin de noyer les turbines à injection partielle, sans quoi il y aurait à redouter les chocs violents, ou coups de bélier, qui ne manqueraient pas de se produire par le mouvement pulsatoire de l'eau dans les canaux mobiles. On prend même généralement la précaution d'assurer la libre circulation de l'air dans la turbine par des ouvertures latérales, ainsi que Girard nous a appris à le faire.

Turbine avec distributeur ou sans distributeur. — Presque toutes les turbines sont munies d'un *distributeur*, c'est-à-dire d'un organe destiné à guider le fluide avant son entrée dans la roue mobile et à assurer la constance de l'angle sous lequel la veine fluide traverse l'orifice d'entrée de cette roue. Le distributeur est quelquefois fort simple. Dans les turbines à injection complète, il est constitué par des ailes fixes auxquelles on donne le nom de *directrices*.

On a fait aussi des turbines sans distributeur, dans lesquelles le fluide moteur arrive librement jusqu'à l'orifice d'entrée de la roue; nous avons expliqué ailleurs pourquoi ces turbines ne peuvent, au point de vue du rendement mécanique, lutter avec celles qui sont pourvues d'un distributeur. Aussi ne sont-elles plus employées.

Turbines hélicoïdes, centrifuges, centripètes, mixtes, hélico-centripètes. — La roue mobile ou turbine proprement dite se compose dans ces types de moteurs de canaux en plus ou moins grand nombre, régulièrement distribués autour de l'axe. Ces canaux sont formés par des ailes fixées par un de leurs côtés sur un moyeu et dont le côté opposé peut être libre, mais quelquefois aussi soudé à un anneau qui tourne avec le moyeu.

Au sujet des deux autres côtés ou bords des ailes, il faut distinguer le *bord d'entrée*, dont la révolution autour de l'axe engendre *l'orifice d'entrée* de la turbine, et le *bord de sortie*, qui engendre, en tournant, *l'orifice de sortie* de la turbine.

On divise les turbines en trois classes, d'après la direction du mouvement relatif du fluide dans leur intérieur. Si le fluide se meut en s'écartant de l'axe, la turbine est dite *centrifuge*, elle est *centripète* dans le cas contraire[2], enfin on l'appelle *hélicoïde* ou

1. Le siphon a été plusieurs fois employé par Girard et Callon à partir de 1854, notamment dans l'ancienne usine hydraulique de Genève.

2. Les Allemands disent aussi : *Turbines à distribution intérieure* pour centrifuge, et à *distribution extérieure* pour centripète.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

axiale si les trajectoires du fluide restent à la même distance de l'axe ou à peu près. Cette distinction est intéressante à divers points de vue. Le distributeur et le diffuseur qu'on ajoute parfois à la machine ont des formes différentes, suivant qu'ils s'appliquent à l'une ou à l'autre de ces sortes de turbines. L'action de la force centrifuge d'entraînement et celle de la force centrifuge composée sont aussi très différentes.

Les turbines de n'importe quelle classe peuvent être *bilatérales* ou *unilatérales*, suivant que le fluide y entre des deux côtés à la fois ou d'un seul côté.

Dans le premier cas, la turbine est symétrique par rapport à son plan moyen et le fluide y circule symétriquement par rapport à ce plan. Il est évident qu'une turbine bilatérale équivaut à deux turbines unilatérales juxtaposées. Dans une turbine bilatérale, les poussées parallèles à l'axe se font très exactement équilibre, tandis qu'avec les turbines unilatérales il existe généralement une poussée longitudinale suivant l'arbre. Mais ces dernières offrent plus de simplicité. Tous ces genres de turbines ont été utilisés. Autrefois, en Europe, c'étaient seulement des turbines hélicoïdes et centrifuges qu'on installait; mais les Américains nous ont appris à préférer souvent les turbines centripètes. Ces dernières sont appelées *mixtes* lorsque l'aubage se contourne de manière à suivre le mouvement de l'eau dont la trajectoire tend à devenir parallèle à l'axe, à la sortie de la roue mobile. Pour nous, les turbines dites mixtes sont tout simplement des turbines centripètes.

Plus récemment, en vue d'obtenir le plus grand pouvoir débitant possible, on a imaginé les turbines coniques, dans lesquelles l'orifice d'entrée, ainsi d'ailleurs que l'orifice de sortie, sont disposés suivant des troncs de cône. Le mouvement de l'eau, à l'entrée de la roue, est déjà hélicoïde en même temps que centripète, c'est-à-dire que la vitesse de l'eau a une composante parallèle à l'axe et une composante perpendiculaire à l'axe. C'est pourquoi nous appelons ces turbines *hélico-centripètes*.

Turbines sans réaction ou avec réaction. — Nous touchons ici à un sujet très important. L'énergie totale que la chute cède à la turbine se transmet toujours par le moyen de la vitesse relative du fluide dans les canaux mobiles, combinée avec la courbure de ces canaux. Grâce à cette vitesse, la pression du fluide sur la face concave de chaque canal est plus grande que sur la surface convexe, et ainsi se produit l'*impulsion* sur la roue. Mais il n'est pas nécessaire, pour cela, que toute l'énergie disponible dans la chute se trouve à l'état cinétique, c'est-à-dire à l'état de vitesse, lorsque le fluide arrive à la roue mobile. Si cela a lieu, si, en d'autres termes, la vitesse absolue v_0, avec laquelle le fluide entre dans la roue, est égale à $\sqrt{2gH}$, H désignant la hauteur nette de chute, ou du moins peu différente, la différence provenant des pertes de charge dans les tuyaux de conduite et dans le distributeur, on dit que la turbine est *sans réaction*, ou encore que c'est une turbine d'*impulsion*[1].

Toutes les turbines à injection partielle, qui fonctionnent nécessairement dans l'air, appartiennent à cette catégorie, parce que la pression qui règne tout autour et à l'intérieur de la roue mobile, ainsi, par conséquent, qu'à la sortie du distributeur, n'est pas différente de la pression atmosphérique, qui doit être considérée comme celle du bief d'aval. Les turbines noyées peuvent aussi fonctionner sans réaction, — il est vrai que cela est rare en pratique. Si, dans ce cas, l'orifice d'entrée dans la roue mobile est juste au niveau du bief d'aval, la pression qui y règne est égale à la pression atmosphérique, sinon elle est égale à la pression atmosphérique augmentée ou diminuée de ce qui correspond à la hauteur dont cet orifice est engagé au-dessous du niveau du bief d'aval,

1. Ces appellations, bien que peu justifiées, sont aujourd'hui consacrées par la plupart des traités sur les turbines.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

ou élevé au-dessus de ce niveau. En tout cas, on peut dire encore que ces turbines sans réaction sont caractérisées par la constance de la pression dans toute la roue mobile, depuis l'orifice d'entrée jusqu'à l'orifice de sortie ($p_0 = p_1$).

Si, au contraire, la pression p_0, à l'entrée de la roue mobile, est supérieure à la pression p_1 à la sortie de cette roue ($p_0 > p_1$), on dit que la turbine fonctionne avec *réaction*. La vitesse absolue v_0, à l'entrée de la roue, est alors plus petite que $\sqrt{2\,g\,H}$, et une partie seulement de l'énergie de la chute se trouve à l'état d'énergie cinétique résultant de cette vitesse; le reste est encore sous forme d'énergie potentielle de pression qui se transformera progressivement en énergie cinétique de vitesse, aussitôt absorbée par la roue, à mesure que le fluide avancera vers la sortie des canaux mobiles.

Pour que l'abaissement de pression de p_1 à p_0 se produise dans la turbine, il n'est pas nécessaire qu'elle soit noyée, mais il faut que les canaux soient toujours pleins d'eau; c'est pourquoi les turbines à réaction sont généralement noyées et, en tout cas, toujours à admission complète.

Le *degré de réaction* peut être très différent, depuis le cas des turbines sans réaction jusqu'au cas où la pression à l'entrée de la roue serait peu différente de celle qui est donnée par toute la hauteur de chute. On l'évalue, en nombre, par le rapport entre la pression qui reste à absorber par la roue ($p_0 - p_1$), et celle, HH, qui correspond à la hauteur de chute (II étant le poids spécifique du fluide et H la hauteur de chute nette, déduction faite des pertes de charge dans la conduite d'amenée et dans celle d'évacuation de l'eau). Si nous désignons par la lettre grecque ε ce degré de réaction, nous aurons donc la formule :

$$\varepsilon = \frac{p_0 - p_1}{\Pi\,H}; \qquad (1)$$

ou encore,

$$\varepsilon = 1 - \frac{v_0^2}{2g\,H},$$

puisque la vitesse v_0 est donnée, d'après le théorème de Bernouilli, par

$$\frac{v_0^2}{2g} = H - \frac{p_0 - p_1}{\Pi}, \qquad (2)$$

en négligeant les pertes de charge dans le distributeur ainsi que les variations de niveau dans la roue.

Dans la pratique, on rencontre à peu près tous les degrés de réaction depuis zéro (turbines d'impulsion) jusqu'à 0,70. Habituellement il s'écarte peu de la valeur 0,50, qui est propre à la turbine Jonval.

Dans les turbines d'impulsion tournant dans l'air (turbines à libre déviation de Girard, *Strahl Turbinen* des Allemands), la veine d'eau ne remplit pas ordinairement les canaux mobiles, c'est-à-dire qu'elle s'appuie sur la face impulsive des ailes sans toucher le revers ou dos des ailes suivantes. Il faut alors soigneusement assurer la *ventilation* de l'aubage. Mais il y a des turbines d'impulsion, même tournant dans l'air, où les canaux sont remplis par les veines d'eau. Elles sont alors susceptibles d'un léger degré de réaction. Dans ce cas, on les appelle quelquefois turbines « intermédiaires » ou turbines limites (*Grenz Turbinen* des Allemands).

Cette distinction entre les turbines d'impulsion et les turbines à réaction est essentielle. Il importe de bien voir les modifications que l'augmentation du degré de réaction

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

apporte dans le tracé des aubes et dans le fonctionnement de l'appareil. Nous y insisterons plus tard.

Ainsi que l'a remarqué M. le professeur Sauvage[1], l'on pourrait imaginer des turbines à *réaction négative*, où p_1 serait plus grand que p_0, et cela doit avoir lieu en effet quelquefois avec certaines turbines noyées, dans le genre Fourneyron, par exemple, lorsque la vanne n'est qu'en partie levée; mais il faut éviter cette circonstance, qui ne peut qu'occasionner un rendement mécanique inférieur.

En résumé, nous diviserons les turbines en deux groupes principaux : les turbines à injection partielle, qui sont toujours des turbines sans réaction, tournant dans l'air, et les turbines à injection totale, qui sont généralement des turbines à réaction tournant soit dans l'air, soit dans l'eau, et toujours à veines moulées ; et chacun de ces groupes sera subdivisé en genres suivant que le mouvement de l'eau dans la roue mobile est hélicoïde, centrifuge, centripète ou mixte. Donnons un aperçu très sommaire de l'historique des turbines et de leur théorie.

II. — Historique. — Les roues à palettes planes, tournant autour d'un axe horizontal, employées depuis fort longtemps, et les roues à cuillers, roues à cuves, ou rouets volants, tournant autour d'un axe vertical, qu'on installait au siècle dernier, dans le midi de la France notamment, ne sont pas autre chose que des turbines à injection partielle très imparfaites. Leur rendement était généralement inférieur à 30 p. 100, d'après les expériences de Smeaton et de l'abbé Bossut, pour les roues en dessous, et d'après celles de Tardy et Piobert, officiers d'artillerie (1821), pour les roues à cuillers et à cuves installées dans les environs de Toulouse[2].

C'est seulement vers 1826 que les ingénieurs ont commencé à se rendre compte de la construction rationnelle de ce genre de moteurs hydrauliques. Ceux qu'il faut signaler en première ligne sont les ingénieurs français Burdin, Fourneyron et Poncelet.

Burdin, ingénieur des mines, doué d'une grande imagination, reprit les idées d'Euler[3]. C'est lui qui a lancé le mot de « turbines » en l'appliquant à un appareil qu'il fit construire et appliquer en 1826 au moulin de Pontgibaud. Il doit être considéré comme le créateur des turbines hélicoïdes, que perfectionnèrent plus tard Henschel, en Allemagne (1837), et Fontaine-Baron (1839), puis Jonval (1841), en France.

Les turbines Jonval, construites tout d'abord par la maison Kœchlin, sont des turbines à réaction, tandis que la turbine Fontaine est du genre sans réaction ou à faible degré de réaction.

Fourneyron produisit sa première turbine centrifuge en 1827, et l'essaya à Pont-sur-l'Ognon (Haute-Saône). Quelques autres exemplaires étaient déjà installés quand leur auteur obtint, en 1834, le prix de la Société d'Encouragement. La turbine Fourneyron réalisait alors un progrès énorme. Avec son distributeur cloisonné et son vannage à cylindre permettant de graduer la puissance de la machine, elle offrait déjà tous les organes essentiels des turbines actuelles. En peu de temps, presque du premier coup, l'inventeur porta le rendement mécanique de son appareil à 70 p. 100. C'est Fourneyron[4] aussi qui a imaginé de diviser, par des cloisons médianes, la couronne mobile en deux ou trois couronnes pouvant fonctionner séparément, et qui a indiqué l'emploi du « diffuseur » attribué également à l'Américain Boyden (1844).

Les turbines centripètes sont employées aux États-Unis depuis 1849, époque à

1. *Cours lithographié à l'École supérieure des Mines.*
2. Morin, *Hydraulique*, 3e édit., p. 403.
3. *Mémoires de l'Académie de Berlin*, 1754.
4. *Bulletin de la Société d'Encouragement*, 1834.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

laquelle l'ingénieur américain Francis les fit connaître et les vulgarisa. C'est pourquoi on les appelle des turbines Francis. En Europe, plusieurs savants y arrivèrent aussi, mais plus tard, notamment le professeur James Thomson de Belfast, en Angleterre, en 1852[1], et le professeur Zeuner, en Allemagne, en 1855[2]. Il ne faut pas toutefois oublier qu'une turbine centripète à injection totale avait été installée à la poudrerie du Bouchet bien avant 1849. Cet appareil fut essayé en 1845 par Morin[3], qui lui trouva un rendement maximum de 48 p. 100.

Tous les genres de turbines à injection complète étaient ainsi créés dès 1850. Il n'y eût plus depuis que des perfectionnements de détails, si ce n'est l'apparition, en 1893, de la turbine conique (hélico-centripète) qui a été installée déjà à un assez grand nombre d'exemplaires[4] par la maison Escher Wyss et Cie de Zürich.

Venons à l'injection partielle. Les roues en dessous, puis la roue Poncelet, sont des turbines à injection partielle procédant du mode centripète, ainsi que la roue tangentielle Zuppinger, dont Poncelet avait eu l'idée dès 1826[5]. Mais le grand développement de ce genre de moteur date de Girard qui, à partir de 1851, en construisit un grand nombre en collaboration avec Callon. Girard, inventeur fécond, à l'esprit original, essaya toutes sortes de systèmes. Il s'attacha pendant longtemps aux turbines sans directrices, genre tourniquet hydraulique ou genre roue-hélice. Mais ses efforts dans ce sens ne pouvaient être couronnés de succès. Par contre, on lui doit la vue très nette des avantages qu'on devait retirer du fonctionnement de la roue mobile dans l'air. Aussi est-ce justice d'appeler, comme on le fait souvent, « turbines Girard » les moteurs qui fonctionnent ainsi.

Mais Girard ne fit point de roues centripètes à injection tangentielle. Ce genre, abandonné depuis l'essai de Zuppinger, vers 1843, a été repris plus récemment, sous une forme bien différente d'ailleurs, par l'Américain L. A. Pelton, qui imagina, en 1880[6], l'ingénieux système des roues à augets, en forme de poche, symétriquement découpés en deux par une cloison médiane, qui constitue une sorte de turbine hélico-centripète. Les constructeurs suisses emploient également beaucoup maintenant le mode centripète pur, avec injection tangentielle partielle.

La régularisation des turbines, qui se faisait autrefois à la main, rarement à l'aide de dispositions automatiques, a dû être obtenue d'une manière beaucoup plus parfaite le jour où ces moteurs ont été appliqués à la conduite des machines dynamos. Ce sont les ingénieurs suisses, et particulièrement M. P. Piccard, de Genève, qui ont donné, par l'emploi du servo-moteur, la meilleure solution de ce problème. Le premier servo-moteur Piccard date de 1885. A peu près à la même époque, M. H. Léauté, professeur à l'École polytechnique, publiait[7] sa théorie du réglage des moteurs hydrauliques et des oscillations à longues périodes qui s'y produisent. Nous verrons plus tard avec quelle élégance cette théorie explique l'utilité de l'emploi du servo-moteur.

La théorie des turbines est restée longtemps bien imparfaite, depuis les travaux d'Euler[8]. La première tentative sérieuse qui ait été faite est due à Poncelet[9]. Cette

1. *Compte rendu de l'Association britannique*, 1852.
2. *Civil-Ingénieur*, 1855.
3. *Hydraulique*, p. 417.
4. Notamment sur le Rhône, en aval de Genève, à Chèvres, et en amont de Lyon, à Cusset.
5. Morin, *Hydraulique*.
6. W. A. Dable, Turbines tangentielles. *The Journal of Electricity*, San Francisco, vol. VIII, n° 4, 1899.
7. *Journal de l'École polytechnique*, 1886.
8. *Mémoires de l'Académie de Berlin*. 1754.
9. Théorie des effets mécaniques de la turbine Fourneyron. *Compte rendu de l'Académie des Sciences*, 30 juillet 1838.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

théorie a été améliorée par Combes[1], par le général Morin, par M. Gérardin[2] en France, par Rankine[3] en Angleterre et par Redtenbacher[4] et Weissbach[5] en Allemagne. Puis ce sont principalement les professeurs allemands qui la précisent et la perfectionnent grandement, ainsi qu'on le voit dans les ouvrages sur la théorie et la construction des turbines et roues hydrauliques publiés par Rittinger, Bach, Wiebe, Herrmann, Meissner, Grashof, Ludewig, Zeuner, etc.[6].

Nous pensons avoir de notre côté, dans les articles publiés de 1897 à 1900 dans la *Revue de Mécanique*, contribué à améliorer cette théorie sur différents points.

Expériences sur les turbines. — Mais la théorie ne suffit pas pour guider les constructeurs ; il faut qu'elle soit appuyée elle-même par l'expérience, qui seule est susceptible de faire connaître les coefficients numériques que la théorie laisse indéterminés.

On possède aujourd'hui de bonnes séries d'expériences sur la plupart des systèmes de turbines. Au sujet des roues en dessus à aubes planes, on a les anciennes expériences de Semeaton et de l'abbé Bossut ; et, pour les roues Poncelet, celles du général Morin (*Hydraulique*).

Sur la turbine Fourneyron, nous avons par exemple celles du général Morin (1837)[7], turbines de Moussay et de Mülhbach, et celles de Francis (1851), turbine de Trémont[8].

Sur la turbine Jonval à réaction, il en a été publié un assez grand nombre, notamment celles du général Morin (1865) et de Rittinger (1867)[9], qui a fait des essais très complets sur huit turbines différentes du genre Jonval ; puis celles de Meissner (1873)[10], du professeur Schröter (1885)[11].

Les turbines axiales, genre Fontaine, ont été expérimentées par M. le chef d'escadron d'artillerie Daugny, à Châtellerault, en 1863, et par Hœnel et Bernhard Lehmann (1861).

J'ai donné, d'après M. Cachin, une série inédite faite en 1886 sur une turbine hélicoïde Girard.

Enfin les turbines centripètes à injection totale ont été l'objet d'essais très complets de Francis : turbine des Boot Cotton Mills (1851), puis de la part de la Société « Holyoke Water Power Company » ; et, plus récemment, de la part de M. Pfarr (1892)[12].

Toutes ces séries d'expériences, publiées dans divers ouvrages ou revues, sont précieuses ; elles permettent de tracer les *courbes caractéristiques* des différents genres de turbines. On peut regretter cependant de n'en pas avoir davantage, surtout dans ces dernières années.

1. *Recherches théoriques et expérimentales sur les Roues à réaction ou à tuyaux.* Paris, 1841.
2. *Théorie des Moteurs hydrauliques* par H. GÉRARDIN, ingénieur en chef des ponts et chaussées, 1872.
3. *Manuel de Mécanique appliquée et Manuel de la Machine à vapeur et autres moteurs.* Paris, Dunod.
4. *Theorie und Bau der Turbinen und Ventilatoren.* Mannheim, 1844.
5. *Lehrbuch der Ingenieur, und Maschinen-Mechanik.* Braunschweig.
6. RITTINGER, *Theorie und Bau der Rohrtürbinen.* Vienne, 1851. — REDTENBACHER, *Theorie und Bau der Wasserräder*, 1858. — *C. Bach, Die Wasserräder.* Stuttgard, 1886.

Pr WIEBE, *Allgemeine Theorie der Turbinen.* Berlin. — Pr G. HERMANN, *Die graphische Theorie der Turbinen und Kreiselpumpen.* Berlin, 1887.

G. MEISSNER, *Die Hydraulik und die hydraulischen Motoren.* 2e édition, léna, 1897.

Dr F, GRASHOF, *Theoretische Maschinenlehre*, t. III. Leipzig, 1890.

Pr H. LUDEWIG, *Allgemeine Theorie der Turbinen.* Berlin, 1890. — Dr GUSTAVE JEUNER, *Volesungen. über Theorie der Turbinen.* Leipzig, 1899.

7. MORIN, *Hydraulique.*
8. J.-B. FRANCIS, *Lowell Hydraulic experiment* (1855).
9. MEISSNER, *Hydraulischen Motoren.*
10. *Ibid.*
11. *Zeitschrift des Ver. Deutscher Ing.*, Bd. XXX, p. 781.
12. *Zeitschrift des Ver. Deutscher. Ing.*, Bd. XXXVI, p. 797.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

On voit, par l'exposé rapide qui précède, qu'on a, tant au point de vue théorique que pratique, des renseignements très complets sur les turbines hydrauliques. Tous les systèmes ont été essayés ; certainement ce genre de moteurs est l'un de ceux qu'on connaît le mieux aujourd'hui et qu'on sait utiliser presque à la perfection. Sous ce rapport, il n'y a encore que les moteurs électriques qui puissent leur être comparés.

On ne doit pas espérer, nous pouvons l'affirmer, trouver des améliorations importantes sur ce sujet. Il reste seulement des perfectionnements de détails à apporter soit à la théorie, soit à la construction de ces machines.

III. — Pertes dans les turbines. — Les pertes d'énergie dans les turbines sont de plusieurs natures. Il convient de les ranger en deux classes : les pertes externes et les pertes internes.

Pertes externes. — Les pertes externes proviennent : 1° de la réduction de la hauteur de chute qui se produit dans le canal d'amenée à la turbine et dans le canal d'évacuation ; 2° de la réduction de débit occasionnée par la fuite au joint ; 3° des frottements de pivots ; 4° des frottements sur le fluide ambiant. Disons un mot de chacune de ces pertes, puis nous passerons aux pertes internes.

Frottement dans les tuyaux d'amenée et d'évacuation. — Dans le cas des turbines sur faibles chutes, il n'y a pas à proprement parler de tuyau d'amenée, car l'eau arrive ordinairement au distributeur par une section relativement très large. Mais si la hauteur de chute est grande, la conduite d'amenée peut être très longue (il y en a de plus de 6 kilomètres de longueur [1]), et alors, par économie, on lui donne un diamètre qui occasionne une perte de charge notable, allant parfois à 10 p. 100, et dépassant même cette valeur. Cette perte de charge, on le sait, est sensiblement proportionnelle au carré du débit; elle varie donc avec l'ouverture plus ou moins grande du vannage de la turbine.

Le tuyau d'évacuation est toujours très court, car l'appareil est établi au voisinage du bief d'aval, et la perte de charge qu'il produit est alors très faible et insensible s'il s'agit d'une turbine noyée. Il n'en est pas de même avec les turbines non noyées : toute la différence de niveau entre l'eau dans la bief d'aval et le point où l'eau s'échappe de la roue mobile est inutilement perdue, à moins d'employer le dispositif dont je parlerai plus loin, qui consiste à enfermer la turbine dans une chambre à air placée au sommet d'un tube de succion.

La hauteur de chute nette H, obtenue en défalquant ces pertes, peut donc être notablement inférieure à la hauteur de chute totale H_t, surtout avec les fortes charges qui nécessitent des turbines à injection partielle non noyées.

La réduction est importante à considérer par l'industrie qui emploie la machine, car, en définitive, ce qui l'intéresse, c'est le rendement final : rapport du travail recueilli sur l'arbre de la turbine au travail total $Q_t H_t$ disponible dans la chute. Mais pour nous, qui ne voulons étudier que le moteur en lui-même, nous devons laisser de côté ces pertes et ne considérer que la chute nette H. C'est ce que nous supposerons désormais.

Fuite au joint. — Dans les turbines à réaction, la pression à l'entrée de la roue mobile, c'est-à-dire dans le joint entre le distributeur fixe et cette roue mobile, est plus élevée qu'à l'extérieur. Il tend donc à s'y faire une fuite. C'est pourquoi il faut, dans ce genre de turbines, réduire au minimum le jeu du joint ; on prend des précautions pour cela ; malgré tout, la fuite existe, et, quoique faible en général, plus petite que 5 p. 100, il n'est pas possible, si l'on veut être exact, de la négliger.

1. Installation de Terni, en Italie, faite par la maison J. J. Rieter et Cie à Winterthur.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Nous poserons

$$Q_t = Q + q.$$

q étant la fuite au joint.

q est nul, remarquons-le, dans le cas des turbines sans réaction.

Cette fuite n'est pas nécessairement dirigée de l'intérieur vers l'extérieur de la turbine. Elle peut aussi avoir lieu de l'extérieur vers l'intérieur, si, comme cela arrive parfois, une partie de la roue mobile est baignée par le fluide à la pression d'amont.

De plus, il convient de tenir compte aussi des fuites intérieures, qui se produisent le long des cloisons séparatives quand la roue mobile est subdivisée en plusieurs anneaux ayant des degrés de réaction différents.

Frottement de l'arbre. — Le frottement de l'arbre tournant sur son pivot, sur les colliers-guides et dans les boîtes à bourrage qui l'entourent, a été l'objet de recherches expérimentales de la part de Bernhard Lehmann en 1879[1]. Il a été trouvé que les turbines centrifuges ou centripètes ne donnent que 1 à 1,5 p. 100 de frottement d'arbre à pleine charge, tandis que les turbines axiales, genre Fontaine ou Jonval, dans lesquelles il se produit suivant l'axe une importante poussée hydraulique qui s'ajoute au poids de la partie tournante, le frottement peut faire perdre davantage, jusqu'à 3,6 p. 100 en pleine marche.

Il y a tout lieu de penser, qu'avec les procédés d'équilibrage que l'on emploie aujourd'hui, cette perte est réduite à 1,5 p. 100 au plus dans presque tous les cas.

Frottement sur le fluide ambiant. — Si la roue tourne dans l'air, la résistance de frottement sur le fluide inactif ambiant est évidemment négligeable par rapport à la puissance du moteur. Mais il n'en est pas de même quand la turbine est noyée, et la perte, très faible si l'admission à la roue est complète, peut devenir très importante avec l'admission partielle. On manque d'expériences précises à ce sujet.

Pertes internes. — Considérons maintenant les pertes internes. Elles se produisent : 1° dans le distributeur; 2° à l'entrée de la roue mobile; 3° dans l'intérieur de la roue mobile; 4° à la sortie de la roue mobile; 5° à la vanne de réglage, quand celle-ci n'est pas complètement ouverte.

Perte de charge dans le distributeur. — Les auteurs ne sont pas bien d'accord sur la grandeur relative des pertes dans les canaux du distributeur; cela provient, à notre avis, d'une confusion entre le coefficient de contraction et le coefficient de réduction de vitesse. Si les canaux du distributeur sont courbes, le coefficient de dépense est voisin de 0,85, parce que la courbure des trajectoires occasionne une forte contraction des veines fluides à la sortie de ces canaux. Mais la réduction de vitesse due au frottement, que Meissner, notamment, estime à 4 ou 5 p. 100, doit être, en réalité, beaucoup plus faible, car à ces chiffres correspondrait une perte d'énergie double, soit 8 à 10 p. 100, très certainement exagérée.

Nous distinguons deux cas, suivant que les canaux du distributeur, évidemment toujours convergents, ont leur axe rectiligne ou courbe. Quand ils sont rectilignes, comme dans la roue Pelton ou certaines turbines centripètes, on peut affirmer que la perte d'énergie au distributeur ne dépasse pas 2 p. 100 et peut-être même pas 1 p. 100 à pleine charge, si les parois du canal sont bien lisses, soit une réduction de vitesse de 0,5 à 1 p. 100 seulement.

Si, au contraire, ces canaux sont courbes, comme dans la grande majorité des turbines, la perte est un peu plus forte, mais elle ne dépasse généralement pas 3 à 4

1. *Zeitschrift des Ver. deutscher Ing.* 1879.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

pour 100 environ, à moins que les canaux ne soient que peu convergents. Dans les turbines centrifuges genre Fourneyron, l'entrée au distributeur se faisant à une distance de l'axe plus faible que la sortie, il est impossible de tenir cette entrée beaucoup plus large que la sortie; les canaux du distributeur sont, dans ce cas, peu convergents; l'eau y entre avec une grande vitesse, il se produit donc à l'entrée une forte contraction et des remous qui font perdre jusqu'à 10 et peut-être même, dans certains cas, 15 p. 100 de l'énergie de la chute. Telle est, pensons-nous, la cause principale de l'infériorité du rendement de la turbine Fourneyron sur les turbines axiales ou centripètes.

La perte dans le distributeur est naturellement, toutes autres choses égales, proportionnelle au carré de la vitesse v_0 de l'eau à la sortie de ce distributeur; elle est donc d'autant plus faible que le degré de réaction ε est plus élevé, et proportionnelle au complément $1-\varepsilon$ du degré de réaction.

Pertes à l'entrée de la roue mobile. — A l'entrée de la roue mobile, outre la fuite dont nous avons parlé précédemment, il se produit une perte d'énergie par l'effet de deux causes bien différentes : *a*) le défaut d'uniformité de la veine d'eau qui sort du distributeur, et *b*) le choc contre le bord d'entrée et les premiers éléments des aubes.

a) La première cause n'a lieu que dans les turbines dont le distributeur se compose de plus d'un canal. La courbure de ces canaux occasionne une dissymétrie dans les jets liquides qui en sortent, car ces jets sont poussés du côté de la concavité des directrices plutôt que du côté de la convexité, d'où une séparation très nette entre les jets sortant de deux canaux contigus, et l'intervalle est d'ailleurs encore augmenté de toute l'épaisseur des ailes (fig. 1).

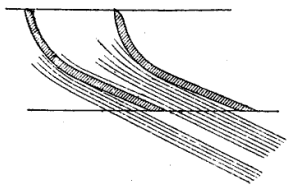


Fig. 1.

Cette séparation entre les jets actifs est peut-être une cause de tourbillonnements dans le joint par épanouissement brusque des jets, mais elle occasionne surtout un mouvement légèrement pulsatoire dans les canaux de la roue mobile, qui passent à tour de rôle devant chacun des intervalles inactifs. De ce régime pulsatoire, résulte nécessairement une dissipation d'énergie qui est relativement bien faible, il est vrai, dans le cas de l'injection complète, mais qui devient très importante avec l'injection partielle et le fonctionnement noyé, à mesure que s'augmente l'intervalle entre les jets actifs.

b) Le courant fluide qui sort du distributeur est découpé en tranches par les ailes de la roue mobile. Le bord d'entrée de chacune d'elles, aminci en biseau, sépare le fluide en deux parties, dont l'une continue de se mouvoir contre la face concave impulsive de l'aile, tandis que l'autre contourne le dos de cette aile pour aller frapper celle qui la précède. Le choc de l'eau contre le bord d'entrée des ailes est une nouvelle cause de perte très importante, qu'il faut s'attacher à réduire autant que possible.

Le minimum de perte est obtenu lorsque la vitesse relative de l'eau est tangente au premier élément du dos de l'aile. C'est uniquement le dos de l'aile qu'il convient d'envisager ici, et non pas la face de l'aile, à moins que les ailes ne soient très épaisses.

J'ai insisté sur cette question dans la *Revue de Mécanique*.

Pertes dans la roue mobile. — Les frottements et tourbillonnements du fluide dans l'intérieur des canaux mobiles est encore une source de pertes, qui se manifestent soit par un abaissement de la pression à la sortie de la turbine, soit par un ralentissement dans la vitesse relative. Pour la réduire au minimum, il faut faire la surface des canaux aussi peu rugueuse que possible et régler convenablement l'écartement des ailes. En augmentant leur nombre, on accroît la surface de frottement et, par là, les pertes; en le réduisant trop, au contraire, on fait intervenir un autre inconvénient grave : la mau-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

vaise entrée de la veine dans l'aubage. Si, en effet, l'entrée du canal est trop large, les filets qui se meuvent du côté de la convexité d'une aile tendant à recouper sous un grand angle la face concave de l'aile précédente ou les filets qui se trouvent au voisinage de cette surface et, de là, naissent des chocs et tourbillonnements de fluide susceptibles de faire perdre beaucoup d'énergie.

La pratique a montré que l'écartement le meilleur des ailes est tel que la longueur développée des canaux soit d'environ 3,5 à 5 fois leur largeur moyenne.

Au total, la perte dans la roue mobile, résultant des deux effets que nous venons d'analyser, s'élève à environ 6 p. 100 dans les appareils bien établis.

Perte par vitesse restante. — L'eau, en s'échappant de la roue mobile avec une vitesse absolue v_1, emporte une quantité de force vive qui correspond à une hauteur de chute égale à $\frac{v_1^2}{2g}$; comme v_1 est ordinairement voisin du quart de $\sqrt{2gH}$, la perte qui en provient est d'environ 1/16, soit 6 p. 100; ce n'est pas beaucoup. On peut, d'ailleurs, en partie récupérer cette perte de la moitié à peu près, en disposant à la suite de la turbine un diffuseur qui sert à amortir cette vitesse et à relever la pression d'une quantité correspondante.

Perte à la vanne de fermeture. — Quand la turbine ne fonctionne pas à pleine charge, le vannage réduit les passages d'écoulement du fluide et occasionne une perte qui peut être faible ou très considérable, suivant la position qu'occupe le vannage par rapport à la roue mobile.

Très fréquemment, la vanne de réglage est placée à la sortie du distributeur. C'est sa meilleure situation (turbine Fourneyron, turbine Hercule, roue Pelton); elle ne produit alors qu'une très faible perte, car son effet est de réduire l'orifice d'écoulement du fluide à la sortie du distributeur, et par là le débit, sans amoindrir notablement la vitesse absolue v_1 avec laquelle l'eau pénètre dans la roue mobile. Bien mieux, on a pu constater sur certaines turbines à réaction du type Fourneyron ou du type « Hercule », par exemple, que le rendement était légèrement amélioré par une fermeture partielle de 1/5 environ de la vanne.

Mais on ne peut pas toujours mettre la vanne à la sortie du distributeur. On la place alors soit à l'entrée du distributeur, soit à la sortie de la roue mobile (turbines Piccard du Niagara), et, dans ces situations, elle agit suivant deux manières bien différentes. Ou bien elle obture en plein un certain nombre de canaux du distributeur (vannages Girard, Fontaine, Hœnel) ou bien elle les étrangle tous de la même manière. Dans le premier cas, l'admission à la turbine est rendue partielle, et si l'appareil est noyé, le rendement baisse rapidement, tandis qu'il se maintient à peu près lorsqu'il fonctionne dans l'air. Dans le second cas, la vanne cause forcément toujours une perte de charge importante, et elle ne donne guère de meilleurs résultats qu'un obturateur placé sur la conduite d'amenée d'eau à la turbine.

On voit, en somme, que, suivant les circonstances, la marche du moteur à puissance réduite peut se faire avec un bon ou avec un mauvais rendement.

Rendement total. — En ne considérant que la marche à pleine charge, nous pouvons dire, en résumé, que le rendement net ρ des turbines bien établies de tous systèmes s'élève entre 0,75 et 0,80, mais il n'est pas rare que ce coefficient ρ descende à 0,70 et même plus bas. Il est ordinairement un peu plus faible avec le mode centrifuge qu'avec le mode hélicoïde ou centripète; un peu plus faible aussi avec le fonctionnement par impulsion qu'avec le fonctionnement par réaction.

Les turbines qui donnent le meilleur rendement sont les turbines centripètes, elles arrivent nettement parfois à $\rho = 0{,}82$. On cite des cas où on aurait constaté des rende-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

ments supérieurs à ce chiffre, supérieurs même à 0,85. Mais ces beaux rendements proviennent d'expériences américaines, au sujet desquelles il convient de faire des réserves[1].

Les 20 ou 25 p. 100 du travail de la chute qui ne se retrouvent pas sur l'arbre de la turbine produisent, comme on le sait, un dégagement de chaleur qui échauffe l'eau ; toutefois cet échauffement est bien faible même dans les cas extrêmes. Ainsi, avec la chute de 630 mètres du Comstock et une perte de 20 p. 100, l'élévation de température de l'eau serait de $\frac{0{,}20 \times 630}{425} = 0°,3$ seulement.

En récapitulant les chiffres précédents, on voit que la perte peut moyennement se décomposer ainsi que l'indique le tableau suivant, dans les cas principaux d'une turbine à réaction noyée, axiale ou centripète, et d'une turbine d'impulsion tournant dans l'air, toutes deux bien établies.

	Turbines à réaction. axiales ou centripètes.	Turbines d'impulsion.
Perte au distributeur.	3 p. 100	4 p. 100
Perte dans la roue mobile.	5 —	7 —
Vitesse restante à la sortie de la roue.	5 —	7 —
Fuite au joint.	4 —	0 —
Frottements d'axe et sur le fluide ambiant. . .	3 —	2 —
RENDEMENT NET.	80 p. 100	80 p. 100

RENDEMENT HYDRAULIQUE. — Il est important, pour la théorie, de distinguer comme nous venons de le faire plus haut entre les pertes internes et les pertes externes.

Si on ne tient compte que des premières, l'on a ce que les auteurs allemands appellent le *rendement hydraulique*, que nous désignerons par ρ_1. Il serait mieux, peut-être, de l'appeler *rendement interne*, les pertes externes donnant lieu, d'autre part, au *rendement externe*. Le rendement net, définitif, ρ, serait égal au produit du rendement interne ρ_1 par le rendement externe ρ_2. Mais, pour ne pas modifier la terminologie, quelque peu heureuse qu'elle soit, nous conserverons l'appellation de *rendement hydraulique*.

D'après le tableau précédent, le rendement hydraulique des bonnes turbines à réaction s'élèverait à environ 87 p. 100, tandis que celui des turbines d'impulsion ne dépasserait pas 82 p. 100.

IV. — Coefficients et courbe caractéristique. — Pour comparer entre elles les diverses sortes de turbines et pour bien se rendre compte des conditions de fonctionnement de ces machines, il importe de réduire toutes les quantités auxquelles elles donnent lieu à ce qu'elles seraient si la hauteur de chute était la même et si le rayon de la roue mobile était aussi le même ; pour cela, il faut considérer des coefficients purement numériques, que nous appelons *coefficients caractéristiques*, et que nous allons définir comme nous l'avons fait dans la *Revue de Mécanique*.

Soient : H la hauteur nette de chute sur laquelle fonctionne une turbine ;

r le rayon de la roue mobile au point d'entrée de l'eau, ou une certaine moyenne entre les rayons aux points d'entrée, quand ces rayons sont variables ;

ω la vitesse angulaire $2\pi n$ de la turbine ;

$u = \omega r$ la vitesse d'entraînement qui correspond au rayon r ;

Q le débit de la turbine dans l'unité de temps ;

Π le poids spécifiqne du liquide ;

1. G. RICHARD, *Lumière électrique*, 1883 et *Bulletin de la Société d'Encouragement*, 1894.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

C le couple moteur que la turbine produit sur son arbre ;

$P = C\omega$ la puissance utile qu'elle fournit ;

g la constante de la gravité terrestre.

Voici nos coefficients. Nous les désignons par des lettres grecques, comme, en général, toutes les quantités indépendantes des unités de longueur, de temps et de masse.

1° *Ouverture réduites* φ. — L'ouverture réduite φ est le rapport de l'ouverture $\frac{Q}{\sqrt{2g\,H}}$ au carré du rayon r.

$$\varphi = \frac{Q}{r^2\sqrt{2gH}} \tag{3}$$

Et *l'ouverture* avec laquelle fonctionne la machine est égale au rapport $\frac{Q}{\sqrt{2g\,H}}$ du débit en volume à la vitesse $\sqrt{2g\,H}$ due à la hauteur nette de chute H. On peut remarquer que, dans les turbines d'impulsion, cette ouverture est égale à l'orifice de sortie du distributeur multiplié par le coefficient de contraction K, et que, dans les turbines à réaction, elle est plus petite que cet orifice.

L'ouverture réduite varie, pour une même auteur de chute, dans chaque appareil, avec le degré de réaction, qui est lui-même fonction de la vitesse de rotation, et surtout avec le degré d'ouverture de la vanne. A la *marche normale* de la machine (vanne entièrement levée, vitesse normale), correspond une ouverture réduite φ_n déterminée, indépendante de la hauteur de chute.

2° *Coefficient de débit* δ. — Le coefficient de débit δ est le rapport du débit Q au produit du carré du rayon par la vitesse d'entraînement u.

$$\delta = \frac{Q}{u\,r^2} \tag{4}$$

3° *Coefficient de vitesse* ou *vitesse relative* de la turbine.

C'est le rapport de la vitesse d'entraînement u à la vitesse $\sqrt{2g\,H}$, due à la hauteur de chute

$$\xi = \frac{u}{\sqrt{2gH}}. \tag{5}$$

4° *Coefficient manométrique* μ. — Ce coefficient μ est l'inverse du double carré du précédent

$$\mu = \frac{g\,H}{u^2}. \tag{6}$$

5° *Rendement mécanique* ρ. — C'est le rapport de la puissance $P = C\omega$, fournie par la machine sur son arbre, à la puissance $\Pi Q H$, disponible dans la chute nette débitant Q

$$\varphi = \frac{P}{\Pi Q\,H}. \tag{7}$$

6° *Couple réduit* θ. — Ce coefficient est le rapport du couple moteur C, donné par la machine, au produit $r^3\Pi\,H$ du cube du rayon par le poids spécifique Π et par la hauteur de chute H

$$\theta = \frac{c}{r^3\,\Pi\,H}. \tag{8}$$

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

7° Enfin *le coefficient de puissance* τ est le quotient de $\omega^2 P$, produit de la puissance utile par le carré de la vitesse angulaire, par le produit $\Pi H (\sqrt{2gH})^3$ de la hauteur de chute par le poids spécifique et par le cube de la vitesse due à cette hauteur de chute.

$$\tau = \frac{\omega^2 P}{\Pi H (\sqrt{2gH})^3} = \frac{\omega^2 P}{(2g)^{\frac{3}{2}} \Pi H^{\frac{5}{2}}}. \tag{9}$$

Ces divers coefficients ne sont pas, bien entendu, tous indépendants les uns des autres.

Outre la relation déjà indiquée entre μ et ξ :

$$\mu = \frac{1}{2\xi^2}, \tag{10}$$

On voit sans peine que l'on a encore :

$$\begin{aligned} \varphi &= \delta \xi \\ \theta &= \frac{\rho \varphi}{\xi} = \rho \delta \\ \tau &= \rho \varphi \xi^2 = \rho \delta \xi^3. \end{aligned} \tag{11}$$

En sorte que tous ces coefficients peuvent s'exprimer en fonction de trois d'entre eux seulement : par exemple, le rendement mécanique ρ, l'ouverture réduite φ et le coefficient de vitesse ξ. Ce sont là les trois coefficients caractéristiques par excellence.

Courbes caractéristiques. — Quand on étudie expérimentalement une turbine quelconque, on constate que, pour une ouverture déterminée x du vannage, le rendement mécanique ρ et l'ouverture réduite φ ont une valeur qui ne dépend que du coefficient de vitesse ξ de la turbine, en sorte que l'on peut tracer des courbes représentant ρ et φ en fonction de ξ; et ces courbes sont indépendantes de la hauteur de chute, ainsi, d'ailleurs, que de la grandeur de la turbine, pourvu, qu'en passant d'une dimension à une autre, les machines restent absolument semblables entre elles.

Ces courbes sont donc *caractéristiques* d'un type de turbine déterminé. A chaque ouverture de vanne x, correspondent deux courbes ρ et φ. On ne peut bien connaître le type de turbine que si l'on a le réseau de ces courbes pour des ouvertures de la vanne échelonnées, les plus intéressantes étant celles qui se rapportent à l'ouverture entière de vannage.

On peut joindre à ces courbes celles de θ et de τ en fonction de ξ, qui s'en déduisent par les formules précédentes. Celle de θ est particulièrement intéressante en ce qu'elle montre la décroissance du couple moteur quand la vitesse angulaire augmente.

Il faut remarquer toutefois que la fixité des courbes caractéristiques n'est pas absolue, à cause de l'influence des pertes externes, dont la plupart n'ont pas de rapport avec la hauteur de chute H, et aussi parce que les pertes internes deviennent relativement plus petites à mesure que les dimensions de la machine augmentent. Mais, dans des limites par trop écartées de hauteur de chute H et de rayon r, on peut pratiquement admettre la fixité des courbes caractéristiques.

Il ne faudrait pas s'effrayer de la complication de nos coefficients. Les quatre courbes caractéristiques que nous traçons comme il vient d'être dit ne sont, après tout, pas autre chose que les courbes, à de *certaines échelles d'abscisses et d'ordonnées*, du débit Q, du moment moteur C, du rendement ρ et de la puissance utile P d'une turbine déterminée en fonction de la vitesse de rotation de cette turbine, la *hauteur de chute*

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

H *restant constante*. Les expressions des coefficients font connaître les échelles quand on se donne le poids spécifique Π du fluide, la hauteur H, et le rayon r de la roue mobile [1].

Ces courbes affectent la forme générale représentée dans la figure 2. Elles varient naturellement suivant le type de turbine tout en restant voisines : pour la courbe du rendement ρ, d'une parabole à axe vertical, pour la courbe de l'ouverture réduite φ (débit) d'une droite parallèle à l'axe ξ, et, pour la courbe du couple réduit θ, d'une droite inclinée sur l'axe [2]. La courbe en τ est plus compliquée. On peut remarquer que, d'après la formule $\rho\varphi = \theta\xi$, la courbe en ρ est rigoureusement une parabole lorsque φ est constant et que la courbe de ξ est une droite inclinée sur l'axe. Le sommet de la courbe du rendement mécanique est particulièrement intéressant. Il correspond à la marche de la turbine en rendement maximum, que l'on peut appeler, pour simplifier, la *marche normale* de la machine, car ce sera évidemment celle qu'il faudra s'efforcer de réaliser. Pour cette

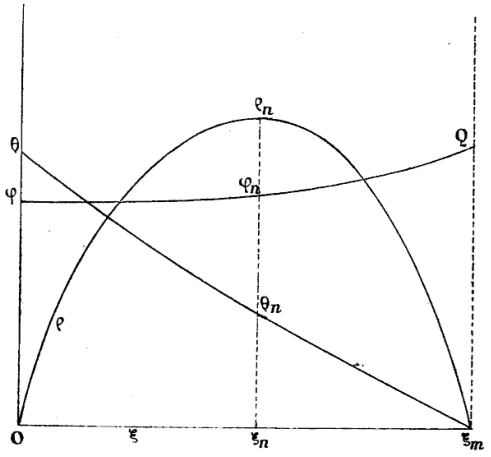


Fig. 2.

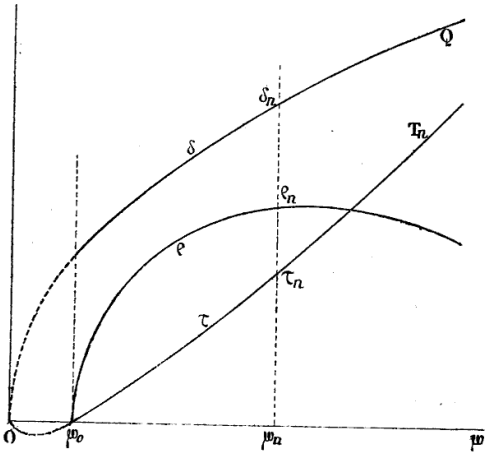


Fig. 3.

marche normale, tous les coefficients que nous avons défini ont des valeurs parfaitement déterminées, que nous désignerons par ε_n, ξ_n, φ_n, θ_n, τ_n, μ_n, et δ_n. Disons de suite que, en ce qui concerne ξ_n, sa valeur est toujours voisine de 0,5 dans les turbines d'impulsion et de 0,7 dans les turbines à réaction ayant, comme c'est le cas habituel, un degré de réaction peu différent de 0,5.

Courbes caractéristiques en μ. — Mais il est une autre manière de tracer les courbes caractéristiques quelquefois plus commode, particulièrement lorsqu'il s'agit d'étudier le fonctionnement d'une turbine à hauteur de chute variable, la vitesse angulaire de la roue mobile demeurant constante. Elle consiste à prendre pour abscisse non pas ξ, mais le coefficient manométrique μ, et à porter en ordonnées le coefficient δ au lieu du coefficient φ. Les courbes obtenues ont alors l'aspect de celles qui sont marquées dans la figure 3.

1. J'ai donné, de ce coefficient de puissance, diverses définitions dans les articles de la *Revue de Mécanique*. On peut préférer l'une ou l'autre suivant le point de vue auquel on se place. Finalement, c'est la définition ci-dessus qui paraît la meilleure pour comparer entre elles les diverses turbines au point de vue de la puissance qu'elles peuvent développer sur une chute de hauteur déterminée et à une vitesse angulaire assignée d'avance.

2. Le professeur Ludewig a aussi donné, dans son ouvrage déjà cité (*Allgemeine Theorie der Turbinen*) des diagrammes analogues à ceux des courbes caractéristiques que nous venons de définir.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Elles ne sont pas autre chose que les courbes, à une certaine échelle, du débit Q, de la puissance utile P et du rendement ρ d'une turbine déterminée, en *fonction de la hauteur de chute* H, prise pour abscisse, *la vitesse de la turbine restant constante*. Et on doit remarquer que la courbe en τ représente non seulement la puissance utile P, mais encore, à une échelle différente, le moment moteur C, puisque celui-ci est égal à $\frac{P}{\omega}$, ω étant la vitesse angulaire, qui est supposée constante.

Les courbes en Q et en τ sont des paraboles. La seconde dans sa partie utile, au delà du point limite μ_0, s'éloigne peu d'une droite inclinée sur l'axe. La courbe de ρ est plus compliquée, elle présente une partie très plate autour de son sommet.

Similitude dans les turbines. — Les lois de similitude dans les turbines se déduisent immédiatement de la considération des coefficients caractéristiques qui sont, nous l'avons dit, déterminés dès que le coefficient de vitesse ξ est donné.

On voit par là notamment que :

1° Le couple moteur C d'une turbine, dans des conditions de marche analogues, est proportionnel à la hauteur de chute H et au cube du rayon de la turbine;

2° La puissance P, pour la même vitesse angulaire, et toutes autres choses pareilles, est proportionnelle à la puissance 2,5 de la hauteur de chute, et, à égalité de hauteur de chute, elle est inversement proportionnelle au carré de la vitesse angulaire.

THÉORIE DES TURBINES

La théorie des turbines repose sur deux équations fondamentales, que je désignerai sous le nom d'équation d'Euler et d'équation de Bernouilli, et sur lesquelles je vais insister tout à l'heure. Grâce aux formules qu'on en déduit, on peut calculer les résultats qu'une turbine donnera dans chaque cas particulier quand on connaît les divers éléments qui y figurent.

Mais ces formules ne se prêtent pas à une discussion analytique commode. La recherche des conditions du rendement *maximum*, notamment, est à peu près impossible par le calcul algébrique, dans presque tous les cas. J'ai montré comment on peut alors s'aider de constructions géométriques.

Plusieurs auteurs déjà, G. Herrmann par exemple[1], avaient donné des constructions géométriques. Mais ces constructions supposent essentiellement la formule simplifiée qui a lieu lorsque la vitesse absolue avec laquelle l'eau sort de la roue mobile se trouve dans un plan diamétral (passant par l'axe). Elles ne sont donc valables que pour des cas très particuliers, d'ailleurs à peu près réalisés, comme nous le verrons, dans la marche habituelle des turbines à réaction; elles ne peuvent servir à une discussion générale.

I. — Équations fondamentales. — *Définitions.* — Considérons l'orifice A_0 de la roue mobile d'une turbine à l'état de régime permanent, et supposons cet orifice décomposé en éléments infiniment petits dA_0. Soit dI le débit en poids qui correspond à cet élément dA_0. Il y passe dans l'unité de temps une masse de fluide égale à $\frac{dI}{g}$.

L'élément dA_0 de centre A (figure 4), qui tourne autour de l'axe avec la vitesse angulaire constante ω, a une vitesse linéaire d'entraînement, $u_0 = \omega r_0$, perpendiculaire au rayon r_0 et à l'axe de rotation XX'; représentons cette vitesse par AC. Le fluide

1. G. Herrmann, *Die graphische Theorie*, etc.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

entre dans la roue avec la vitesse absolue v_0, que nous représentons par AB. Alors ABC est le triangle des vitesses à l'entrée, au point A, et BC, qui ferme le triangle représente la vitesse relative w_0. L'orientation du plan de ce triangle par rapport au rayon r_0 est différente suivant le genre de turbine auquel on a affaire. Il est perpendiculaire à A_0 dans le genre hélicoïde, il passe par A_0 dans les genres centrifuge ou centripète, et il est oblique dans les genres mixtes.

Projetons la vitesse absolue $v_0 = AB$ en AE, sur la vitesse d'entraînement u_0, et appelons a_0 cette projection, comptée positivement dans le même sens que u_0. C'est cette projection qui va jouer un rôle important dans la formule du couple moteur.

Lorsqu'elle est nulle ($a_0 = o$) cela signifie que la vitesse absolue v_0 est perpendiculaire à la vitesse d'entraînement u_0, c'est-à-dire qu'elle est contenue dans un plan diamétral. En pratique, dans les turbines à distributeur $a_0 = v_0 \cos. \alpha$ n'est jamais seul. Faisons de même à l'orifice de sortie A_1 de la roue mobile. Décomposons cet orifice en éléments dA_1 qui correspondent à ceux dA_0 de l'orifice d'entrée, en suivant les trajectoires ou filets du fluide. Nous avons de même au point de sortie A_1, un triangle des vitesses $A_1B_1C_1$, formé par la vitesse d'entraînement $u_1 = A_1C_1$, la vitesse absolue de l'eau v_1, $= A_1B_1$ et sa vitesse relative $\omega_1 = C_1B_1$. Si on projette v_1, sur u_1, on a une quantité a_1, positive du même côté que u_1 et négative dans le sens contraire.

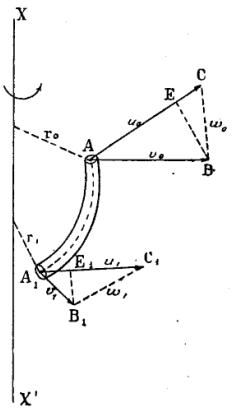


Fig. 4.

Enfin, je désignerai par α_0 et β_0 les angles à la base du triangle ABC, c'est-à-dire respectivement l'angle de v_0 avec u_0 et de ω_0 avec u_0; et, de même, je désignerai par α_1, β_1 les angles à la base du triangle $A_1B_1C_1$, en faisant expressément remarquer que les angles β_0 et β_1, étant formés par les vecteurs w et u, sont les suppléments des angles ABC et $A_1C_1B_1$ proprement dits des triangles. Et souvent je supprimerai, pour simplifier, les indices pour les angles relatifs à l'orifice d'entrée, en sorte que j'écrirai α pour α_0 et β pour β_0.

Ceci posé, voici en quoi consiste la formule d'Euler ou formule du couple moteur.

Formule d'Euler. — Soient

C le couple moteur utile sur l'arbre de la turbine,

c le couple de frottement de l'arbre sur ses appuis et de la roue mobile sur le fluide ambiant.

On démontre aisément, par le théorème des moments des quantités de mouvement, que

$$C + c = \Sigma \frac{dI}{g}(r_0 a_0 - r_1 a_1), \qquad (12)$$

la sommation du second membre s'étendant naturellement à tous les filets d'eau qui traversent la roue mobile.

Ou bien encore

$$C + c = \frac{I}{g}(r_0 a_0 - r_1 a_1), \qquad (13)$$

en donnant aux termes de la parenthèse une certaine valeur moyenne convenablement choisie, et I étant le débit en poids ΠQ de la chute *diminué de la fuite au joint.*

Multiplions les deux membres de la formule précédente par la vitesse angulaire ω; $C\omega$ représente la puissance utile P et réellement donnée par la turbine; $c\omega$ représente la puissance perdue par les pertes que nous avons appelées externes, et ωv_0 et ωv_1 sont les vitesses linéaires d'entraînement u_0 et u_1 de la roue mobile à l'entrée et à la sortie. Mais

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

la puissance $(C + c)\omega$ est la puissance totale $\Pi Q H$ de la chute, multipliée par ce que nous avons appelé le rendement hydraulique ρ_1 de la turbine; on a donc

$$\rho_1 \Pi Q H = \Sigma \frac{\Pi d Q}{g} (u_0 a_0 - u_1 a_1);$$

c'est-à-dire, en supprimant le facteur commun Π :

$$\rho_1 g H = \Sigma (u_0 a_0 - u_1 a_1) \frac{dQ}{Q},$$

ou encore, en donnant aux termes de la parenthèse une certaine valeur moyenne,

$$\rho_1 g H = u_0 a_0 - u_1 a_1, \qquad (14)$$

formule qui peut, comme la précédente (13), être appliquée à un anneau partiel de la roue mobile compris entre deux surfaces de révolution engendrées par deux filets liquides.

Les formes équivalentes 13 et 14 de l'équation précédente font connaître le couple moteur (y compris le couple des pertes externes) ou le rendement hydraulique quand on sait calculer la valeur de la parenthèse du second membre. C'est une équation fondamentale dans la théorie des turbines, ainsi d'ailleurs que dans celle de toutes les machines (pompes, ventilateurs, hélices propulsives) dans lesquelles il y a ainsi une roue cloisonnée mobile. J'y suis parvenu dans mes études générales sur cette classe de machines. Elle était alors inconnue en France, et je la croyais nouvelle. Mais elle avait été déjà depuis longtemps donnée, à l'étranger, notamment par Weisbach en Allemagne et par Rankine en Angleterre. Il paraît même qu'il faut remonter jusqu'à l'illustre Euler (1754) pour trouver la première indication de cette formule sinon d'une manière tout à fait générale, au moins dans des cas particuliers [1]. C'est pourquoi je crois devoir désigner cette formule par le nom du grand géomètre de Gœttingue.

On doit remarquer que, dans les turbines à distributeur en marche normale, le deuxième terme $u_1 a_1$ de la formule est petit par rapport au premier, parce que l'eau sort de la roue dans une direction presque perpendiculaire à la vitesse d'entraînement u_1, et a_1 est alors presque nul. Aussi, les auteurs des traités de turbines ont-ils l'habitude de borner le second membre de la formule au premier terme $u_0 a_0$, mais cela n'est pas correct. Si l'on veut être exact il faut tenir compte du deuxième terme, lequel peut parfois être très important.

Les vitesses d'entraînement u_0 et u_1 sont données par la vitesse angulaire w de la roue mobile à l'instant considéré.

Le calcul des projections a_0 et a_1 se fait de la manière suivante :

D'abord a_0 est égal à $v_0 \cos \alpha$, v_0 étant la vitesse absolue avec laquelle le fluide arrive à la roue mobile et α l'angle de cette vitesse avec u_0, c'est-à-dire, dans les turbines à distributeur, l'angle, ou à peu près, des derniers éléments des directrices avec l'orifice d'entrée dans la roue.

Le triangle des vitesses à l'entrée étant ABC (fig. 5), où AB représente v_0 et AC,

1. Voici les titres des travaux d'Euler à ce sujet :
Recherches sur l'effet d'une machine hydraulique proposée par M. Segner, professeur à Gœttingue;
Application de la machine hydraulique proposée par M. Segner;
Théorie plus complète des machines qui sont mises en mouvement par la réaction de l'eau.
Voir : *docteur Gustav Zeuner Vorlesungen über Theorie der Turbinen*, Leipzig, 1899, p. 158 et suivantes.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

u_0, l'angle ACB est ce que nous appelons α ; CB est la vitesse relative w_0 à l'entrée et l'angle BCC l'angle β_0 de cette vitesse relative avec u_0. Dans ce triangle, on obtient AD, c'est-à-dire a_0 :

$$a_0 = u^0 + w_0 \cos \beta_0. \tag{15}$$

Ensuite a_1 se calcule à l'aide de la vitesse d'entraînement u_1, de la vitesse relative w^1 à la sortie de la roue et de l'angle β_1 des ailes, c'est-à-dire de l'angle de w_1 avec u_1.

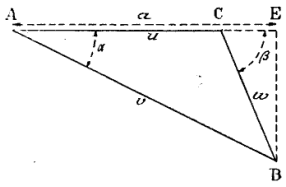


Fig. 5.

Soit EFG (fig. 5) le triangle des vitesses à la sortie.

On a :

$$a_1 = u_1 + w_1 \cos \beta_1. \tag{15 bis}$$

La première des deux relations précédentes fait connaître w_0, et la seconde fera connaître a_1 en fonction de w_1 si l'on peut calculer w_1 connaissant w_0.

Les équations qui relient w_1 et w_0 sont données par le théorème de Bernouilli appliqué au mouvement relatif et par la considération de la continuité de la veine fluide.

Équation de Bernouilli. — Le théorème de Bernoulli appliqué à un filet fluide dans la roue mobile en mouvement donne, comme l'on sait, la relation ci-après :

$$\frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\Pi} + z_1 + Z_1 = \frac{w_0^2 - u_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\Pi} + z_0, \tag{16}$$

ou : p_0 et p_1 sont les pressions absolues aux points d'entrée et de sortie de la roue mobile ;

z_1 et z_0 les altitudes de ces points au-dessus d'un plan horizontal déterminé ;

Z_1 la perte de charge dans le canal mobile.

Si l'on connaît la valeur de z_2 et celle de p_0 et p_1, on saura donc calculer w_1 en fonction de w_0 qui, lui-même, s'exprime à l'aide de v_0 et de u_0 par la relation $w_0^2 = v_0^2 + u_0^2 - 2u_0v_0 \cos \alpha$, tirée de la considération du triangle ABC. Toute la difficulté consiste à évaluer correctement la perte de charge Z_1. Nous allons y revenir.

Dans les turbines d'impulsion, $p_0 = p_1$; les pressions disparaissent de la formule précédente. Mais il n'en est pas de même dans les turbines à réaction. Il faut alors faire appel aux équations de continuité.

Équation de continuité. — Appelons Δ la section totale d'écoulement à la sortie du distributeur, évaluée naturellement suivant une trajectoire orthogonale aux filets fluides, k le coefficient de contraction des veines sortant de ce distributeur (k est compris généralement entre 0,85 et 0,97). Le débit total en volume Q_t est donné par

$$Q_t = k \Delta v_0. \tag{17}$$

La fuite au joint q réduit ce débit à $Q_t - q$ à travers la roue mobile. Si les canaux mobiles sont pleins d'eau, on aura aussi les équations suivantes :

$$\begin{cases} Q_{t_0} - q = k_0 S_0 w_0, \\ Q_{t_1} - q = k_1 S_1 w_1, \end{cases} \tag{18}$$

où k_0 et k_1 désignent les coefficients de contraction à l'entrée et à la sortie de la roue ; S_0 et S_1 les sections totales d'écoulement à l'entrée et à la sortie de la roue, comptées normalement aux filets fluides ; w_0 et w_1 les vitesses relatives sur ces filets.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

En pratique, v_0, w_0, w_1 ne seront pas exactement les mêmes pour tous les filets qui traversent la roue; nous supposerons donc que ces lettres représentent, dans les expressions précédentes, les *valeurs moyennes* des quantités qu'elles désignent.

Les égalités ne s'appliquent qu'aux turbines à veines moulées, elles n'ont plus aucune signification lorsque les canaux mobiles ne sont pas pleins d'eau; aussi, ne s'appliquent-elles pas aux turbines d'impulsion tournant dans l'air, telles que les turbines à libre déviation de Girard, la roue Pelton, ou les roues tangentielles actuelles; mais, dans ce cas, comme il a été observé ci-dessus, p_0 et p_1 sont égaux entre eux et l'égalité (38) suffit pour déterminer w_1 quand on connaît w_0.

Les formules précédentes permettent de calculer v_0, et par conséquent le degré de réaction ε, quand on se donne un certain rapport $\frac{S_1}{\Delta}$ des sections de sortie de la roue mobile et du distributeur et que l'on sait calculer les pertes de charge dans le distributeur et dans la roue mobile; ou, inversement, elles déterminent ce rapport $\frac{S_1}{\Delta}$ quand on s'est fixé le degré de réaction ε.

Calcul des pertes de charge. — Le calcul rigoureux des pertes de charge dans les canaux fixes et mobiles ne peut pas se faire rigoureusement; mais on a une approximation suffisante en pratique en évaluant ces pertes d'après les vitesses principales v_0, w_0 et et w_1.

On peut, en effet, admettre : 1° que la perte de charge Z_0 dans les canaux du distributeur est proportionnelle au carré v_0^2 de la vitesse de sortie de ce distributeur et à ce carré seulement; 2° que la perte par choc et tourbillonnements à l'entrée de la roue mobile est proportionnelle au carré w_0^2 de la vitesse relative w_0, lorsque l'entrée tangentielle de l'eau sur les aubes est à peu près réalisée; 3° enfin que la perte de charge par frottement dans les canaux mobiles eux-mêmes est proportionnelle au carré w_1^2 de la vitesse relative finale w, à la sortie de ces canaux.

En sorte que la perte de charge totale $Z_0 + Z_1 = Z$ dans le distributeur et dans la roue mobile s'exprime, *grosso modo*, par la relation :

$$2g\,Z = \zeta\, v_0^2 + \zeta' w_0^2 + \zeta'' w_1^2. \qquad (19)$$

Et les coefficients de perte ζ, ζ', ζ'' varieront d'un cas à l'autre suivant les conditions de la machine : état de rugosité des parois, épaisseur plus ou moins grandes des ailes, courbure des canaux plus ou moins prononcée, dimensions de ces canaux, etc. Mais, dans les machines bien établies, ils ne doivent pas s'écarter beaucoup de certaines valeurs moyennes que nous estimons devoir être voisines de :

$$\zeta = 0{,}04 \qquad \zeta' = 0{,}225 \qquad \zeta'' = 0{,}06.$$

Comme on le voit, le coefficient ζ' est beaucoup plus fort que les deux autres. Il attribue aux pertes à l'entrée dans la roue mobile une importance considérable. Je pense, en effet, que, généralement, l'on estime à une valeur beaucoup trop faible ces pertes inévitables, même lorsque l'entrée de l'eau se fait tangentiellement à l'une des faces des ailes.

La plupart des auteurs font $\zeta' = 0$ tandis qu'ils attribuent à ζ et à ζ'' des valeurs plus élevées que celles que je viens d'indiquer. Weisbach avait indiqué pour ζ des valeurs variables de 0,05 à 0, 10, Hœnel des valeurs allant de 0,1 à 0,2, Francis des valeurs supérieures même à 0,2, ce qui est manifestement très exagéré pour des distributeurs bien faits. Presque tous les auteurs allemands, Jenner en dernier lieu, admettent en moyenne

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

ζ et ζ'' égaux à 0,125, tandis que ζ' serait nul. Par les turbines sans réaction, en marche normale, ces coefficients de perte donnent à peu près le même total que les nôtres, parce que w_1 et w_1 sont voisins de la moitié de v_0. Mais il n'en est pas de même pour les turbines à réaction et surtout pour les turbines que l'on pousse à une vitesse notablement plus élevée que celle de la marche normale.

Il serait intéressant d'entreprendre une série d'expériences systématiques pour se rendre compte des valeurs réelles de ces coefficients de pertes. Toutes celles que l'on donne dans les ouvrages sont de pure imagination, et on ne doit les accepter que sous bénéfice d'inventaire. Personnellement, je les crois très erronées, ainsi que je viens de le dire. Le professeur Fliegner[1] a fait autrefois des recherches expérimentales à ce sujet. Les résultats qu'il a obtenus sont intéressants. Il serait bon de reprendre ces recherches avec des moyens d'investigation plus étendus et plus précis.

Pour avoir toutes les pertes internes dans la turbine, il faut encore ajouter aux pertes ci-dessus évaluées celle qui est due à la vitesse restante v_1 de l'eau à la sortie de la roue mobile. Dans presque tous les cas, la force vive qui correspond à cette vitesse est entièrement perdue; mais s'il y a un diffuseur-amortisseur, une partie de cette force vive est récupérée, en sorte que la hauteur de charge perdue à la sortie de la roue peut s'évaluer par l'expression $\rho_1 \frac{v_1^2}{2g}$, le coefficient ρ_1 étant égal à 1 dans le cas où il n'y a pas de diffuseur et d'autant plus petit que le diffuseur est plus efficace. Il est bien difficile, toutefois, d'abaisser la valeur de ce coefficient au-dessous de 0,5.

Le rendement hydraulique ρ_1 ne dépendant que des pertes internes a aussi pour expression :

$$\rho_1 = 1 - \frac{\zeta v_0^2 + \zeta' w_0^2 + \zeta'' w_1^2 + \zeta_1 v_1^2}{2g\,\mathrm{H}.} \qquad (20)$$

puisque la fraction du second membre représente, d'après ce que nous venons de voir, le rapport des pertes de charge internes à la hauteur totale de chute nette, H.

II. — Discussion graphique. — Dans une étude approfondie des turbines, l'on doit se proposer de rechercher l'influence qu'exercent sur le rendement mécanique net ρ, ou, plus simplement, sur le rendement hydraulique ρ_1 des changements apportés dans les variables en présence, savoir : le degré de réaction ε, la vitesse relative ξ de la roue mobile, les angles α et γ à la sortie du distributeur et de la roue mobile, le rapport $\sigma = \frac{r_1}{r_0}$ des rayon d'entrée et de sortie de la roue mobile. Enfin le rapport $\eta = \frac{S_1}{\Delta}$ des sections transversales de sortie de la roue mobile et du distributeur.

On peut aborder la question à deux points de vue : ou bien considérer une roue de turbine existante, dans laquelles les angle α, β, γ et les rapports σ et η sont déterminés et chercher l'influence de la vitesse relative ξ de la roue sur le degré de réaction (d'où on déduira le débit) et sur le rendement ρ_2; il faudra alors faire varier le coefficient ζ' des pertes à l'entrée de la roue mobile à mesure que la vitesse ξ s'écarte de celle pour laquelle a lieu l'entrée tangentielle de l'eau sur les aubes; ou bien on imaginera une turbine idéale, dans laquelle on laissera le plus possible d'éléments fixes, mais où l'on supposera que l'angle β change avec la vitesse ξ de manière que l'entrée tangentielle de l'eau soit toujours réalisée; et alors on pourra admettre que le coefficient ζ' des pertes à l'entrée est sensiblement constant, ce qui simplifiera beaucoup la discussion.

Le premier point de vue n'a qu'un médiocre intérêt, car, en pratique, les turbines

1. Fliegner, Versuche zur Theorie des Reactions turbines. *Zeitsch. des Ver deutscher Ing.*, 1879, p. 459.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

n'ont pas à fonctionner à des vitesses très variables. C'est le second auquel il est préférable de se placer afin de rechercher les meilleures dispositions à adopter pour les turbines devant remplir un but déterminé, et pour trouver la vitesse relative ξ et le degré de réaction ε qui procureront le rendement mécanique le plus élevé, ou calculer le rendement mécanique qui devra correspondre à une vitesse relative ξ assignée d'avance.

En mettant à part la variable ξ, qui restera indépendante, et β qui sera supposé adapté à ξ, on peut supposer qu'on fait varier, en même temps que ξ, l'une quelconque des variables ε, α, γ, σ et η. Mais l'hypothèse la plus simple et la plus rationnelle consiste à admettre que c'est le rapport des section η seul que l'on change en même temps que ξ, le degré de réaction, les angles α et γ et le rapport des rayons σ restant invariables. Cela revient à dire que l'on envisage une turbine idéale, dans laquelle on change, en même temps que la vitesse relative ξ, 1° l'angle β initial des aubes de manière que l'entrée tangentielle ait toujours lieu; 2° le profil des joues, de manière que le degré de réaction soit conservé, et ces éléments-là seulement.

On voit l'intérêt qu'il y a à conserver l'angle α et le degré de réaction : c'est que la vitesse v_0, avec laquelle l'eau sort du distributeur, n'est pas affectée par les changements de vitesse de la roue mobile, et l'on a

$$(1 + \zeta)\, v_0^2 = (1 - \varepsilon)\, 2g\, \mathrm{H}.$$

H étant la hauteur nette de chute.

L'équation de Bernouilli : 16, dans laquelle on remplace Z_1 par la valeur indiquée précédemment et u_1 par $u_0\sigma$ devient :

$$(1 - \zeta'')\frac{w_1^2}{2g} = (1 + \zeta')\frac{w_0^2}{2g} + (\sigma^2 - 1)\frac{u_0^2}{2g} - \frac{p_1 - p_0}{\mathrm{II}} - (z_1 - z_0).$$

Mais, dans l'hypothèse où il n'y a pas de diffuseur, la quantité $\frac{p_1 - p_0}{\mathrm{II}} + z_1 - z_0$ est liée au degré de réaction ε par la relation

$$\frac{p_1 - p_0}{\mathrm{II}} + z_1 - z_0 = \varepsilon\, \mathrm{II}.$$

et par conséquent à la vitesse v_0 par la relation

$$\frac{p_1 - p_0}{\mathrm{II}} + z_1 - z_0 = \frac{(1 + \zeta)\, v_0^2}{2g}\,\frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon}$$

substituant dans l'équation précédente, et supprimant $2g$ qui est en dénominateur partout, on a :

$$(1 - \zeta'')\, w_1^2 = (1 + \zeta')\, w_0^2 + (\sigma^2 - 1)\, u_0^2 - (1 + \zeta)\,\frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon}\, v_0^2. \qquad (21)$$

Cette relation fait connaître la vitesse relative de sortie w_1 en fonction de la vitesse relative w_0 d'entrée, de la vitesse de la turbine u_0, de la vitesse v_0 de l'eau, du degré de réaction ε et des coefficients de perte ζ, ζ' et ζ''. Quant à w_0, elle se déduit directement de u_0 et de v_0.

$$w_0^2 = u_0^2 + v_0^2 - 2u_0 v_0 \cos\alpha.$$

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Cette relation se simplifie dans le cas des turbines hélicoïdes, pour lesquelles $\sigma = 1$ et $\sigma^2 - 1 = 0$, et encore plus dans le cas des turbines d'impulsion où $\varepsilon = 0$.

Le rendement hydraulique ρ_1 se calcule, comme nous avons vu, par la formule

$$\rho_1 = \frac{u_0 a_0 - u_1 a_1}{g\,\mathrm{H}} = \frac{u_0}{g\,\mathrm{H}}\,(a^0 - \sigma\, a_1), \qquad (22)$$

A_0 est donné, puisqu'il est égal à $v_0 \cos \alpha$; quant à α_1, il se déduit de w_1 par la relation $a_1 = u_1 - w_1 \cos \gamma$.

L'expression de ρ_1 est donc linéaire par rapport à w_1; mais en remplaçant w_1 par sa valeur tirée de (21) on voit que ρ_1 l'exprime par rapport à u_0, c'est-à-dire par rapport à ξ à l'aide d'un radical, ce qui complique beaucoup la discussion.

Pour faire commodément cette discussion, il est préférable de s'adresser à des constructions graphiques, toujours suffisantes pour les besoins de la pratique.

Voici comment nous faisons ces constructions :

Soit AX (fig. 6) la ligne de base du diagramme sur laquelle on prendra une longueur représentant $\sqrt{2\,g\,\mathrm{H}}$, c'est-à-dire aussi $\xi = 1$.

Portons sur AX une largeur AC_0 représentant la vitesse linéaire u_0, c'est-à-dire aussi la vitesse relative ξ de la roue mobile, puis, sur AB, faisant l'angle α avec AX, la longueur AB, représentant la vitesse de l'eau v_0. Alors ABC_0 est le triangle des vitesses à l'entrée. C_0B représente la vitesse relative w_0 de l'eau et AE, projection de AB sur AX, représente a_0.

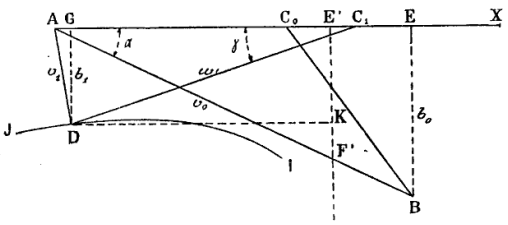


Fig. 6.

Portons maintenant AC_1 égal à σAC_0. Ce sera la représentation de la vitesse d'entraînement u_1 à la sortie de la roue mobile. Traçons C_1D sous l'angle γ. Pour achever le triangle AC_1D des vitesses à la sortie de la roue, il suffit d'avoir la longueur C_1D, c'est-à-dire la grandeur de la vitesse relative w_1. Elle se calcule par la formule précédente, dans laquelle on met à la place de u_0, v_0 et w_0 leurs valeurs absolues ou leurs valeurs en fonction de $\sqrt{2\,g\,\mathrm{H}}$. w_0 se relève sur le dessin, si on veut ne pas avoir à le calculer.

Ayant ainsi déterminé le point D en partie par le calcul, en partie par des constructions graphiques, on a, en AD, la représentation de la vitesse absolue de l'eau à la sortie de la roue et en AG, projection de AD sur AX, celle de a_1.

On peut facilement déduire de là le rendement hydraulique qui correspond à la vitesse ξ d'où on est parti. En effet, ce rendement hydraulique peut se mettre sous la forme

$$\rho_1 = 2\,\frac{u_1}{\sqrt{2g\,\mathrm{H}}}\left(\frac{a_0}{\sigma\sqrt{2g\,\mathrm{H}}} - \frac{a_1}{\sqrt{2g\,\mathrm{H}}}\right)$$

$\frac{u_1}{\sqrt{2g\,\mathrm{H}}}$, c'est AC, mesuré à l'échelle du dessin, et la parenthèse n'est pas autre chose que la distance DK du point D à la droite E'F', menée perpendiculairement à AX du point E' tel que $\mathrm{AE'} = \frac{\mathrm{AE}}{\sigma}$.

Il suffit donc, pour avoir le rendement hydraulique ρ_1, de multiplier AC par le double de DK, mesurés tous deux en prenant pour unité la longueur qui représente $\sqrt{2\,g\,\mathrm{H}}$.

$$\rho_1 = 2\,\mathrm{AC}_1 \times \mathrm{DK}.$$

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Si la turbine est hélicoïde, les choses se simplifient; les points C_0 et C_1 coïncident, et la droite E'F' n'est pas différente de BE.

Ceci posé, supposons que l'on change la vitesse ξ de laquelle on part. Alors, à chaque valeur de ξ correspond un point D, la droite C_1 D restant toujours parallèle à elle-même. Tous ces points D dessinent une courbe IJ, qui est une hyperbole, ainsi qu'on le démontre aisément par la géométrie analytique. Pratiquement, on a cette hyperbole, avec une exactitude suffisante dans la partie utile, en déterminant quelques-uns de ses points.

Cette hyperbole, une fois tracée, permet, concurremment avec la droite auxiliaire E'F', de se rendre compte du fonctionnement de la turbine à tous les vitesses relatives ξ.

Nous remarquerons que, pour une turbine réelle, dans laquelle on ne peut faire varier ni β ni η, le lieu du point D serait une courbe différente de l'hyperbole précédente, mais tangente à cette hyperbole au point D_t, qui correspond à l'entrée tangentielle de l'eau sur les aubes. En pratique, la courbe relative aux turbines réelles s'éloigne peu d'une droite, parce que la perte de charge à l'entrée de la roue mobile croît à mesure que l'on s'écarte de la vitesse relative ξ_t, à laquelle l'entrée tangentielle a lieu.

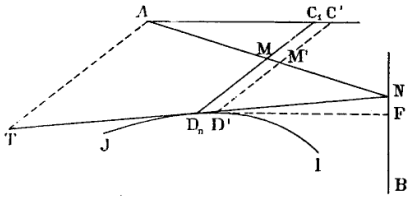


Fig. 7.

Quelle que soit la courbe IJ, lieu du point D, le point D_n du rendement maximum jouit, ainsi qu'on l'a établi ailleurs, de la propriété suivante. Si on mène par D_n (fig. 7) une tangente D^nN à la courbe IJ, jusqu'à sa rencontre N avec la droite auxiliaire E'F', et qu'on joigne AN, *ce segment de droite doit être coupé en son milieu par D_nC_1*. Cette propriété permet de déterminer graphiquement, par quelques tâtonnements rapidement faits, le point D_n et par suite la vitesse ξ_n qui correspondent au rendement maximum, et ce rendement ζ_n lui-même. On peut encore déterminer le point D_n par la propriété équivalente suivante, à savoir : que le point D_n du maximum est le milieu du segment intercepté sur la tangente en ce point par la droite E'F' d'une part et par la parallèle AT aux droites CC menée par l'origine A d'autre part.

Dans une turbine réelle, si l'angle β^0 des ailes n'a pas été convenablement choisi par le constructeur, la vitesse ξ_t de l'entrée tangentielle de l'eau pourra différer même notablement de celle ξ_n qui procure le rendement maximum.

Je ferai encore remarquer que l'inclinaison de la courbe IJ relative à une turbine existante montre comment le débit varie avec la vitesse ξ de la roue, car ce débit est égal à la composante diamétrale b_1 = DG de la vitesse absolue v_1, ou, ce qui est la même chose, de la vitesse relative w_1 multipliée par la section nette K_1A_1 perpendiculaire à b_1, section qui est invariable dans une turbine existante. Et comme, dans le voisinage de l'entrée tangentielle de l'eau, la courbe réelle IJ se confond sensiblement, ainsi que je viens de dire, avec l'hyperbole IJ, déterminée par les règles précédentes, nous croyons que l'inclinaison de cette hyperbole par rapport à AX indique si le débit croît, reste invariable ou décroît quand la vitesse ξ augmente. Mais la variation du débit influe sur la vitesse v_0 et par conséquent sur le degré de réaction. L'inclinaison de l'hyperbole IJ fait donc seulement connaître le sens de la variation du débit, mais elle ne donne pas exactement la grandeur de cette variation.

III. — Épures dans les principaux cas particuliers. — J'ai donné les épures dans les principaux cas particuliers des turbines hélicoïdes, centrifuges et centripètes, sans réaction ou avec réaction. Je reproduis ci-après ces épures. Elles supposent que

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

$\zeta = 0{,}225$, $\zeta'' = 0{,}06$ et $\zeta = 0$, c'est-à-dire qu'elles négligent les pertes dans le distributeur. Elles font connaître par conséquent le rendement hydraulique de la roue mobile. Pour avoir le rendement hydraulique vrai ρ_1, il suffit de retrancher la perte au distributeur égale à $(1 - \varepsilon)\,\zeta$, où on suppose $\zeta = 0{,}04$.

Les triangles de vitesses sont tracés précisément pour correspondre au rendement maximum. Ces épures montrent donc la valeur de a_1, c'est-à-dire aussi l'inclinaison de la vitesse absolue de sortie v_1 quand ce rendement maximum est réalisé. On voit que la vitesse absolue de sortie v_1 est à peu près diamétrale (α_1, voisin de 0) dans les turbines à 50 p. 100 de réaction, mais que cette vitesse peut être très éloignée de cette situation dans d'autres cas.

On tire des épures une foule de conséquences intéressantes, dont voici quelques-unes, relatives aux turbines hélicoïdes. Pour plus de détails, je prie le lecteur de se reporter à mes articles de la *Revue de Mécanique*.

1° La vitesse ξ_n du rendement hydraulique maximum croît en même temps que ε, suivant une loi exprimée, pour $b_1 = 0{,}25\sqrt{2\,g\,H}$, par la courbe de la figure 8. Avec d'autres valeurs de b, la courbe obtenue serait peu différente de celle-ci, à la condition que b restât au-dessous de $\frac{1}{3}\sqrt{2\,g\,H}$.

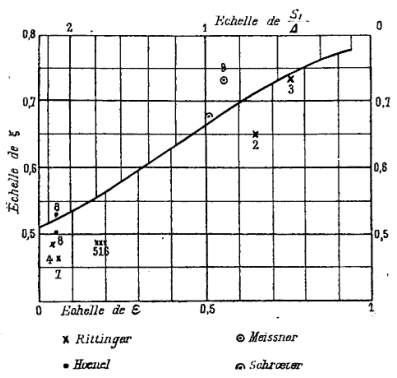


Fig. 8.

Cette forme de courbe est bien différente de celle que donnerait la formule simplifiée

$$gH = u_0 v_0 \cos\alpha,$$

généralement considérée par les auteurs. Elle s'accorde très convenablement avec les expériences, comme on peut s'en rendre compte par les points 1 à 10, que j'ai marqués autour de la courbe, et qui se rapportent aux diverses séries d'expériences complètes que l'on possède sur les turbines hélicoïdes. J'ai pris pour abscisses non seulement ε mais aussi les valeurs de $\frac{S_1}{\Delta}$ marquées dans le haut de la figure de la manière que je dirai plus loin. L'accord paraîtra aussi satisfaisant que possible si l'on remarque que le groupe de points 1, 4, 5, 6, 7, 8, un peu bas par rapport à la courbe, correspond précisément à des turbines faisant peu de travail, dans lesquelles les pertes externes relativement importantes abaissaient notablement le rendement maximum.

2° L'angle β_0 initial des ailes correspondant à la vitesse ξ_n de rendement maximum croît avec ε; d'abord plus petit que $\frac{\pi}{2}$, égal à peu près à 2α, pour ε nul, il devient égal à $\frac{\pi}{2}$, sensiblement, pour $\varepsilon = 0{,}5$, puis il augmente rapidement.

3° L'angle α_1, que fait la vitesse restante v_1 de l'eau avec u_1, en rendement maximum, croît aussi avec ε. Il en est encore de même pour l'angle β_1, égal à $\pi - \gamma$; la différence $\beta_1 - \beta_0$ des angles β, qui est la courbure totale des ailes de la roue mobile, diminue rapidement à mesure que ε augmente.

4° L'inclinaison des hyperboles JI par rapport à l'axe AX, dans le voisinage du point D du maximum de rendement, est très différente suivant les cas : l'hyperbole est montante quand $\varepsilon < 0{,}5$ et descendante quand ε est $> 0{,}5$. Par conséquent, le débit d'une turbine hélicoïde, à hauteur de chute constante, diminue, ne varie pas ou augmente.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

lorsque la vitesse de la roue s'accroît, suivant que le degré de réaction est inférieur, égal ou supérieur à 0,5. Toutes les expériences vérifient cette conclusion.

Il résulte de là que, dans une Jonval à $\varepsilon = 0{,}5$, le degré de réaction ne varie pas quand la vitesse de la roue change, tandis qu'il augmente avec la vitesse dans les turbines intermédiaires où ε est $< 0{,}5$, et diminue au contraire dans les turbines à forte réaction.

5° Le rapport $\frac{S_1}{\Delta}$ des sections de sortie de la roue et du distributeur est donné par $\frac{kv_0}{k_1 w_1}$; on le trouvera, en relevant sur les épures le rapport des vitesses v_0 et w_1, pour le maximum de rendement, et multipliant ce rapport par le rapport $\frac{k}{k_1}$ des coefficients de contraction. Ce dernier peut s'estimer à 0,93 dans le cas des turbines sans réaction, où les canaux de la roue offrent beaucoup de courbure, et à 1,03 pour les turbines à forte réaction, dont les canaux mobiles ont peu de courbure.

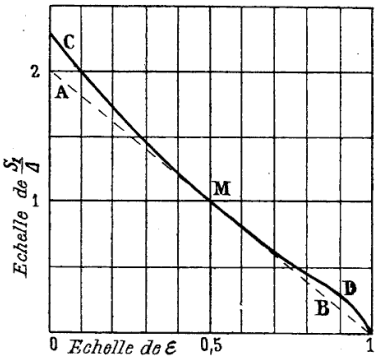


Fig. 9.

Les chiffres obtenus permettent de tracer la courbe CD (fig. 9) qui établit entre $\frac{S_1}{\Delta}$ et ε une corrélation qui nous a servi à déterminer la graduation de l'échelle supérieure de la figure 8, en sorte que la courbe AB de cette figure nous permet de voir la corrélation entre ξ_n et ε ou $\frac{S_1}{\Delta}$, indifféremment.

6° Le rendement hydraulique maximum ρ_1, en tenant compte de la perte dans le distributeur, perte qui décroît comme $1 - \varepsilon$, varie avec le degré de réaction. Des épures, on tire les éléments du tableau ci-après, lesquels ne se rapportent, bien entendu, qu'aux exemples que nous avons choisis.

ε	ξ_n	PERTES DANS LA ROUE MOBILE.	PERTES DANS LE DISTRIBUTEUR	RENDEMENT HYDRAULIQUE ρ_1
0	0,52	13 p. 100	4 p. 100	0,83
0,3	0,59	10,8 —	2,8 —	0,867
0,5	0,66	10,6 —	2 —	0,874
0,7	0,72	15 —	1,2 —	0,838
0,9	0,77	24 —	0,4 —	0,756

A ces chiffres de rendement hydraulique en fonction de ε correspond la courbe AB (fig. 10). On en déduit la courbe de rendement net en diminuant ses ordonnées de la quantité qui correspond aux pertes externes, par exemple 3 p. 100 de frottement d'arbre et 2 p. 100 de fuite au joint pour la Jonval : cette dernière cause de perte va en s'aggravant à mesure que ε augmente. On obtient ainsi une courbe de rendement net telle que CD.

Cette courbe montre que les turbines Jonval peuvent avoir, quand elles sont bien

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

installées (que la fuite au joint ne dépasse pas 2 p. 100), un rendement mécanique net de 0,82, ce chiffre a été en effet atteint dans certaines expériences, celles de M. le professeur Schrœter[1], par exemple. Elle montre aussi que les Jonval sont un peu plus

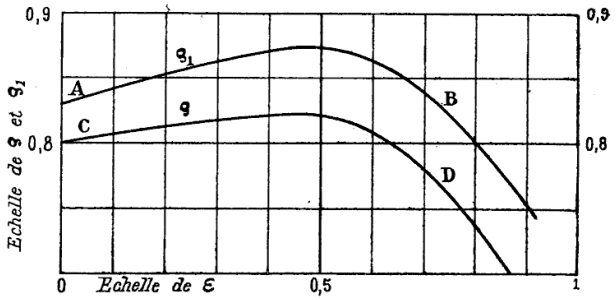


Fig. 10.

favorables que les turbines à faible réaction et que le rendement baisse rapidement quand le degré de réaction dépasse 0,6.

IV. — Courbes caractéristiques des turbines idéales et des turbines réelles. — 1° *Turbines idéales.* — Les épures procurent les rendements hydrauliques en fonction de la vitesse ξ de la roue, l'angle β_0 des ailes recevant chaque fois la valeur indiquée par la direction de la vitesse relative de l'eau w_0. J'ai tracé sur la figure 11 les courbes de rendement obtenues avec divers degrés de réaction pour les turbines hélicoïdes. Les abscisses sont les vitesses relatives ξ des ailes mobiles, ou bien encore, si l'on veut, à une certaine échelle, les rayons des différents cercles de la roue, puisque les

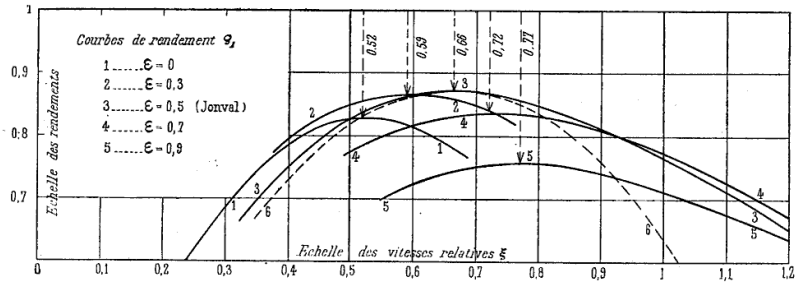


Fig. 11.

vitesses ξ sont proportionnelles à ces rayons. La comparaison de ces courbes entre elles est très instructive.

On constatera d'abord que la courbe 11, relative à $\varepsilon = 0$, est tout entière, dans la partie utile, au-dessous de la courbe 2-2, relative à $\varepsilon = 0{,}3$, et que la courbe 5-5, relative à $\varepsilon = 0{,}9$ est tout entière au-dessous de la courbe 4-4, relative à $\varepsilon = 0{,}7$. Il n'y a donc aucun avantage à faire des turbines à injection totale ayant des degrés de réaction faibles ou élevés. On devrait pratiquement se limiter entre 0,3 et 0,7.

Il faut remarquer ensuite que la courbe 3-3, relative à $\varepsilon = 0{,}5$, diffère très peu de la courbe enveloppe générale de toutes les courbes, 1, 2, 3, 4, 5. Il n'y a donc que très

1. *Zeitschrift des Ver deutscher Ingen.*, 1885.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

peu d'avantage, au point de vue du rendement, à faire varier le degré de réaction avec la vitesse ξ. L'on gagne cependant quelque chose à abaisser ε au-dessous de 0,5, pour les vitesses ξ inférieures à 0,6, et à l'élever au-dessus de 0,5 pour les ξ supérieures à 0,9. On adoptera, par exemple, $\varepsilon = 0{,}3$ jusqu'à $\xi = 0{,}6$, et $\xi = 0{,}7$ pour ξ supérieure à 0,9. Cet échelonnement des degrés de réaction, dans les turbines à plusieurs couronnes d'aubes, a aussi pour effet, on le voit aisément par les épures, de diminuer la divergence des vitesses absolues de sortie v_1 de l'eau, en rendant leur direction plus près d'être parallèle à l'axe de la roue. Cela est intéressant pour l'emploi des amortisseurs. Les courbes précédentes ne sont pas autre chose que les caractéristiques du rendement mécanique hydraulique en fonction de ξ; on aurait de même, avec les épures, des caractéristiques du débit et celles du couple moteur, puis, comme conséquence, celles du coefficient de puissance. Je n'y insiste pas.

1° *Turbines réelles.* — Ce qui précède supposait que l'on faisait varier l'angle d'entrée des ailes en même temps que la vitesse u_0 de la rue mobile, de manière à toujours réaliser l'entrée tangentielle de l'eau. Avec cette hypothèse, on obtient des courbes caractéristiques de rendements très différentes des courbes réelles données par

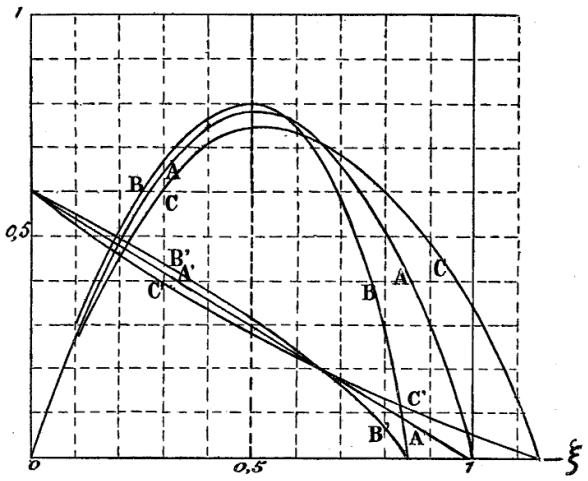


Fig. 12.

une turbine existantes, dans laquelle l'angle initial β_1 des ailes a une valeur parfaitement déterminée. Voyons quelles sont ces caractéristiques.

Il est évident d'abord que, dans toutes les turbines à veines libres, le débit, à hauteur de chute et ouverture du vannage constantes, est absolument invariable; la caractéristique du débit est donc une parallèle à l'axe ξ.

Quant à la courbe de rendement mécanique en fonction de la vitesse relative ξ. il est impossible de la trouver par la théorie avec quelque exactitude; le raisonnement indique cependant qu'elle doit se rapprocher beaucoup d'une sorte de parabole dont le sommet correspond à une valeur de ξ égale à 0,5 ou peu différente, d'après ce que nous avons vu, mais que la branche descendante de la courbe ne va tomber en un point de l'axe voisin de $\xi = 1$ que pour les hélicoïdes. A cause de l'effet de la force centrifuge, la vitesse relative peut dépasser la valeur 1 dans les centrifuges, d'autant plus que le rapport σ des rayons est plus grand. Au contraire, elle se tient toujours au-dessous de l'unité dans les centripètes. Les courbes ont donc l'allure que montre la figure 12 : A pour les hélicoïdes, B pour les centripètes, C pour les centrifuges.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Les sommets de ces courbes se placent à des valeurs du rendement mécanique qui, dans les appareils courants convenablement établis, s'élèvent à 0,78 pour les hélicoïdes, 0,80 pour les centripètes, 0,75 pour les centrifuges, ces nombres pouvant être augmentés de deux à trois unités de l'ordre du dernier chiffre dans les appareils de construction spécialement soignée, ayant des ailes fixes et mobiles bien lisses, en acier ou en bronze.

De ces courbes caractéristiques de débit et de rendement mécanique, on déduit aisément celles du moment moteur sur l'arbre. Elles affectent la forme indiquée dans la figure 12 : A′ pour les hélicoïdes est sensiblement rectiligne, ainsi qu'il a été dit précédemment; les autres (B′ pour les centripètes, C′ pour les centrifuges) sont légèrement courbes.

S'il s'agit de turbines à veine moulée, le débit n'est plus constant quand la vitesse varie. Il augmente avec la vitesse dans les centrifuges et diminue au contraire, en général, dans les centripètes. Quant aux courbes du rendement et du couple moteur, elles affectent les mêmes formes que celles de la figure précédente, mais le sommet des courbes de rendement correspond à une abscisse ξ d'autant plus élevée au-dessus de 0,5 que le degré de réaction est plus grand, ainsi que nous l'avons vu dans le cas des turbines idéales, qui est sensiblement d'accord avec celui des turbines réelles dans le voisinage du maximum de rendement.

Toutes ces formes de courbes ont été trouvées par les expériences, malheureusement trop peu nombreuses, que nous avons rappelées dans le chapitre précédent. J'ai donné dans la *Revue de Mécanique* les courbes réelles qui résultent de la plupart de ces expériences.

V. — Quelques remarques. — 1° *Influence des pertes sur la vitesse ξ qui correspond au rendement maximum.* — Presque toutes les pertes ont pour effet de réduire la grandeur de la vitesse ξ_n de rendement maximum. Examinons successivement les pertes dans le distributeur, les pertes dans la roue mobile et les pertes externes.

Les *pertes dans le distributeur* réduisent la vitesse absolue v_0 avec laquelle l'eau entre dans la roue mobile. Elles équivalent, en somme, à une réduction de la hauteur de chute, tout comme les pertes dans le tuyau d'amenée de l'eau. Leur effet est donc de réduire proportionnellement la vitesse du rendement maximum, ainsi d'ailleurs que la vitesse limite. Mais comme ces vitesses sont proportionnelles à la racine carrée de la hauteur de chute, la réduction relative qu'elles subissent n'est que la moitié des pertes relative dans le distributeur. Ces dernières sont, moyennement, de 4 p. 100 dans les turbines sans réactions et de 2 p. 100 dans les turbines à 50 p. 100 de réaction; on voit donc que, pour les premières, les pertes dans le distributeur réduisent de 2 p. 100 environ la vitessse du rendement maximum, et que, pour les secondes, la réduction n'est que d'environ 1 p. 100.

Les *pertes dans la roue mobile* agissent de la même manière. On le constate par les épures, en les traçant comparativement dans l'hypothèse où il y a des pertes et dans celle où il n'y en a pas. Avec les turbines à réaction, l'abaissement de la vitesse de rendement maximum est sensiblement proportionnelle à l'importance des pertes; mais il ne faudrait pas croire que cette loi est générale. J'ai montré antérieurement que, dans le cas théorique des roues Pelton, par exemple, la vitesse de rendement maximum est indépendante des pertes dans l'aubage mobile, et toujours égale à $\frac{v_0}{2}$.

Voyons maintenant l'influence des *pertes externes*. Soit AA (fig. 13) la courbe de rendement hydraulique d'une turbine, c'est-à-dire la courbe de rendement, abstraction faite des pertes externes, et soit BB la courbe des pertes externes relatives. La

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

courbe de rendement net CC s'obtient en retranchant de AA les ordonnées de BB; dès lors, le maximum M de CC correspond au point N de AA, où cette courbe est touchée par la courbe B′B′, qui n'est autre que BB transportée parallèlement à elle-même. Les pertes externes qui, sauf la fuite au joint, croissent toujours avec la vitesse, ont donc encore pour effet de réduire la vitesse de rendement maximum par rapport à celle qui résulterait de la considération du rendement hydraulique, en tenant compte seulement des pertes qui se produisent à l'intérieur du distributeur et dans la roue mobile.

On voit aussi que, si les pertes étaient proportionnelles à la vitesse, c'est-à-dire si la courbe BB était une droite passant l'origine des coordonnées, — ce qui, d'ailleurs, n'est conforme à la réalité que pour les pertes occasionnées par le frottement de l'arbre et du pivot, — la réduction de la vitesse du rendement *maximum* serait proportionnelle à la grandeur relative de ces pertes. En réalité, elle croît plus vite parce que la courbe BB tourne sa concavité vers le haut.

La fuite au joint étant indépendante de la vitesse de rotation, il semble qu'elle n'ait aucune action sur la vitesse de rendement maximum. Ce n'est pas cependant tout à fait exact, car la fuite au joint a eu pour effet d'augmenter un peu la vitesse de l'eau dans le distributeur, et, par là, les pertes de charge dans cet organe.

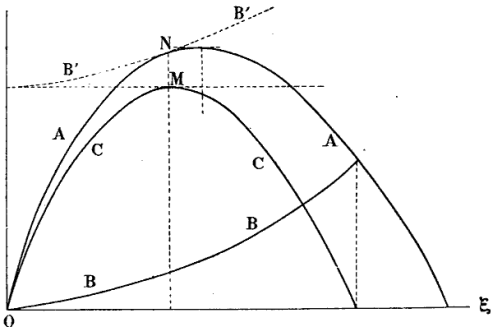


Fig. 13.

En résumé, l'on voit que presque tous les genres de pertes qui ont lieu dans une turbine ont pour effet de réduire la vitesse de rendement maximum, ou vitesse de marche normale de cette turbine, et comme cette réduction est, pour chaque genre de pertes, à peu près proportionnelle à la grandeur de la perte, l'on peut dire que la réduction relative de la vitesse de rendement maximum par rapport à celle qui correspondrait à l'absence complète de pertes est une mesure *approximative* de l'importance des pertes, sauf en ce qui concerne la fuite au joint.

Action de la force centrifuge composée. — La poussée de l'eau sur les aubes, poussée due à sa vitesse relative, résulte de deux causes : la courbure propre de l'aube, et son mouvement circulaire autour de l'axe de la machine. Dans les centripètes, la poussée due au mouvement de l'aube s'ajoute à l'autre, tandis que c'est le contraire dans les centrifuges.

Autrement dit, la force centrifuge composée, que l'on considère dans les mouvements relatifs d'après le théorème de Coriolis, et qui est perpendiculaire à la fois sur la vitesse relative et sur l'axe de rotation, a pour effet d'appliquer la veine d'eau contre la face impulsive de l'aube s'il s'agit d'une centripète, tandis qu'elle tend à la décoller si la turbine est centrifuge, et elle arriverait même à la décoller tout à fait à une allure suffisamment vive. C'est là une nouvelle manière de nous rendre compte de la supériorité des turbines centripètes sur les centrifuges.

Influence de la grandeur de l'appareil sur les pertes. Ses pertes deviennent relativement plus petites à mesure que les dimensions de l'appareil augmentent. On sait, en effet, que la perte de charge j, par unité de longueur, dans un tuyau où coule un liquide, est liée à la vitesse moyenne d'écoulement v et au *rayon moyen* R du tuyau par une relation telle que

$$\mathrm{R}\,j = f(v, \mathrm{R}),$$

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

où f est une fonction de v et de R sensiblement proportionnelle au carré de v et *décroissante* quand le rayon R augmente, fonction qui peut se mettre sous la forme approchée suivante :

$$f(v, \mathrm{R}) = a\, v^{2-n}\, \mathrm{R}^{-n'},$$

n et n' étant des nombres voisins de 0,20 [1]. Or, dans des turbines *semblables*, la perte de charge totale est proportionnelle aux $\mathrm{R}j$, puisque la longueur des canaux fixes et mobiles varie comme leurs dimensions transversales; par conséquent, les pertes totales varieront avec R dans le même sens que la fonction f, c'est-à-dire décroîtront lorsque les dimensions deviendront plus grandes.

Dos des ailes et profil théorique. — Nous avons beaucoup insisté sur ce que le choc de l'eau à l'entrée de la roue a une grande importance. Si on veut l'atténuer le plus possible, il convient d'abord d'employer les systèmes de turbines où la vitesse relative w_0 est réduite au minimum et où les canaux mobiles ont aussi peu de courbure que possible; la première condition est satisfaite lorsque le degré de réaction est voisin de 0,5; la seconde conduit à préférer les turbines centripètes. De plus, il faut faire les

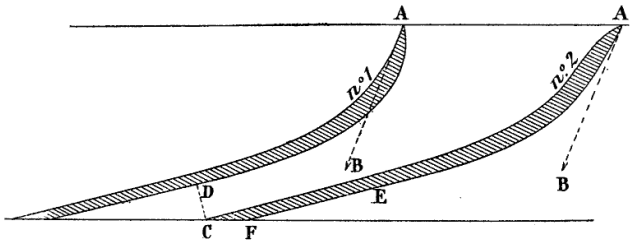


Fig. 14.

ailes aussi minces que le permet la résistance du métal à la rupture et à l'*usure*, et avoir soin de bien disposer le biseau à leur arête d'entrée.

La vitesse relative de l'eau ayant la direction AB (fig. 14), les constructeurs disposent souvent le commencement de l'aile, avec des ailes en *fonte*, comme le représente le tracé de gauche n° 1. Il semble préférable d'adopter la forme n° 2, figurée à droite, en vertu du principe posé précédemment, à savoir que la perte par choc est réduite au *minimum* lorsque la tangente au premier élément du dos des ailes est parallèle à la vitesse relative à l'entrée de la roue. *Ce sera donc le dos des ailes auquel on donnera le profil théorique*, ayant les inclinaisons β_0 et β_1 de la vitesse relative à l'entrée et à la sortie de la roue; la face, ou partie active de l'aile, se tracera ensuite de manière que l'aile ait l'épaisseur voulue. Toutefois, si cette épaisseur était par trop grande, comme cela se présente dans les turbines à veine moulée sans réaction, on serait conduit à faire passer le profil théorique entre le dos et la face de l'aile,

Relation entre l'angle β_0 et le degré de réaction ε. — L'angle initial β_0 des ailes dépend de l'angle α du distributeur, de la vitesse relative ξ de la roue, du degré de réaction ε et aussi, dans une certaine mesure, des pertes dans la machine. La relation générale entre ces diverses quantités est très compliquée. Il faut, dans chaque cas, faire l'épure des vitesses pour trouver la valeur à peu près exacte de l'angle β_0. Mais il y a des *cas particuliers* intéressants, où il est impossible d'indiquer une relation assez simple entre l'angle β_0 et les données. Nous avons vu déjà, à propos des turbines

1. Flamant, *Hydraulique*, p. 150.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

sans réaction, une telle relation ainsi conçue : Si la vitesse relative ξ de la roue est celle qui donne le *maximum* de rendement hydraulique de la roue (voisine de 0,50 en général) l'angle β_0 est peu différent du double de l'angle α du distributeur.

On peut aussi en donner une plus générale, s'appliquant à tous les degrés de réaction, si l'on admet que la sortie de l'eau est *diamétrale*, c'est-à-dire que l'angle α_1, sous lequel l'eau sort de la roue mobile, est égal à $\frac{\pi_1}{2}$, ce que l'on suppose habituellement. Avec cette hypothèse, en effet, a_1 est nul, et la formule fondamentale se réduit à :

$$\rho_1 g H = u_0 v_0 \cos \alpha.$$

Mais l'on a aussi, dans le triangle des vitesses à l'entrée de la roue, A B C_0 (fig. 6),

$$\frac{v_0}{\sin \beta_0} = \frac{u^0}{\sin (\beta_0 - \alpha)}.$$

Tirant de là la valeur de u_0, et la portant dans la relation précédente, il vient :

$$\rho_1 g H = v_0^2 \cos \alpha (1 - tg \alpha \cot \beta_0).$$

On a d'ailleurs, d'après la définition du degré de réaction,

$$v_0^2 = (1 - \varepsilon) 2 g H. \qquad (23)$$

Donc, enfin,

$$\rho_1 = 2 (1 - \varepsilon) \cos \alpha (1 - tg \alpha . \cot \beta_0). \qquad (24)$$

Telle est la relation que nous avions en vue. Elle montre immédiatement que l'angle initial des ailes β croît en même temps que le degré de réaction ε. Les épures nous l'ont montré aussi d'une façon plus générale.

Cette relation se simplifie notablement si l'on remarque que, généralement, le rendement hydraulique ρ_1 et le carré de cos α sont, l'un et l'autre, voisins de la valeur 0,87; dès lors on a approximativement[1] :

$$tg \beta_0 \backsimeq \frac{2 - 2 \varepsilon}{1 - 2 \varepsilon} tg \alpha. \qquad (25)$$

D'après cette égalité approchée : 1° si $\varepsilon = o$, cas des turbines d'impulsion, $tg \beta_0 = 2 tg \alpha$, et β_0 diffère peu de 2α, ce que nous avons vu précédemment; 2° si $\varepsilon = 0,5$, cas ordinaire des turbines à réaction, $tg \beta_0 = \infty$ et $\beta_0 = \frac{\pi}{2}$.

Plus exactement, si $\beta_0 = \frac{\pi}{2}$, la formule 24 montre que le degré de réaction, égal à

$$1 - \frac{\rho_1}{2 \cos^2 \alpha},$$

est plus petit, égal ou plus grand que 0,5, suivant que cos α est plus petit, égal ou plus

1. A l'exemple des auteurs allemands, nous emploierons désormais le signe $\backsimeq$ pour indiquer une égalité seulement approximative.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

grand que $\sqrt{\rho_1}$. On a, du reste, dans ce cas, puisque le triangle des vitesses est rectangle en C (fig. 15),

$$u_0 = v_0 \cos \alpha,$$

puis,

$$\xi = \frac{u_0}{\sqrt{2g\,H}} = \sqrt{\frac{\rho_1}{2}} \backsim 0{,}66.$$

Un autre cas intéressant, qui se présente quelquefois, est celui où le triangle A B C des vitesse est rectangle en B (fig. 16) et où, par conséquent, $\beta_0 = \frac{\pi}{2} + \alpha$. Des formules précédentes, on déduit :

$$\varepsilon = 1 - \frac{\rho_1}{2} \backsim 0{,}56 \qquad \text{indépendant de } \alpha,$$

et

$$\xi = \sqrt{\frac{\rho_1}{2\cos^2 \alpha}} \backsim 0{,}70.$$

Les déductions précédentes supposent, ne l'oublions pas, que la vitesse ξ de la roue est telle que la sortie de l'eau de la turbine s'effectue dans une direction absolue

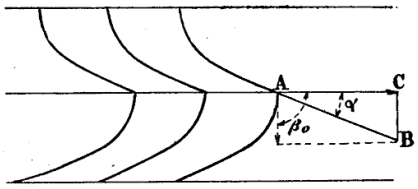


Fig. 15.

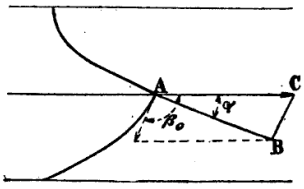


Fig. 16.

perpendiculaire à u_1. *L'angle* β_0 *changerait rapidement de valeur si la vitesse était autre.* Nous allons voir qu'il n'en est pas ainsi pour le rapport $\eta = \frac{S_1}{\Delta}$ entre les sections droites à la sortie du distributeur et de la roue mobile.

Relation entre le degré de réaction ε et le rapport des sections de sortie. — Nous appelons Δ la section droite totale de sortie du distributeur et S_1 la section droite de sortie de la roue mobile[1].

1. Il importe de bien préciser comment on doit mesurer Δ et S_1.

S'il s'agit de turbines hélicoïdes, il n'y a pas de difficulté parce que les parois qui forment les canaux du distributeur et de la roue sont toujours *planes* dans la partie qui avoisine l'orifice de sortie. Dès lors l'on aura, pour le distributeur :

$$\Delta = n\,l\,e, \qquad (a)$$

n étant le nombre des canaux supposés tous identiques ;

l la largeur du distributeur à la sortie ;

e, l'*épaisseur* du canal, c'est-à-dire la longueur de la perpendiculaire abaissée du point c (fig. 46) au bord de l'aube, et *au milieu de sa largeur*, sur le plan qui forme le dos de l'aile précédente.

Et de même pour S_1, orifice de sortie de la roue mobile, l'on aura : $S_1 = n_1\,l_1\,e_1$.

S'il s'agit maintenant d'une turbine centrifuge ou centripète, il est déjà plus difficile de dire au juste ce qu'on doit prendre pour Δ et pour S_1. Cette question a été discutée par Bodmer (*les Moteurs hydrauliques*, p. 117 et 367). Les aubes n'ayant pas, dans ce cas, de partie rectiligne, on prendra pour épaisseur e du canal, à sa sortie, la plus courte distance du bord de l'aile au dos de l'aile précédente, et l'on appliquera encore les relations ci-dessus, *si les orifices de sortie se trouvent distribués sur une surface cylindrique et si les joues latérales des canaux sont perpendiculaires à cette surface cylindrique.*

Mais s'il en est autrement, si les orifices de sortie se trouvent soit sur une surface conique, soit

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Le débit Q à travers la turbine s'exprime par les relations ci-après, dans lesquelles nous négligerons la perte q au joint :

$$Q = k\, v_0\, \Delta = k_1\, w_1\, S_1, \qquad (26)$$

où k et k_1 sont les coefficients de contraction de la veine à la sortie du distributeur et de la roue mobile.

Mais, d'autre part, *si l'on suppose que la vitesse* ξ *de la turbine est telle que la sortie normale est réalisée*, l'on a $a_1 = 0$, et par suite,

$$\rho_1\, g\, H = u_0\, v_0 \cos\alpha;$$

puis,

$$u_0 \frac{r_1}{r_0} = u_1 = w_1 \cos\gamma = \frac{k}{k_1}\, v_0 \frac{\Delta}{S_1} \cos\gamma.$$

La valeur de u_0 en fonction de v_0, tirée de cette dernière égalité et portée dans la relation précédente, lui donne la forme ci-après :

$$\rho_1\, g\, H = v_0^2 \cos\alpha \cos\gamma\, \frac{r_0}{r_1} \frac{k}{k_1} \frac{\Delta}{S_1}.$$

Mais, d'après la définition du degré de réaction :

$$v_0^2 = 2\,(1-\varepsilon)\, g\, H.$$

Donc, finalement, l'on a, entre le degré de réaction ε, le rapport $\frac{S_1}{\Delta} = \eta$ le rendement ρ_1. les angles α et γ et le rapport des rayons $\frac{r_1}{r^0} = \sigma$, la relation fondamentale suivante :

$$1 - \varepsilon = \frac{\rho_1}{2 \cos\alpha \cos\gamma} \frac{r_1}{r_0} \frac{k_1}{k} \frac{S_1}{\Delta}, \qquad (27)$$

même sur une surface de tore quelconque, ce qui a lieu dans les turbines hélico-centripètes, les considérations simples précédentes ne sont plus applicables.

Pour définir $\Delta\, S_1$, *il faut alors supposer connues les trajectoires de l'eau* dans les canaux et faire l'intégrale de petits éléments de surface normaux à ces trajectoires, ces petits éléments étant astreints à constituer de petites bandes de surfaces allant depuis le bord de sortie d'une aube jusqu'au dos de l'aile précédente ou aux joues latérales, et étant comprises entre des cônes de révolution autour de l'axe de la turbine, tangents ou trajectoires en leur point de sortie. Si le bord de l'aube est lui-même formé par une courbe normale, en tous ses points, aux trajectoires de l'eau, ce qui a lieu le plus souvent, ces petites bandes, prises dans leur ensemble, constitueront une surface orthogonale aux trajectoires, sinon elles seront disposées en retraite l'une par rapport à l'autre, à la manière des marches d'un escalier.

Dans tous les cas, remarquons que si l'on appelle A l'aire de la surface de révolution autour de l'axe sur laquelle débouchent les canaux du distributeur, a la partie de cette surface qui correspond à l'épaisseur des ailes, α l'angle *moyen* des trajectoires à la sortie du distributeur, l'on a :

$$\Delta \backsim (A - a) \sin\alpha; \qquad (b)$$

et, de même pour la roue mobile,

$$S_1 \backsim (A_1 - a_1) \sin\gamma. \qquad (c)$$

Ceci suppose toutefois, ce qui n'est pas toujours réalisé, que les derniers éléments des trajectoires de l'eau sont contenus dans les plans tangents aux cônes normaux aux surfaces de révolution A et A_1.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

dans laquelle les deux fractions $\frac{\rho_1}{\cos\alpha\cos\gamma}$ et $\frac{k_1}{k}$ sont, l'une et l'autre, peu différentes de l'unité[1]. En faisant ces fractions égales à l'unité, on a :

$$\frac{S_1}{\Delta} \backsimeq 2\,(1-\varepsilon)\,\frac{r_0}{r_1}. \qquad (28)$$

En particulier, dans le cas des hélicoïdes, $r_0 = r_1$, et il devient tout simplement :

$$\frac{S_1}{\Delta} \backsimeq 2\,(1-\varepsilon). \qquad (28\ bis)$$

Cette relation nous montre que : 1° si la turbine est d'impulsion ($\varepsilon = 0$), il faut faire $S_1 \backsimeq 2\,\Delta$ quand les veines sont moulées et $S_1 > 2\,\Delta$ quand elles doivent être libres; 2° si la turbine est de genre Jonval ($\varepsilon = 0{,}5$), il faut faire $S_1 \backsimeq \Delta$; 3° enfin, si le degré de réaction est plus grand que 0,5 ($\varepsilon > 0{,}5$), l'on aura $S_1 < \Delta$, et inversement. La correspondance, entre ε et $\sigma\eta$, qu'établit la relation se trouve représentée par la droite A B (fig. 17).

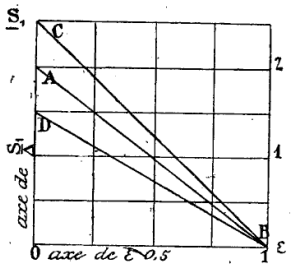


Fig. 17.

Mais tout ceci n'est qu'approximatif.

Les formules qui précèdent ont été établies en supposant que la vitesse ξ de la roue correspond à la sortie normale de l'eau ($a_1 = 0$). Elles seraient modifiées s'il en était autrement. Cependant, lorsque le degré de réaction s'écarte peu de 0,5, la vitesse w_1 relative à la sortie varie peu quand ξ change; les relations précédentes restent donc sensiblement vraies, même pour des valeurs de ξ notablement différentes de celle qui réalise la sortie normale, au contraire de ce qui se passe pour la relation entre β_0 et ε, discutée précédemment. On voit par là que le degré de réaction ε d'une turbine est, *à peu de chose près*, déterminé par la rapport $\frac{S_1}{\Delta}$ des sections de sortie de la roue et du distributeur, et que l'on a, d'après 28,

$$\varepsilon \backsimeq 1 - \frac{2}{\sigma}\frac{S_1}{\Delta},$$

σ étant le rapport $\frac{r_1}{r_1}$ des rayons de la roue.

Relation entre la puissance P *d'une turbine, sa vitesse angulaire* ω, *la hauteur de chute* H, *et les coefficients* φ, ξ et ρ.

La vitesse angulaire ω de la roue mobile, égale à $2\pi\frac{n}{60}$, n étant le nombre de tours par minute, est liée à la vitesse linéaire u et au rayon r par la relation :

$$u = \omega r.$$

1. Cette relation a déjà été donnée, sous des formes équivalentes, par différents auteurs :
Bodmer, *les Moteurs hydrauliques*, p. 104;
H. Innes, *Centrifugal pumps, turbines and water motors*, p. 58 à 62.
Je l'ai complétée par l'introduction, nécessaire pour l'exactitude, du rapport $\frac{k_1}{k}$ des coefficients de contraction.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

D'un autre côté, d'après la définition des coefficients d'ouverture réduite φ et de vitesse ξ, l'on a :

$$\varphi \sqrt{2g\,H}\; r^2 = Q, \qquad u = \xi \sqrt{2g\,H}.$$

L'élimination de u et de r entre ces trois égalités procure la relation suivante, intéressante par elle-même :

$$\omega^2 Q = (2g)^{\frac{5}{2}} \varphi\, \xi^2\, H^{\frac{3}{2}}. \tag{29}$$

Multiplions-en les deux membres par ρH, et remplaçons, dans le premier membre, $\rho H Q$, qui n'est pas autre chose que la puissance utile de la turbine, par la lettre P, il vient

$$\omega^2 P = (2g)^{\frac{5}{2}} \rho\, \varphi\, \xi^2\, H^{\frac{5}{2}}, \tag{30}$$

dans laquelle la puissance P sera exprimée en tonnes-mètres par seconde, si l'on prend pour unité de longueur le mètre.

De cette égalité, qui n'est autre que celle qui relie le coefficient de puissance τ aux coefficients ρ, φ et ξ, découlent plusieurs conséquences importantes :

1° A égalité de vitesses angulaires, et dans des conditions de marche analogues, c'est-à-dire avec un même ξ, des turbines de *même type* ont des puissances proportionnelles à la puissance 2,5 de la hauteur de chute ;

2° Dans les mêmes conditions de marche, avec une même hauteur de chute, la vitesse angulaire des turbines de même type est inversement proportionnelle à la racine carrée de leur puissance ;

3° Pour une même vitesse angulaire et une même hauteur de chute, la puissance utile P d'une turbine sera d'autant plus grande que la vitesse relative sera elle-même plus grande. Cela résulte de ce que ξ est élevé à la deuxième puissance. Les cofficients ρ et φ sont fonction de ξ, de l'angle α du distributeur et du degré de réaction ε, mais la diminution du produit $\rho\,\varphi$ est toujours plus que compensée par l'augmentation de la deuxième puissance de ξ. On remarquera même que, dans le voisinage du maximum de rendement, ρ et φ varient peu, en sorte que la puissance P croît presque aussi vite que le carré de ξ.

TURBINES DE GRANDE PUISSANCE

Je passe maintenant à l'importante question des turbines de grande puissance sur faibles chutes. L'on cherche aujourd'hui, pour l'accouplement direct avec les machines dynamos, à faire des turbines aussi puissantes que possible pour un nombre de tours déterminé, la hauteur de la chute étant fixée, ou, ce qui revient au même, à tourner le plus vite possible pour une puissance déterminée.

Nous allons donc examiner jusqu'où l'on peut aller avec une seule roue mobile unilatérale, puis nous verrons comment on peut associer entre elles plusieurs roues mobiles, de manière à grouper leurs puissances sur le même axe.

I. — Turbines simples. — Nous avons vu précédemment que le coefficient de puissance $\tau = \dfrac{\omega^2 P}{(2g)^{\frac{5}{2}} \Pi H_{2,5}}$ est aussi représenté par le produit $\rho\,\rho\,\xi^2$ des trois autres coeffi-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

cients caractéristiques : ρ rendement mécanique, φ, ouverture réduite, et ξ vitesse relative de la turbine.

Or, ce coefficient de puissance caractérise précisément une turbine au point de vue qui nous occupe actuellement, car on voit que, à égalité de vitesse angulaire ω et de hauteur de chute H, la puissance P de la machine est proportionnelle à ce coefficient, et que, à égalité de puissance P et de hauteur de chute H, la vitesse angulaire ω est proportionnelle à sa racine carrée. On devra donc chercher à élever τ le plus possible.

Reportons-nous aux courbes caractéristiques de φ et de τ tracées avec ξ en abscisse. La courbe de ρ a toujours une allure parabolique avec un sommet M (fig. 3) et la courbe de τ affecte la forme O A N L, avec un sommet N ayant une abscisse *on* toujours plus grande que celle *om* du point M. Donc, pour les turbines puissantes, on devra adopter une vitesse relative ξ comprise entre celle *om* du maximum de rendement et celle *on* du maximum de puissance, d'autant plus près de la première que l'on voudra un rendement plus élevé et d'autant plus près de la seconde que l'on voudra plus sacrifier du rendement pour accroître la puissance.

Après le point A, la courbe de τ monte rapidement. On a dès lors tout intérêt à se fixer un ξ notablement supérieur à celui du maximum de rendement, car l'on accroît ainsi énormément le coefficient de puissance sans nuire beaucoup au rendement mécanique.

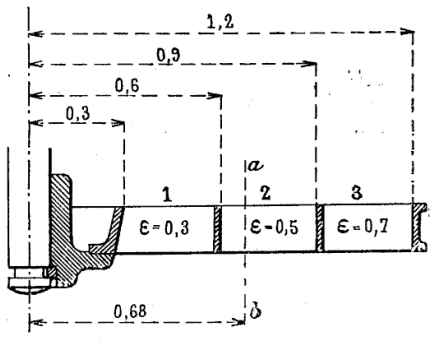


Fig. 18.

On peut, par exemple, prendre ξ supérieur de 15 p. 100 à celui du maximum de rendement.

D'autre part, l'on devra évidemment adopter les genres de turbines qui permettront un ξ de rendement maximum aussi élevé que possible. Ce sont donc les turbines à forte réaction (50, 60 et même 70 p. 100) qu'il conviendra de préférer.

Pour les genres centrifuges et centripètes, l'on arrive ainsi à fixer entre 0,80 et 0,85 les vitesses relatives ξ des turbines de grande puissance. A cette valeur, l'on n'est pas encore à la limite possible de puissance, mais si on augmentait ξ davantage, on devrait subir une diminution corrélative du rendement mécanique.

Précisons, en examinant successivement ce que l'on peut faire avec les genres hélicoïde, centrifuge et centripète.

1° *Genre hélicoïde.* — Dans les turbines Jonval modernes, à deux ou trois couronnes d'aubes, on va jusqu'à une vitesse relative périphérique ξ' égale à 1,05, avec un rapport des diamètres interne et externe atteignant 2,45 et un angle α au distributeur égal moyennement à 24°. Le coefficient de puissance atteint, dans ces conditions, la valeur 0,44, alors que le rendement mécanique net ρ reste supérieur à 0,76, si la construction de la turbine est soignée.

Mais avec $\xi' = 1{,}05$ on est très loin de la limite de puissance. Tous les anneaux d'aubage que l'on peut ajouter autour et à l'intérieur d'une roue mobile ordinaire procurent un couple moteur supplémentaire, à la condition que l'on ne dépasse pas, pour ξ', une valeur qui, avec $\varepsilon = 0{,}6$ et $\alpha = 20°$, atteint 1,75, et avec $\varepsilon = 0{,}7$ et $\alpha = 27°$, atteint 2. La marge est grande.

Bien entendu, l'effet utile de ces anneaux décroît de plus en plus à mesure que l'on s'écarte davantage de la valeur 0,66, en plus ou en moins; en sorte qu'il convient de se borner, dans cette voie, à des valeurs de ξ' et ξ'' qui ne soient pas, trop au-dessus de 1 pour la première ni au-dessous de 0,4, pour la seconde.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

J'ai montré les résultats que l'on obtiendrait avec, par exemple, $\xi' = 1{,}2$ et $\xi'' = 0{,}3$, donnant un rapport des rayons égal à 4, la turbine étant faite en trois couronnes de largeur égale, fig. 18, auxquelles on applique des degrés de réaction échelonnés : 0,3, 0,5 et 0,7. Si, de plus, on adopte des angles aux distributeurs croissants de 23° pour l'anneau intérieur, à 36° pour l'anneau extérieur, avec 28°,5 pour l'anneau moyen, de manière que la vitesse axiale de l'eau atteigne $1/3\ \sqrt{2gH}$, ce qui est une limite extrême admissible en pratique, l'on parvient aux chiffres suivants :

Ouverture réduite	$\varphi = 0{,}77$
Rendement mécanique net.	$\varphi = 0{,}69$
Coefficient de puissance.	$\tau = 0{,}84$

Et, en supposant l'emploi possible d'un amortisseur, le rendement monterait à 0,75 et le coefficient de puissance à la valeur 0,9, plus que double du coefficient des turbines Jonval modernes les plus puissantes.

Mais ce n'est pas encore là la limite de ce qu'il serait possible d'obtenir si, ayant de l'eau surabondamment, l'on n'avait pas à se préoccuper du rendement mécanique. Traçons, en effet, les courbes de ρ en fonction du carré de la vitesse ξ' pour le cas, que nous avons supposé, d'une vitesse axiale b_0 égale à 1/3 de $\sqrt{2gH}$, et poussons ces courbes

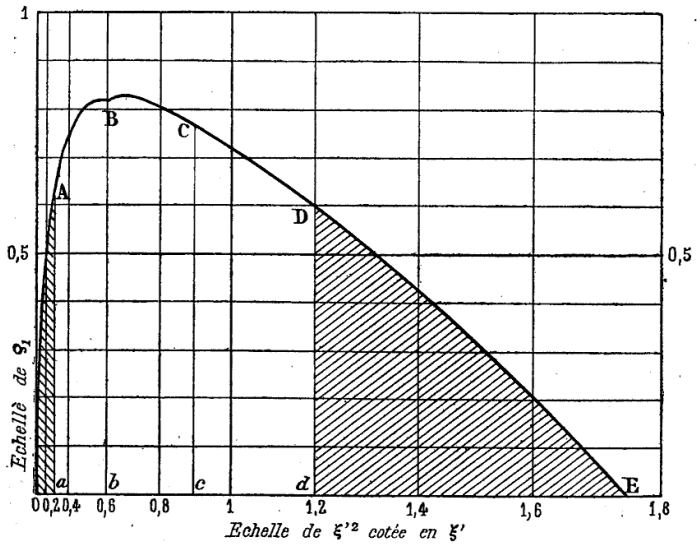


Fig. 19.

jusqu'à l'axe des abscisses. Nous avons la figure 19, où la courbe ABCD se compose de trois arcs successifs, AB, BC et CE, relatifs le premier à $\varepsilon = 0{,}3$, le second à $\varepsilon = 0{,}5$ et le troisième à $\varepsilon = 0{,}7$. La puissance totale de notre turbine, non compris les pertes externes, est représentée sur cette figure par la surface *a*BCD*da*, et les puissances de chacune des trois couronnes d'aubes par les surfaces *a*AB*ba*, *b*BC*cb*, *e*CD*dc*. Les surfaces hachurées de part et d'autre représentent la puissance qu'il serait possible d'y ajouter en prolongeant l'aubage jusqu'à l'axe, d'une part, et jusqu'au diamètre donnant la vitesse périphérique 1,75, d'autre part. La première est insignifiante, mais la seconde représente environ la moitié de la puissance correspondant à

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

la surface laissée en blanc. On voit donc, qu'à la rigueur, on pourrait porter le coefficient de puissance jusqu'à la valeur 1,5. Mais, évidemment, le rendement mécanique serait très mauvais, inférieur à 0,5.

Ce coefficient de 1,5 paraît être à peu près le maximum de ce que permet d'obtenir une seule roue mobile. Si l'on voulait, en effet, chercher à l'accroître encore en augmentant les angles α des distributeurs de manière à augmenter les composantes axiales b des vitesses de l'eau, et par là le débit, on diminuerait les rendements, ainsi que la vitesse limite ξ' à laquelle le moment moteur s'annule, et on reperdrait de ce côté en grande partie, sinon en totalité, ce qu'on gagnerait de l'autre.

2° *Genre centrifuge.* — Proposons-nous maintenant de faire une turbine centrifuge aussi puissante que possible, en nous imposant la condition d'avoir un rendement mécanique supérieur à 0,70.

La figure 20 montre la coupe par l'axe d'une turbine centrifuge remplissant cette condition et la figure 21 donne les triangles des vitesses, le degré de réaction étant supposé égal à 0,5 et la vitesse relative ξ égale à 0,75. Sur la figure 20, les cotes sont

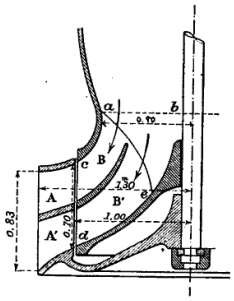


Fig. 20.

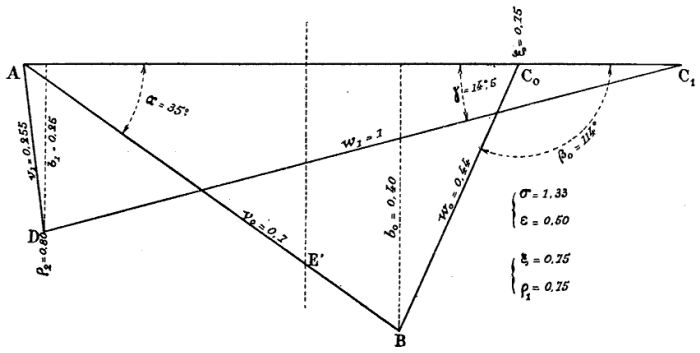


Fig. 21.

données en fonction du rayon R_0 de la roue mobile pris pour unité. On voit que, à la sortie du distributeur, la composante diamétrale b_0 de la vitesse de l'eau atteindrait 0,4 $\sqrt{2gH}$, mais qu'elle ne serait plus que de 0,25 $\sqrt{2gH}$ à la sortie de la roue mobile. On ne peut guère aller au delà sans occasionner une forte réduction du rendement mécanique. Dans l'ouïe *ab*, la vitesse de l'eau atteindrait la valeur très élevée 0,6 $\sqrt{2gH}$. Il est donc indispensable de prendre des précautions pour éviter les tourbillons de l'eau à l'entrée du distributeur ; aussi, les ailes de celui-ci devraient-elles être tout particulièrement soignées.

Il faut aussi éviter que le courant d'eau, animé d'une grande vitesse dès l'entrée dans le distributeur, ne se jette par trop du côté du fond *de*. Dans ce but, le distributeur et la roue sont partagés en deux par une cloison médiane, et surtout, les joue *ac* et *ed* coupent obliquement le joint *cd*, de manière à réduire autant que possible l'inflexion des trajectoires. Habituellement, les constructeurs s'astreignent à faire aboutir les joues de la turbine normalement sur le joint. Il n'y a aucun avantage à cela, si ce n'est de simplifier le tracé des aubes. Tout au contraire, au point de vue du rendement, il vaut mieux conduire l'eau avec le moins d'inflexion possible.

D'après l'épure figure 21, le rendement hydraulique de la roue atteindrait 80 p. 100. Diminuons-le de 4 p. 100 de pertes dans le distributeur (relativement considérables à

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

cause de la grande vitesse à l'entrée) et de 5 p. 100 de pertes externes (frottements d'axe et fuites au joint), nous arrivons à un rendement net ρ d'environ 72 p. 100.

D'autre part, d'après la composante diamétrale $b_0 = 0{,}4\sqrt{2gH}$ et d'après les dimensions du distributeur à la sortie, si l'on admet une perte de section de 20 p. 100, causée par les contractions des veines et par l'épaisseur des ailes, le coefficient φ, égal à $\frac{Q}{r^2\sqrt{2gH}}$, atteindrait la valeur 1,2, en sorte que le coefficient de puissance τ, égal à $\rho\varphi\ \xi^2$, s'élèverait à 0,52. C'est beaucoup plus que le chiffre relatif aux turbines doubles du Niagara, plus même que celui de toutes les turbines unilatérales hélicoïdes ou centripètes que nous avons citées, mais beaucoup moins que ce que nous allons obtenir avec une hélico-centripète cylindro-conique.

Le genre hélico-centrifuge permettrait d'aller un peu plus loin que 0,52 avec le

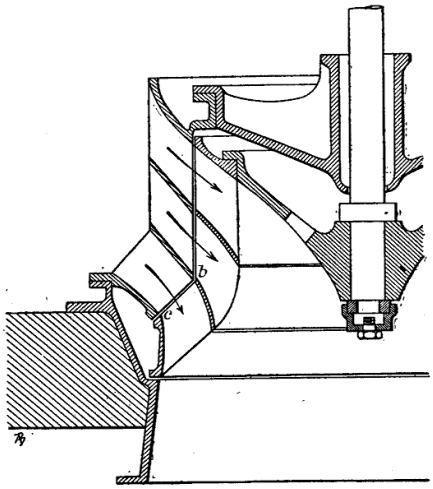


Fig. 22.

même rendement, mais je ne suppose pas ce cas, parce que, le vannage ne pouvant guère se faire, dans les centrifuges, qu'avec une vanne cylindrique à translation passée soit à l'entrée, soit à la sortie de la roue mobile, il faut nécessairement que la roue soit cylindrique.

3° *Genre centripète.* — Examinons enfin le cas d'une turbine cylindro-conique centripète du genre de celle qui est représentée dans la figure 22, et, puisqu'il s'agit d'obtenir une grande puissance, supposons que la composante diamétrale des vitesses atteigne dans la roue la valeur $^1/_3\sqrt{2gH}$ et que la partie conique de la roue s'étende jusqu'à la vitesse relative $\xi = 1{,}10$. Admettons encore, pour la partie cylindrique, $\sigma = 0{,}75$ et $\xi = 0{,}80$. Dans ces conditions, on trouve, en faisant les épures (que je laisse au lecteur le soin de tracer), que, pour la partie cylindrique, le rendement net atteindrait, sans amortisseur, 0,79, et le coefficient de puissance 0,45; et, pour la partie conique, le rendement serait égal à 0,69, avec un coefficient de puissance de 0,40. Pour les deux réunies, on aurait un rendement moyen de 0,73 et un coefficient de puissance égal à 0,85. C'est plus que ce que nous avions obtenu avec le genre hélicoïde, en poussant même la vitesse relative périphérique jusqu'à 1,2, tandis qu'ici nous nous limitons à 1,1.

Si l'on suppose l'application d'un amortisseur à cette turbine hélico-centripète, le

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

rendement sera relevé d'environ la moitié de ce qui correspond à la vitesse diamétrale $^1/_3\sqrt{2gH}$, c'est-à-dire de $\frac{1}{18}$, ou de 5,5 p. 100. Le rendement moyen net monterait donc à 0,78 et le coefficient de puissance à 0,90.

Il suffirait d'augmenter encore un peu la partie conique (jusqu'à $\xi = 1{,}14$) pour atteindre un coefficient de puissance égal à 0,95, plus que double de tout ce qui a été obtenu jusqu'à présent, tout en conservant un rendement mécanique net supérieur à 0,75, à la condition toutefois que l'emploi d'un amortisseur soit possible.

II. — Turbines multiples. — Quand on ne parvient pas à la puissance désirée au moyen d'une seule roue mobile unilatérale, on a la ressource d'en associer plusieurs sur un même axe ou sur des axes parallèles que l'on groupe ensemble. De cette manière, on peut atteindre théoriquement la puissance que l'on veut en groupant un nombre suffi-

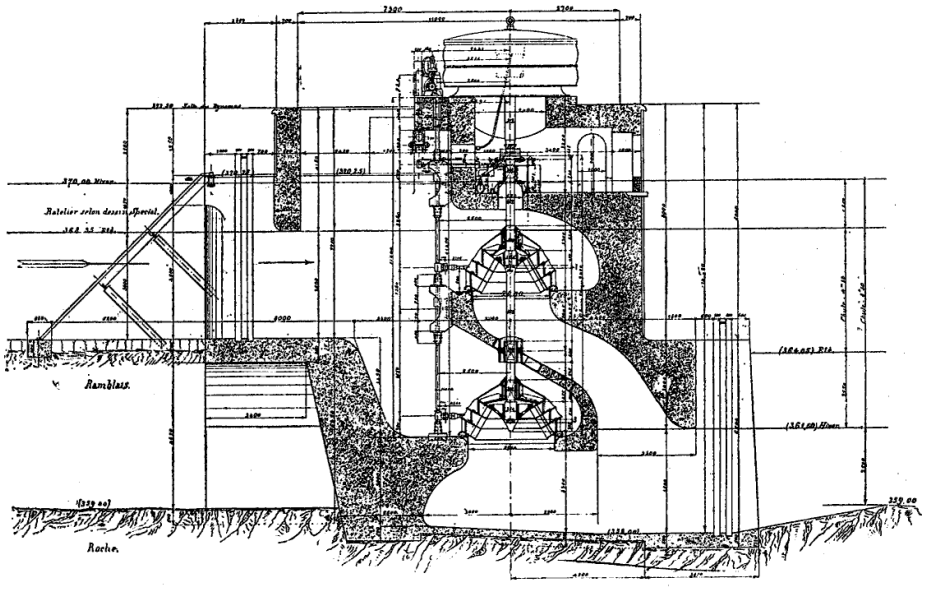


Fig. 23.

sant de roues simples. Pratiquement l'on n'a pas, que je sache, dépassé le nombre de six roues en trois turbines doubles.

Turbines doubles. — Dans le cas le plus simple, deux roues simples sont calées sur le même axe, avec leurs ouïes en regard l'une de l'autre ou opposées l'une à l'autre, de manière à constituer une roue mobile bilatérale. Cette disposition est particulièrement recommandable quand l'arbre est horizontal, parce qu'alors, l'appareil étant symétrique, les poussées longitudinales s'équilibrent exactement. Elle est fréquemment employée ; la figure 22 en montre un exemple. Si l'arbre est vertical, on peut aussi orienter les turbines dans le même sens, comme à Chèvres[1] (fig. 23).

Turbines multiples. — On a proposé quatre turbines sur le même arbre, en quatre ou trois corps (Brevet suisse Escher Wyss et Cie, 20 février 1897, et Brevet suisse Irené Schaad, 2 septembre 1897) ; et la maison Escher Wyss et Cie a exécuté quatre turbines

1. Article du professeur F. Prasil dans *Zeitschrift des Ver. deutscher Ing.*, 7 octobre 1899.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

groupées deux à deux en un seul corps, soit en centrifuge, comme à Chèvres, soit en centripète, ce qui vaut mieux, comme à Rheinfelden (fig. 24)[1].

Voici les chiffres relatifs aux turbines de Rheinfelden[2] : $H = 3$ mètres au minimum, $P = 840$ chevaux, $D_0 = 2^m,35$ $n = 55$ tours-minute.

On déduit de là : $\xi = 0,85$ et $\tau = 1,44$. Nous allons voir tout à l'heure qu'on pourrait obtenir plus que cela avec deux turbines unilatérales seulement, comme à Chèvres. Les constructeurs se proposent[2], tout en gardant la même disposition et le même diamètre de roue, de porter la vitesse à 68 tours par minute au lieu de 55; la vitesse rela-

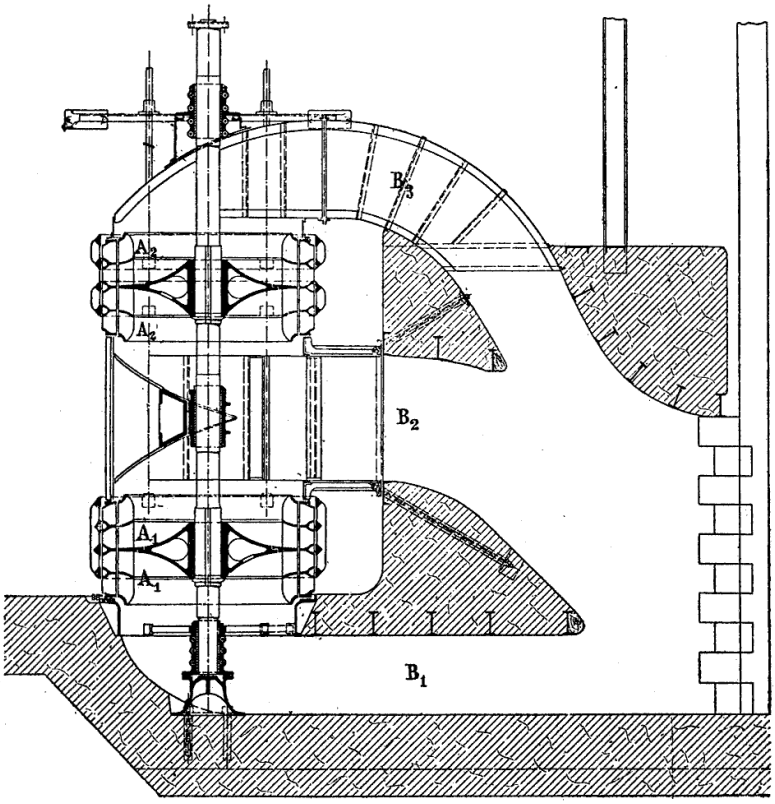


Fig. 24.

CONSERVATOIRE DES ARTS ET MÉTIERS BIBLIOTHÈQUE

tive de la roue mobile passera alors de $\xi = 0,85$ à $\xi = 1,05$ sur la plus basse chute, et elle s'élèvera encore à 0,89 sur la chute de $4^m,50$. Dans ces conditions, il n'y a pas de doute que le rendement mécanique s'abaissera sensiblement, surtout dans le cas de la basse chute. D'après nos épures, il n'atteindrait pas alors 68 p. 100, y compris 5 p. 100 de pertes externes.

Quand l'arbre est vertical, cette disposition de plusieurs turbines embrochées sur le même arbre présente l'inconvénient de nécessiter des puits en maçonnerie très profonds; et encore est-on obligé de rapprocher beaucoup les turbines entre elles, au point que les

1. Le réglage automatique est fait au moyen de vannes cylindriques de translation placées à l'entrée des distributeurs ainsi qu'on peut le voir sur la figure 138.

2. Cf. professeur Prasil, *Z. V. d. I.*, 7 octobre 1899.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

canaux d'évacuation B_1, B_2 (fig. 81) se raccordent à angle droit avec les ouïes des turbines tout contre celles-ci. Le courant d'eau sortant des turbines subit donc une inflexion brusque à angle droit, ce qui ne peut qu'être mauvais pour le rendement. D'autre part, la turbine inférieure, au moins, se trouve placée au-dessous du niveau d'aval, ce qui en rend la visite difficile. Enfin le montagne de l'ensemble est compliqué.

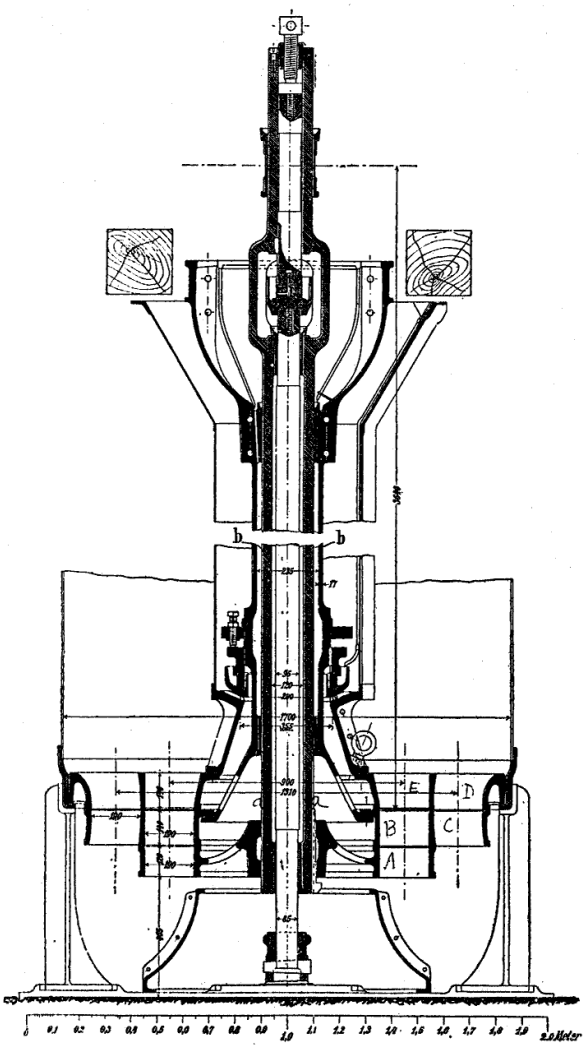


Fig. 25.

Accouplement par plateau-bielle. — On pourrait employer une autre disposition, préférable à ces divers points de vue. Cette nouvelle disposition, que je propose, consiste à placer des turbines côte à côte, parallèlement, au même niveau, et à les accoupler au moyen d'un plateau-bielle qui entraîne, par son centre, l'arbre de la machine à faire mouvoir.

Chacun des arbres des turbines se termine, à la partie supérieure, par une manivelle, et l'arbre de la dynamo porte à la partie inférieure une manivelle de longueur

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

égale aux précédentes. Un plateau polygonal rigide, formé par une plaque nervurée à jour, réunit ces diverses manivelles en recevant dans des coussinets appropriés leurs tourillons, de manière que ces manivelles, restent constamment parallèles entre elles. On voit aisément que, lorsque les turbines de puissance pareille, tournent avec la même vitesse angulaire, les efforts parallèles qu'elles exercent sur le plateau-bielle se composent en un seul, appliqué au centre de ce plateau, qui est précisément le centre du tourbillon de la manivelle réceptrice.

Le plateau se déplace dans l'espace parallèlement à lui-même, chacun de ses points décrivant une orbite circulaire de diamètre constant, et il oblige évidemment les turbines à avoir des mouvements rigoureusement synchrones. Pour que le mouvement du plateau soit parfaitement guidé, il suffit qu'il y ait au moins trois turbines placées en triangle. Ordinairement, les n turbines, associées ainsi par le plateau, seront disposées de façon que leurs centres se trouvent être les sommets d'un polygone régulier de n côtés; mais cette condition n'est pas indispensable. Elles peuvent être réparties d'une manière quelconque, pourvu que leurs centres ne soient pas tous en ligne droite. Il n'est pas nécessaire non plus qu'elles aient des puissances égales, mais il est bon que les vannages agissent tous ensemble de manière à réduire les puissances individuelles des turbines dans la même proportion. Dans le cas où la répartition des turbines serait irrégulière et leurs puissances inégales, on aura soin, naturellement, de placer le tourillon de la manivelle réceptrice d au centre des forces parallèles exercées par toutes les turbines, de telle façon que le plateau-bielle soit sollicité par des forces se faisant mutuellement équilibre.

Dans l'exemple que j'ai donné de ce système, avec trois turbines centripètes doubles accouplées, l'arbre de la dynamo recevrait une puissance six fois aussi grande que s'il n'y avait qu'une seule turbine unilatérale fixée sur lui, c'est-à-dire que le coefficient de puissance atteindrait près de 3, le rendement restant supérieur à 75 p. 100.

Dispositions Prasil. — Une autre solution ingénieuse, pour obtenir une vitesse de rotation plus grande, a été indiqué par M. le Pr F. Prasil du Polytechnicum de Zurich[1]. Elle consiste à employer deux turbines concentriques, la plus grande servant à entraîner le distributeur de la plus petite, de telle sorte que celle-ci, qui est la vraie turbine motrice, fonctionne sous une chute apparente plus grande que la chute réelle. Son distributeur, qui est entraîné par la turbine extérieure dans le même sens qu'elle, à une vitesse angulaire à peu près moitié moindre, n'est pas autre chose qu'une pompe. La figure 25 montre en coupe par l'axe la mise en œuvre de cette idée à l'aide de turbines hélicoïdes[1], et la figure 26 donne, à gauche, la coupe de l'aubage de la turbine extérieure DC, qui est ici une Jonval ordinaire et à droite, la coupe de l'aubage de la turbine ABE, spéciale à ce système. Les anneaux E et D sont fixes; les couronnes B, C, calées sur l'arbre creux b, tournent ensemble; M. Prasil les appelle la *roue transformatrice;* enfin la couronne mobile A, calée sur l'arbre moteur central a, tourne dans le même sens que les couronnes B, C, mais avec une vitesse angulaire plus grande. La figure 27 donne les triangles

1. Brevet suisse n° 16 218, du 10 mars 1898.

2. M. le professeur Prasil a publié, dans un très intéressant article de la *Schweizerische Bauzeitung* (numéros des 25 novembre, 2 et 9 décembre 1899), les résultats des essais exécutés à Ravensburg (Würtemberg) sur une turbine spécialement construite par la maison Escher, Wyss et Cie pour expérimenter ce système. Les figures 25 et 26, que nous avons données d'après la *Revue suisse,* représentent précisément cette turbines et ses aubages. La machine était disposée sur une chute de 3 mètres, débitant 2 mètres cubes par seconde. Le plus haut rendement mécanique qu'il ait été possible d'obtenir est de 62 p. 100. Voici, par exemple, les chiffres relatifs à l'un des meilleurs essais : $H = 2^m,880$; $Q = 2^{m3},068$; $HP = 48^{ch},5$; nombre de tours par minute : de la turbine intérieure, 144, et de la roue transformatrice, 67,6; rendement mécanique, $\rho = 0,623$; d'où un coefficient de puissance égal à 0,75. On obtiendrait facilement autant avec une turbine centripète à deux ouïes.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

des vitesses : ABD à l'entrée du distributeur mobile, ABC à la sortie de ce distributeur, AFC à l'entrée de la roue mobile A, et enfin AFE à la sortie de cette roue mobile.

Le débit total de la chute Q, abstraction faite des fuites par les joints, se partage en deux parties : Q_i qui traverse la turbine centrale, Q_e qui traverse la turbine extérieure. La turbine intérieure reçoit un débit moindre que Q sous une charge apparente $H + H^1$ plus grande que H; elle tourne donc beaucoup plus vite que si elle devait débiter Q à

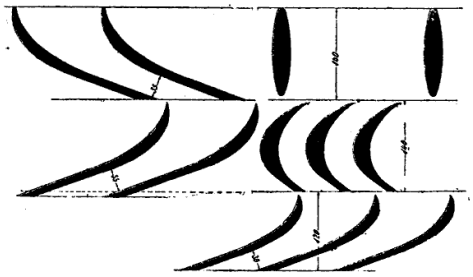


Fig. 26.

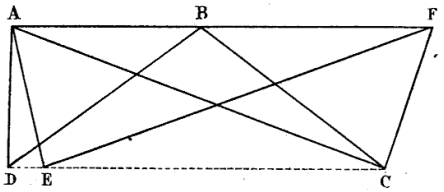


Fig. 27.

la hauteur de charge H, et l'on atteint ainsi une vitesse angulaire presque double, comme avec une turbine ordinaire quadruple.

Le système serait d'une construction simple et peu coûteuse; prenant peu de hauteur, il exigerait peu de maçonnerie. Malheureusement, il est incompatible avec un bon rendement mécanique, à cause du distributeur mobile qui est organe générateur de pression ou de force vive. Comme dans toute pompe centrifuge ou hélicoïde, le rendement mécanique de cet organe ne peut dépasser, quoi que l'on fasse, environ 70 p. 100, bien que son rôle soit de communiquer à l'eau de la vitesse plutôt que de la pression. Et l'on déduit de là, comme je l'ai montré dans la *Revue de Mécanique*, que le rendement mécanique ne peut dépasser environ 64 p. 100.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

SIXIÈME QUESTION

CHAUDIÈRES A PETITS ÉLÉMENTS

LES CHAUDIÈRES A PETITS ÉLÉMENTS AUX ÉTATS-UNIS

D'après M. W.-F. DURAND.

L'introduction des chaudières à petits éléments aux États-Unis date d'une vingtaine d'années : de la construction, en 1880, des chaudières Heweschoff, constituées essentiellement par un serpentin conique recevant l'eau d'alimentation par le haut; cette eau traversait toute la chaudière et sortait par le bas en vapeur évacuée dans un séparateur.

Les chaudières actuellement employées aux États-Unis ne sont pas de ce type en série, mais constituées par une série de dômes de vapeur à la partie supérieure et de collecteurs d'eau dans le bas, reliés par des faisceaux de tubes de circulation et de vaporisation; on peut les diviser en deux classes, suivant que la circulation y est ascendante ou descendante; elles sont avec ou sans réchauffeur d'alimentation et surchauffeur ou sécheur de vapeur. Les tubes se divisent, en général, en deux faisceaux : un faisceau de gros tubes à circulation descendante, séparés du foyer et relativement froids, et un faisceau de petits tubes vaporisateurs et à circulation ascendante (Almy, Mosher, Roberts, Taylor). L'expérience a démontré qu'il n'est pas nécessaire de placer les tubes descendants hors de l'enveloppe de la chaudière; les rangées de tubes les plus éloignées du foyer sont relativement assez froides pour remplir cette fonction, comme dans les chaudières Yarrow.

On estime que l'eau doit traverser, dans sa circulation, de 50 à 100 fois les tubes vaporisateurs avant d'être complètement transformée en vapeur; ces tubes se distinguent par leur courbure, leur disposition en série continue ou en parallèle, leur pénétration dans les dômes de vapeur, au-dessus ou au-dessous du niveau de l'eau. Dans les chaudières Almy, Roberts et Taylor, ces tubes sont reliés entre eux et aux dômes et collecteurs par des joints vissés.

Dans la chaudière Almy (fig. 1), les collecteurs et les dômes sont constitués par des sortes de cadres en gros tubes, reliés par des faisceaux de petits tubes en groupes sertis dans des pochettes vissées dans les collecteurs; ceux des côtés et du fond se recourbent deux fois à angle droit les uns des autres, de manière à constituer une sorte de voûte au-dessus du foyer. L'économiseur est constitué par un serpentin disposé au-dessus des bouilleurs supérieurs de vapeur, lequel est relié à un dôme séparateur de vapeur, disposé en avant de la chaudière, au-dessus d'un réservoir d'eau relié au collecteur par deux tubes de circulation descendante. Le niveau normal de l'eau est à mi-hauteur de

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

ce réservoir, et les tubes débouchent dans les bouilleurs supérieurs au-dessus de ce niveau [1].

Le dôme unique de la chaudière Roberts est (fig. 2) supporté par deux gros tubes

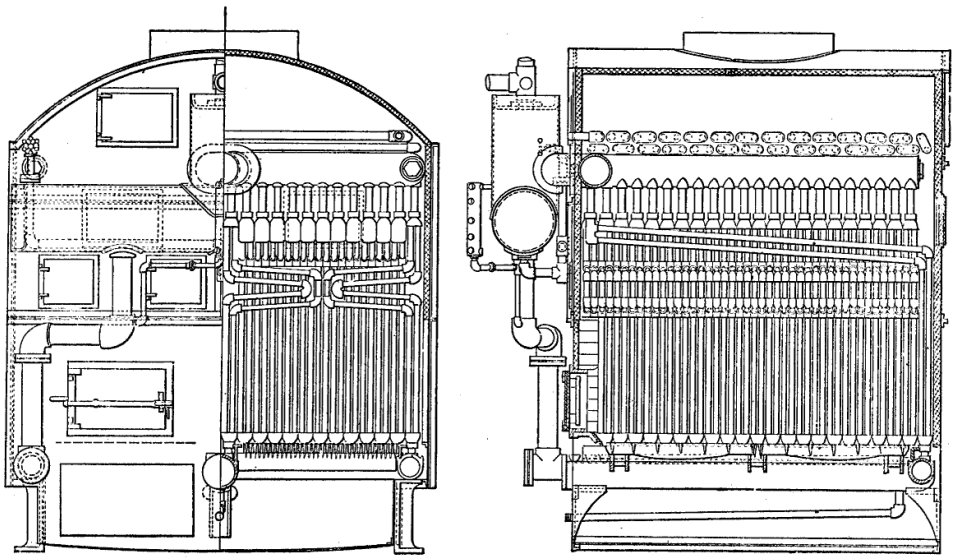


Fig. 1. — Chaudière *Almy*.

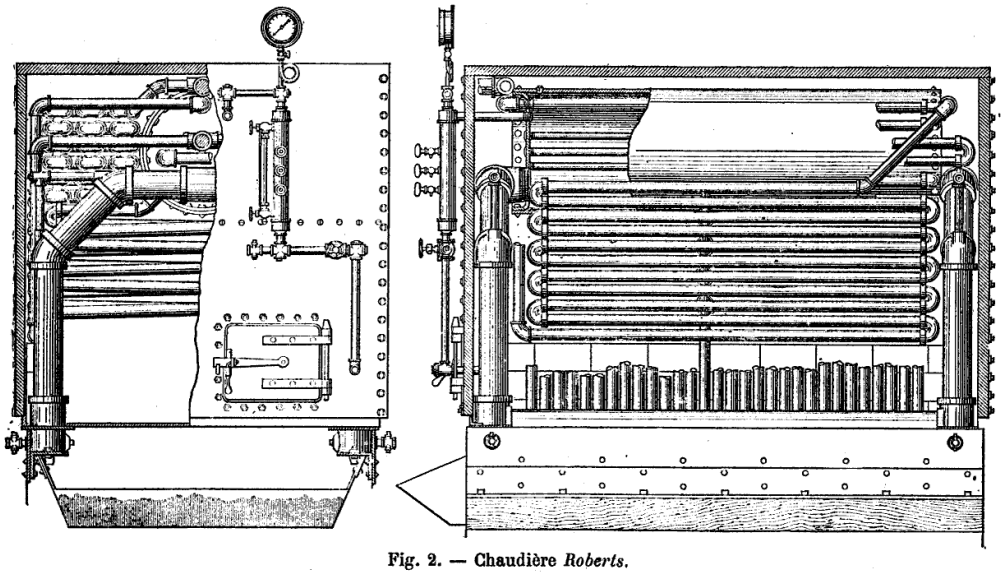


Fig. 2. — Chaudière *Roberts*.

descendants à l'avant et à l'arrière, reliés au niveau de la grille par deux gros tubes latéraux, qui reçoivent les extrémités inférieures des tubes vaporisateurs, disposés en

1. *Revue de Mécanique*. Janvier, 1899, p. 92.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

serpentins horizontaux. On a disposé les tubes surchauffeurs sur les côtés, perpendiculairement aux vaporisateurs et latéralement au dôme; les tubes réchauffeurs d'alimentation débouchent aux deux extrémités du dôme, au-dessus du niveau de l'eau; les tubes vaporisateurs y débouchent au-dessous de ce niveau.

Dans la chaudière Taylor (fig. 3), tous les tubes sont verticaux et courts, et débouchent dans des chambres horizontales reliées aux collecteurs et au dôme, et les quatre collecteurs sont, en outre, reliés au dôme par deux ou quatre gros tubes descendants extérieurs. Les tubes qui relient les chambres inférieures aux collecteurs divisent le foyer en trois parties, ayant chacune leur porte, et les chambres inférieures et supérieures obligent les gaz à suivre le trajet indiqué par les flèches. La circulation dans

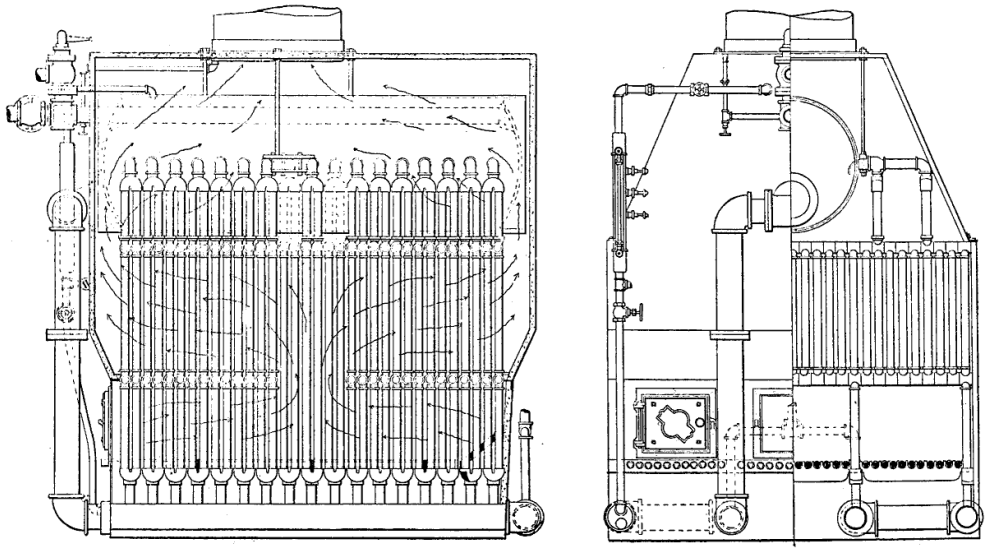


Fig. 3. — Chaudière *Taylor*.

les tubes générateurs est, paraît-il, assez intense, ascendante dans les uns, descendante dans les autres, et la vapeur arrive au dôme peu chargée d'eau.

La chaudière Mosher, analogue aux types de Thornycroft, Normand Yarrow, a ses deux tubes reliés (fig. 4 et 5) aux deux collecteurs par des tubes courbes, séparés les uns des autres, débouchant au-dessus du niveau de l'eau et disposés de manière à forcer les gaz du foyer à traverser la chaudière suivant les flèches en revenant à la cheminée de l'arrière en avant, au travers du faisceau des tubes.

Dans la chaudière Seabury (fig. 6), le dôme est relié aux deux collecteurs demi-cylindriques par des tubes simplement mandrinés dans leurs couvercles, serrés par des boutons sur joints à l'amiante bien dressés. Le réchauffeur d'alimentation est disposé de chaque côté du dôme.

La circulation a lieu suivant les flèches, avec descente par les tubes les plus éloignés du foyer.

Nous ne ferons que rappeler la chaudière Babcox Wilcox, trop connue pour qu'il soit nécessaire d'insister.

Les tubes de toutes ces chaudières sont en fer soudé à recouvrement ou en acier étiré, doux, de préférence sans soudure. Ces tubes en acier doivent, pour la marine, pou-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

voir supporter sans faiblir une pression d'eau de 70 kilogrammes par centimètre carré.

On les réunit tous, puis on les divise en lots de 100 au plus, dans chacun desquels on en prélève 4, auxquels on fait subir les épreuves suivantes :

1° Aplatissement au marteau d'un bout de tube et courbage à un rayon égal au plus au double de l'épaisseur, sans criques ni pailles;

2° Découper une virole de 25 millimètres de long et l'aplatir, suivant son axe, de la moitié de sa hauteur, sans criques ni pailles;

3° Enfoncer dans un bout de tube, au rouge clair, un cône de 4/30, jusqu'à élargissement à 1 1/8 fois son diamètre.

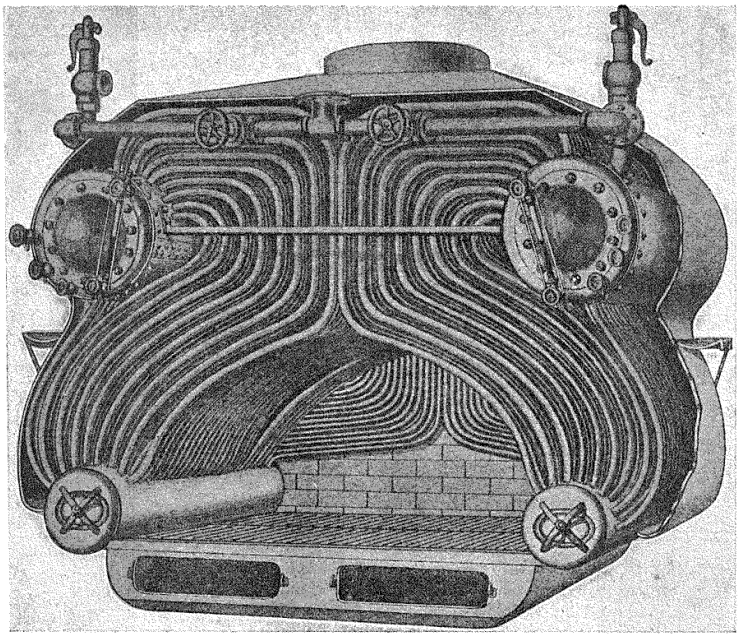


Fig. 4. — Chaudière *Mosher* sur le yacht *Ellide*.

L'acier pour les dômes et collecteurs ne doit pas renfermer plus de 0,035 p. 100 de phosphore et 0,030 de soufre, et résister soit de 46 à 52 kilogrammes par millimètre carré, avec une limite d'élasticité de 25 kilogrammes et un allongement de 23 p. 100 au moins sur 200 millimètres, soit de 42 à 46 kilogrammes, avec une limite de 23 kilogrammes et un allongement de 25 p. 100, suivant que les tôles doivent être embouties ou non.

La surface de chauffe est de 30 à 50 fois celle de la grille, suivant notamment l'intensité du feu, qui varie de 100 à 250 kilogrammes de charbon par mètre carré de grille et par heure.

La vaporisation par kilogramme de charbon varie de 6 à 9 kilogrammes, suivant l'intensité du feu.

Le poids des chaudières à vide varie de 40 à 75 kilogrammes par mètre carré de grille, et celui en marche de 60 à 120 kilogrammes : 9 à 13 kilogrammes par cheval.

Avec une dépense de vapeur de 7 à 8 kilogrammes par cheval-heure, il faut comp-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

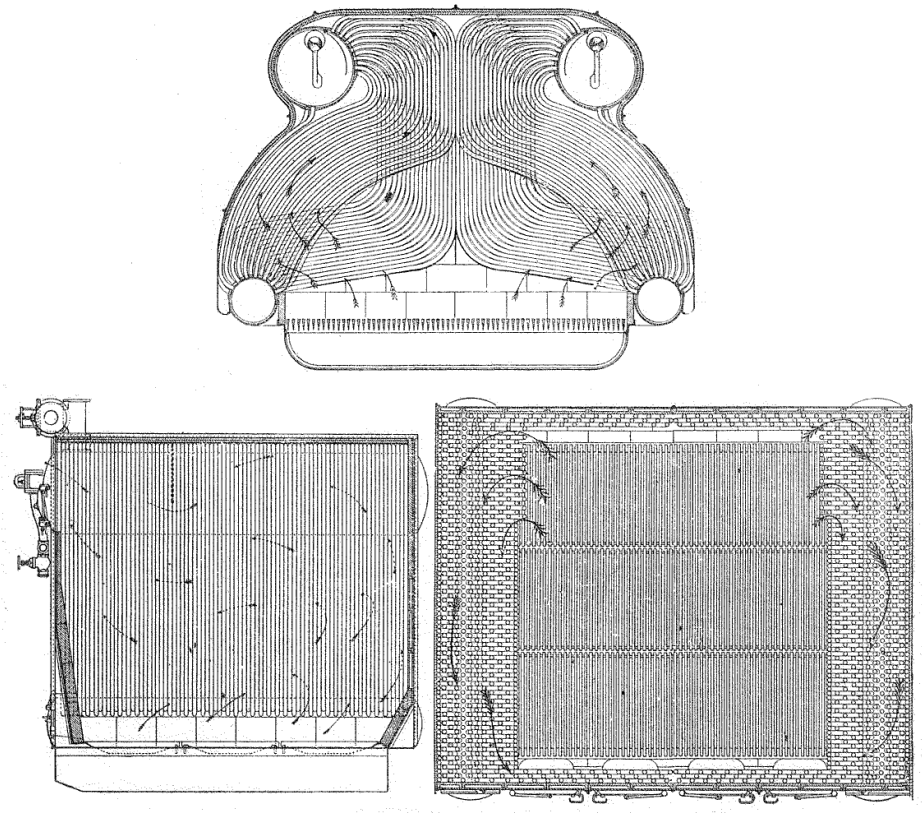


Fig. 5. — Chaudière *Mosher*.

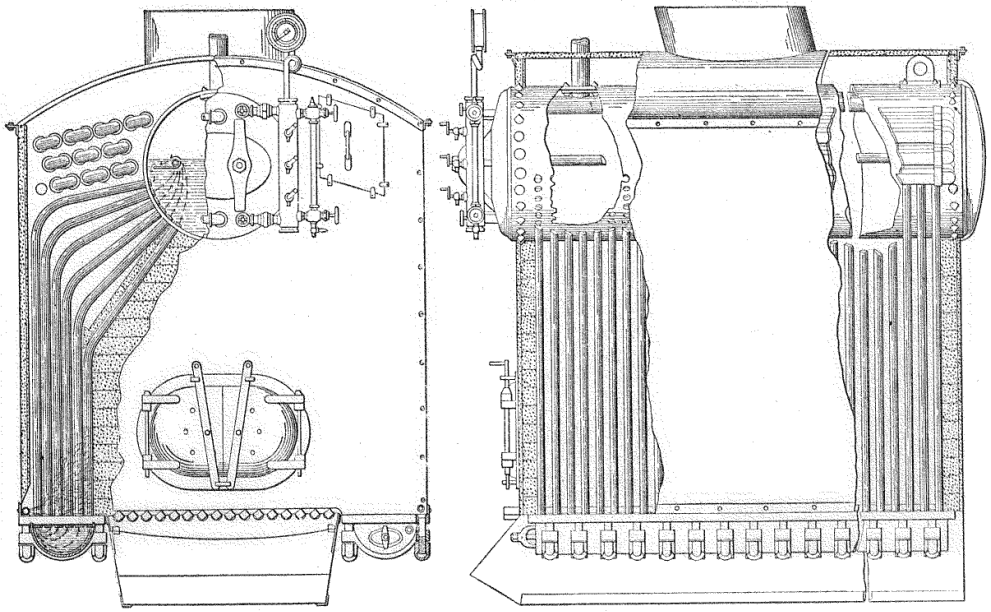


Fig. 6. — Chaudière *Seabury*.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

ter sur une surface de chauffe de $0^{m^2},16$ à $0^{m^2},20$ par cheval indiqué, soit 160 à 270 chevaux par mètre carré de grille.

Une chaudière Mosher timbrée à 21 kilogrammes, de $2^{m^2},78$ de grille et 112 mètres carrés de chauffe, a pu être forcée, avec une machine à quadruple expansion, jusqu'à 900 chevaux indiqués, ou 320 chevaux par mètre carré de grille et $0^{m^2},12$ de chauffe par cheval. Poids en marche : 4080 kilogrammes ou $4^{kg},50$ par cheval, $36^{kg},6$ par mètre carré de chauffe. Une batterie pour machines à quadruple expansion de 4000 chevaux, timbrée à 28 kilogrammes, a $11^{m^2},15$ de grille, 515 mètres carrés de grille; poids en marche : 14000 kilogrammes, $3^{kg},5$ par cheval, 27 kilogrammes par mètre carré de grille, ou 355 chevaux par mètre carré de grille, $0^{m^2},13$ de chauffe par cheval.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

SIXIÈME QUESTION

LES CHAUDIÈRES A PETITS ÉLÉMENTS

CLASSIFICATION. — RENDEMENT. — FONCTIONNEMENT

Par M. BRILLIÉ

Les perfectionnements qui ont été apportés depuis une vingtaine d'années aux générateurs de vapeur ont eu principalement pour cause les exigences croissantes de la marine de guerre pour les appareils évaporatoires des navires.

Réaliser la vaporisation maximum avec le minimum de poids et le minimum d'encombrement, tout en conservant un rendement élevé et tout en restant dans des conditions aussi satisfaisantes que possible de conduite et de sécurité, tel est le programme imposé à la chaudière marine.

Ce programme peut être réalisé de deux façons différentes :

1° Conserver une activité de combustion relativement modérée et réduire autant que possible le poids et l'encombrement des appareils par mètre carré de grille;

2° Adopter au contraire, pour les marches à outrance, une combustion très active, quitte à faire, s'il est nécessaire, quelques sacrifices sur le poids et l'encombrement au mètre carré de grille des appareils évaporatoires.

Il se peut que l'on trouve une chaudière à vaporisation très active de poids et d'encombrement minima par mètre carré de grille. Jusqu'à présent toutefois, les chaudières le plus généralement adoptées dans la marine se groupent en deux grandes catégories, répondant chacune par l'un des deux modes spécifiés ci-dessus au programme imposé aux générateurs marins.

Tout générateur de vapeur est formé de trois parties principales :

La grille avec le cendrier;

La chambre de combustion qui sépare la grille des surfaces de chauffe;

Les surfaces de chauffe de la chaudière et l'enveloppe qui forment, d'une part, conduits de circulation pour les flammes et le gaz, d'autre part, les réservoirs à eau et à vapeur.

C'est sur cette troisième partie de la chaudière que peuvent porter les économies de poids à réaliser.

Laissons tout d'abord de côté les variations possibles, d'un type de chaudière à l'autre, du rapport de surface de chauffe à surface de grilles : la chaudière la plus légère par mètre carré de grille sera aussi la plus légère par mètre carré de surface de chauffe. Or, il est de toute évidence que, par mètre carré de surface de chauffe, le générateur aura un poids minimum si cette surface constitue à elle seule la presque totalité du corps de la chaudière et si son épaisseur est réduite au minimum.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Les enveloppes extérieures supportant la pression de régime, et nécessairement très épaisses, qui formaient les chambres à eau et à vapeur des chaudières réglementaires à retour de flamme, des chaudières type amirauté et des chaudières type locomotive, ne peuvent exister dans la chaudière légère et de faible encombrement. La disposition des surfaces de chauffe en petits éléments assemblés les uns aux autres de façon que l'arrivée d'eau et la sortie de vapeur se fasse librement, la suppression des enveloppes extérieures soumises à la pression de régime, ainsi que des grandes chambres à eau et à vapeur, telles sont les dispositions fondamentales auxquelles on se trouve nécessairement conduit pour la chaudière marine. Elles ne peuvent être réalisées qu'en disposant l'eau à l'intérieur des tubes.

Aussi, toutes les chaudières marines de type récent sont-elles des chaudières à tubes d'eau ou chaudières aquatubulaires.

Une telle chaudière ne peut fonctionner que si l'eau afflue librement sur les surfaces de chauffe et si la vapeur produite peut se dégager librement jusqu'au réservoir de vapeur. La limite pratique de la vaporisation par mètre carré de surface de chauffe sera en relation directe avec la facilité du dégagement de la vapeur et la rapidité du renouvellement de l'eau le long de cette surface.

Bien que la question ait été controversée et que quelques expérimentateurs et industriels estiment que la vaporisation dans un tube se fait d'autant plus rapidement que la proportion de l'eau circulant dans le tube à la vapeur formée est plus faible, nous admettrons, conformément aux indications de la théorie de la transmission de la chaleur, que la vaporisation dans un tube peut être d'autant plus poussée que la circulation est plus rapide. Les chaudières à circulation active seront donc celles qui pourront supporter des vaporisations actives par mètre carré de surface de chauffe, par suite des combustions actives par mètre carré de surface de grille.

Si l'on se reporte aux principaux types de chaudières, on constate que les dispositions les plus avantageuses pour réduire au minimum l'encombrement horizontal, ce qui est de première importance pour l'installation à bord, consistent dans l'adoption d'un faisceau de tubes peu inclinés sur l'horizontale, placé directement au-dessus de la grille. Que les tubes soient, au point de vue du mouvement d'ensemble de l'eau et de la vapeur, disposés en *dérivation* ou indépendants les uns des autres, comme dans les chaudières types d'Allest, Niclausse, etc., ou qu'ils soient disposés en séries, c'est-à-dire en serpentins, comme dans les chaudières Belleville, leur faible inclinaison sur l'horizontale est loin d'être favorable à la rapidité de la circulation.

Il en résulte en premier lieu que l'on ne peut, pour le rapport du volume de l'eau comprise dans le tube à la surface de chauffe correspondante, adopter un chiffre aussi faible que pour les chaudières à circulation plus rapide. Les tubes doivent être de diamètre relativement gros, et, même dans ces conditions, la vaporisation maximum par mètre carré de surface de chauffe est relativement peu élevée. D'autre part, pour limiter autant que possible l'encombrement en hauteur de la chaudière, on est conduit à disposer le faisceau tubulaire à une faible distance des grilles, ce qui réduit la hauteur du foyer.

Ce sont là des conditions défavorables pour de bonnes combustions, dans le cas de chauffes un peu actives.

Les chaudières à gros tubes à peu près horizontaux disposés en faisceau parallélipipédique directement au-dessus des grilles auront donc un faible encombrement horizontal, mais seront peu propres aux combustions actives. Nous conserverons aux chaudières de ce premier groupe le nom de chaudières multitubulaires; les plus connues en France sont les chaudières d'Allest, Niclausse et Belleville.

Avec des tubes dont la direction générale se rapproche davantage de la verticale, la

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

CHAUDIÈRES AQUATUBULAIRES.

CHAUDIÈRES MULTITUBULAIRES.

Tubes généralement de gros diamètre, le plus souvent droits, peu inclinés sur l'horizontale, formant un faisceau d'encombrement parallélipipédique au-dessus des grilles; la chambre de combustion est généralement de faible hauteur.

CHAUDIÈRES A TUBES SIMPLES.

Les tubes aboutissent tous à leurs deux extrémités dans des collecteurs (lames d'eau ou quelquefois réservoirs cylindriques). Dans un circuit, l'eau ne parcourt qu'une fois le faisceau tubulaire, de l'arrière à l'avant.

Les tubes sont droits. Les collecteurs (lames d'eau de faible épaisseur) sont formés.

de tôles entretoisées, avec bouchon de visite en regard de chaque tube.	d'éléments verticaux correspondant à plusieurs rangées de tubes, avec grande porte de visite sur la façade.	d'éléments verticaux correspondant à une ou à deux rangées de tubes, avec bouchons en regard des tubes.	de boites de raccord et bouts de tubes assemblés.	Le collecteur de l'avant est de forme cylindrique. Les tubes sont cintrés.
Oriolle. Lagrafel. D'Allest.	Seaton.	Babcock et Roser.	De Naeyer. De Root. Lagosse et Bouché.	D'Allest (nouveau modèle).

CHAUDIÈRES A TUBES JUMELÉS.

Les collecteurs sont placés d'un même côté de la chaudière et l'eau fait deux trajets en sens contraires depuis son entrée jusqu'à sa sortie

Les deux tubes jumelés sont distincts et assemblés en forme de V horizontal.	Les deux tubes jumelés sont l'un à l'intérieur de l'autre, suivant le principe du tube Field.
Bourgeois et Lencauchez. Terme et Deharbe.	Collet. Niclausse. Montupet. Durr.

CHAUDIÈRES A TUBES EN SERPENTINS.

Belleville.

CHAUDIÈRES TUBULEUSES.

Tubes généralement de petit diamètre, droits ou cintrés, franchement inclinés sur l'horizontale, groupés en deux demi-faisceaux formant le plus souvent un V renversé au-dessus de la grille et laissant entre eux une vaste chambre de combustion.

Tubes débouchant au-dessous du niveau de l'eau.

Chaudières avec retours d'eau extérieurs.

Parcours des flammes direct.	Chaudières à retour de flammes.
Du Temple. Du Temple-Normand.	Normand. Normand-Sigaudy. Guyot.

Chaudières sans retours d'eau extérieurs.

Yarrow.

Tubes débouchant au-dessus du niveau de l'eau.

Thorny-croft.

CHAUDIÈRES DE TYPES SPÉCIAUX.

Chaudière analogue comme circulation de l'eau aux chaudières tubuleuses, mais avec plusieurs faisceaux et plusieurs collecteurs supérieurs, écrans en maçonnerie pour diriger les gaz.	Chaudières tubuleuses sans réservoirs inférieurs et tubes dérivés du principe Field.	Tubes de petit diamètre à peu près horizontaux disposés au-dessus de la grille.	Chaudière cylindrique rappelant par le mode de circulation la chaudière Oriolle.	Tubes de petit diamètre en serpentins.
Stirling.	Turgan.	Ward. Climax. Solignac.	De Dion.	Serpollet. De Laval.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

circulation est beaucoup plus rapide; les diamètres peuvent être pris plus petits, ce qui permet de donner un grand développement aux surfaces de chauffe tout en conservant un faisceau tubulaire peu encombrant. Les tubes sont généralement disposés suivant deux demi-faisceaux formant un V renversé, et ménageant entre eux une vaste chambre de combustion. Grâce à leur faible diamètre, les tubes peuvent être de faible épaisseur, ce qui diminue le poids des surfaces de chauffe. Ils peuvent en outre recevoir des formes variées; on peut, en particulier, constituer avec les tubes mêmes des écrans forçant les gaz à suivre le parcours le plus avantageux. Les chaudières de ce groupe dérivent de la chaudière Dutemple; nous les désignerons sous l'appellation de chaudières tubuleuses, proposée par M. le Directeur du Génie maritime Bertin.

Nous n'entrerons pas dans la description des différentes chaudières aquatubulaires. Nous nous bornerons à rappeler les types principaux en les groupant (tableau p. 389) dans une classification méthodique, principalement basée sur les dispositions adoptées pour assurer le renouvellement de l'eau le long des surfaces de chauffe.

Les chaudières qui précèdent méritent, à un degré plus ou moins prononcé suivant les types, la dénomination de chaudières à petits éléments. Certaines d'entre elles (chaudières Oriolle, Lagrafel, d'Allest, Dürr) présentent encore des lames d'eau entretoisées de grande étendue. Pour d'autres (chaudières Babcock, Niclausse, de Naeyer, de Root), ces lames d'eau sont remplacées par des éléments de faible volume, ou même par des assemblages de boîtes de raccords. Pour d'autres enfin, comme les chaudières Belleville, les tubes constituent à eux seuls la presque-totalité de la chaudière. Il subsiste encore toutefois, en même temps que le faisceau tubulaire, un collecteur inférieur d'alimentation et un collecteur supérieur de vapeur. Dans les chaudières Serpollet et de Laval, ces collecteurs sont supprimés et la chaudière n'est plus formée que d'un simple serpentin.

RENDEMENT DES CHAUDIÈRES AQUATUBULAIRES

Les chaudières à petits éléments sont-elles susceptibles d'un aussi bon rendement que les chaudières tubulaires qu'elles ont remplacées? Pour établir la comparaison, on ne peut rapprocher que des chiffres de vaporisation correspondant à des combustions de même activité et à des valeurs égales pour le rapport de surface de chauffe à surface de grille.

Dans une étude sur la vaporisation dans les chaudières présentée à l'Association technique maritime (*Bulletin* de 1898), nous avons établi une formule qui donne, pour les qualités de charbon de la marine, la vaporisation V par kilogramme de combustible (eau à 0° et vapeur à 100°) en fonction de l'activité de la combustion p et du rapport r de surface de chauffe à surface de grille.

Cette formule

$$V = K\left[8{,}7 - 0{,}85\,\frac{p}{100} + 0{,}06\,(r-40)\,(1 - 0{,}02\,(r-40))\right]$$

est de forme linéaire pour l'activité de la combustion, de forme parabolique pour le rapport de surface de chauffe à surface de grille. Elles ne s'applique que pour les valeurs de ce rapport comprises entre 20 et 60.

La formule renferme un coefficient K, déterminé d'après les résultats d'expériences, et qui caractérise, pour chaque chaudière, l'efficacité des surfaces de chauffe. Appliquée

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

à un très grand nombre d'essais de vaporisation, la formule a conduit, pour les valeurs du « coefficient de rendement » K, aux chiffres suivants :

Chaudières sans faisceau tubulaire.	Chaudières à bouilleurs	1,15	Essais anglais de MM. Doulzin et Kennedy.
	Chaudières de Lancashire	1,12	
	Chaudières de Lancashire (avec réchauffeurs)	1,22	
	Chaudières de Cornouailles	1,30	
Chaudières tubulaires.	Chaudières cylindriques à retour de flammes	1,22	
	Chaudières type amirauté. *Fleurus, Condor*	1,25	
	Chaudières type amirauté. *Marceau*	1,20	
	Chaudières type locomotive. Torpilleur de 35 mètres	1,08	
	Chaudières type locomotive. Type Normand	1,25	
	Chaudières type locomotive. Type P.-L.-M.	1,31	Essais de MM. Doulzin et Kennedy.
	Chaudières type locomotive. Anglaise	1,34	
	Chaudière semi-fixe, locomotive	1,26	Essais de MM. Doulzin et Kennedy.
	Chaudière de locomobile	1,22	
Chaudières multitubulaires.	Chaudière de Naeyer	1,11	*Idem.*
	Chaudière Merryweather	1,12	
	Chaudière d'Allest. Type *Bombe*	1,20	
	Chaudière d'Allest. Type *Jemmapes*	1,25	
	Chaudière Niclausse. Pour bâtiments (*Friant, Requin*)	1,20	
	Chaudière Niclausse. Pour torpilleurs	1,20	
	Chaudière Belleville. Sans économiseur	$1+0{,}22\left(1{,}7-\frac{p}{100}\right)$	
	Chaudière Belleville. Avec économiseur	1,30	
Chaudières tubuleuses.	Chaudières du Temple, Normand-du Temple, Normand	1,13	
	Chaudières type *Jeanne-d'Arc*	1,10	
	Chaudières Normand-Sigody	1,00	

De ce tableau résulte que les chaudières tubulaires ont, quand elles sont bien établies, un coefficient de rendement élevé 1,25 à 1,30 et même 1,34 :

Parmi les chaudières multitubulaires, les chaudières d'Allest et Niclausse ont un coefficient légèrement inférieur (1,20 à 1,25). Les chaudières Belleville sans économiseur ont un coefficient de rendement qui décroît très rapidement quand l'activité de la combustion augmente : de 1,26 pour une activité de combustion de 50 kilogrammes par heure et mètre carré de grille, ce coefficient tombe à 1,15 pour une combustion de 100 kilogrammes et à 1,04 pour une combustion de 150 kilogrammes. Les chaudières Belleville à économiseurs ont au contraire un coefficient de rendement très élevé (1,30) qui surpasse celui de toutes les autres chaudières à tubes d'eau, et qui reste constant à toutes les combustions.

Les chaudières tubuleuses ont un coefficient de rendement assez bas (1,13-1,10 et même moins).

D'une façon générale, le coefficient de rendement est d'autant plus élevé que le diamètre des tubes est plus fort, c'est ainsi que l'on a :

DÉSIGNATION DES CHAUDIÈRES.	DIAMÈTRES EXTÉRIEURS des tubes.	VALEURS DU COEFFICIENT de rendement.
	millimèt.	
Chaudières du Temple	17 à 35	1,15
Chaudières d'Allest, Niclausse	80 à 90	1,20 à 1,25
Chaudières Belleville	115	1,3

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Avantages des tubes de petit et de gros diamètre. — Il est à noter que le coefficient de transmission de la chaleur entre les gaz chauds et les parois métalliques d'un tube est d'autant plus élevé que le tube est de plus gros diamètre. D'après Ser (*Physique industrielle*), ce coefficient, qui est égal à $9\sqrt{v}$ (v étant la vitesse des gaz) pour des tubes de 30 millimètres, est égal à $11\sqrt{v}$ pour des tubes de 50 millimètres et à $18\sqrt{v}$ pour des tubes de 200 millimètres. Il semble donc que les variations du coefficient de rendement des chaudières dépendent en grande partie des valeurs adoptées pour le diamètre des tubes.

Il ne faut pas en conclure d'ailleurs que les tubes de gros diamètre doivent être adoptés de préférence aux autres. A un plus gros diamètre pour les tubes, correspond un plus grand encombrement pour le faisceau tubulaire : l'encombrement sera proportionnel au diamètre, à égalité de surface de chauffe, si les distances d'un tube à l'autre sont prises proportionnelles aux diamètres. De plus gros tubes sont, d'autre part, de plus forte épaisseur, et conduisent par suite à un poids plus élevé pour le mètre carré de surface de chauffe. Les tubes des chaudières Belleville ont des épaisseurs de 4, 6 et 8 millimètres ; les tubes des chaudières tubuleuses ont des épaisseurs de 2 à 3 millimètres, et ont à surface égale un poids deux fois moindre.

Les coefficients de rendement des chaudières donnent donc des indications précieuses sur la plus ou moins grande efficacité des surfaces de chauffe, mais ne permettent nullement, à eux seuls, d'établir une comparaison entre les différents types.

Tout en ayant un coefficient de rendement moins élevé, un type de chaudières pourra se trouver en fait le plus avantageux si l'on peut, à poids égal et à encombrement égal, développer l'étendue de la surface de chauffe de façon à avoir de meilleures vaporisations qu'avec les autres générateurs.

Les inconvénients des tubes de petit diamètre sont principalement la difficulté de maintenir propres les surfaces intérieures, et l'augmentation du nombre des tubes qui conduit à des faisceaux compacts, difficiles à ramoner en marche, à nettoyer après les chauffes.

Avec des tubes de plus gros diamètre, le nombre des tubes est très réduit ; chaque tube est plus facilement accessible pour les ramonages, les nettoyages ou les réparations. Mais, au delà d'un certain diamètre, les vaporisations actives sont dangereuses à réaliser, les risques, en cas d'accident, sont très augmentés.

D'où vient l'infériorité des gros tubes sur les tubes de petit diamètre au point de vue de la résistance aux combustions actives? Si l'on suppose que les dispositions de la chaudière permettent aux tubes une libre dilatation, les fatigues du métal aux vaporisations actives ne peuvent provenir, pensons-nous, que de l'insuffisance du renouvellement de l'eau et de l'insuffisance du dégagement de la vapeur sur les surfaces de chauffe. C'est en améliorant la circulation dans les chaudières à gros tubes que l'on pourra les rendre aptes à résister à des vaporisations actives et réaliser ainsi une chaudière offrant, avec les facilités de démontage et de réparation des chaudières multitubulaires, une sécurité et une puissance de vaporisation par mètre carré de surface de chauffe comparables à celles des chaudières tubuleuses.

De la circulation dans les chaudières à petits éléments. — L'étude des phénomènes qui accompagnent la formation de la vapeur dans les tubes se trouve ainsi d'une importance fondamentale, puisque c'est la connaissance exacte de ces phénomènes qui peut permettre d'améliorer la circulation dans les chaudières et d'augmenter par suite l'activité de la combustion jusqu'aux limites compatibles avee la conduite des feux.

Aussi est-il naturel que l'attention des ingénieurs se soit plus particulièrement

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

portée sur cette question. Il nous suffira de rappeler les recherches de MM. Normand, de Chasseloup-Laubat, Walckenaer, Bellan en France, de MM. Yarrow, Thornycroft, Watkinson en Angleterre, Krauss, en Autriche, etc.

Dans l'étude que nous avons présentée en décembre 1897 à l'Association technique maritime, nous avons étudié la circulation résultant de la présence des bulles de vapeur dans un faisceau tubulaire. Nous avons montré que, sous le seul effet de la présence des bulles de vapeur, il tend à se produire un mouvement de circulation. Si l'on admet que les bulles sont uniformément réparties suivant les sections transversales des tubes, le problème de la rapidité de la circulation correspondant à une activité de vaporisation est un simple problème d'analyse, dont nous avons donné de nombreux exemples. La théorie ainsi établie ne peut évidemment pas s'appliquer à toutes les chaudières; si nous avons pu vérifier l'accord le plus satisfaisant entre l'expérience et la théorie pour les chaudières tubuleuses, et pour différentes dispositions expérimentales, cela tient à ce que, pour ces chaudières et pour ces appareils d'expériences, la présence des bulles de vapeur dans les tubes produit à elle seule une circulation très rapide; en raison même de son activité, cette circulation est influencée d'une façon à peine sensible par divers phénomènes connexes qui, dans d'autres cas, pourront au contraire, comme nous le verrons, prendre une importance prépondérante.

Nous renvoyons au *Bulletin* de l'Association technique pour l'étude analytique de la circulation dans les chaudières à petits tubes. Nous nous proposons ici d'étudier la question d'une façon plus générale et de rechercher quelles peuvent être les indications de la théorie pour les phénomènes très complexes qui accompagnent, dans les chaudières aquatubulaires, la formation et le dégagement des bulles de vapeur.

Formation des bulles de vapeur et phénomènes connexes. — Notre étude analytique de la circulation dans les chaudières tubuleuses était basée sur l'influence de *la présence*, dans les tubes en faisceau, de bulles de vapeur. D'autres théories, en particulier celle qui a été présentée par M. de Chasseloup-Laubat à la Société des Ingénieurs civils, est basée sur l'influence de *la formation* dans les tubes des mêmes bulles de vapeur.

Les deux théories sont-elles équivalentes, ou laissent-elles chacune, de côté, un facteur important de la question? Tel est le premier point que nous chercherons tout d'abord à préciser.

Ainsi que le fait très justement remarquer M. de Chasseloup-Laubat, la création d'un mouvement circulatoire et l'entretien d'un tel mouvement (en tenant compte des pertes de charge) nécessite la dépense d'une certaine énergie dont on doit chercher l'origine, pour le cas particulier des chaudières, dans le travail nécessaire pour l'augmentation de volume du fluide pendant la vaporisation. La cause initiale du mouvement est la chaleur. Sous l'influence de la chaleur, la force élastique de la vapeur se développe, des bulles se forment en repoussant les molécules liquides; de l'augmentation de volume des bulles, résulte une élévation du centre de gravité de l'eau, et par suite une augmentation de l'énergie potentielle du système. Cette énergie potentielle se transforme en force vive pendant que la bulle s'élève, force vive qui peut correspondre, suivant les cas, soit à des mouvements de remous, soit à un mouvement de circulation, soit à une combinaison de ces deux systèmes de mouvement[1].

1. Nous appelons « remous » les mouvements des molécules liquides connexes des mouvements relatifs des bulles et « mouvements de circulation » le mouvement d'ensemble des bulles et molécules liquides par filets parallèles à l'axe des tubes. Avec ces définitions, les bulles s'élevant dans un vase donneront naissance uniquement à des mouvements de remous; des bulles remplissant toute la section

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Prenons par exemple le cas d'une bulle s'élevant dans un vase, et décomposons le phénomène en étudiant successivement les diverses périodes.

Première période : *Formation de la bulle.* — Lorsqu'une bulle de volume u se forme dans le liquide, il disparaît un volume d'eau égal à $u\frac{d}{D}$, d étant la densité de la bulle. D celle de l'eau. L'augmentation de volume est donc :

$$u\left(1-\frac{d}{D}\right).$$

Soit h la hauteur d'eau correspondant à la pression au point où la bulle s'est formée; cette hauteur est égale à la distance du niveau de l'eau au point de formation de la bulle, augmentée de la hauteur d'eau h correspondant à la pression qui s'exerce sur la surface libre du liquide. Le travail nécessaire pour l'augmentation de volume considérée est égal à :

$$u\left(1-\frac{d}{D}\right)\times hD = uh\,(D-d).$$

Nous supposons que la bulle se forme lentement, en ne communiquant que des vitesses négligeables aux molécules d'eau voisines. C'est ce que nous appellerons la *formation statique des bulles de vapeur.* Dans cette hypothèse, l'énergie dépensée pendant la première période se borne à l'expression précédente. Si la bulle s'était formée à la surface, où la pression est h_0, le travail correspondant à la formation de la bulle aurait été :

$$uh_0\,(D-d).$$

Nous appellerons « travail correspondant à la formation de la bulle au sein du liquide » l'expression $u\,(h-h_0)\,(D-d)$. A la fin de la première période, une certaine énergie a été dépensée; elle se retrouve tout entière, ainsi qu'il est facile de le vérifier [1],

d'un tube et séparant des tranches liquides perpendiculaires à l'axe du tube donneront lieu uniquement à un mouvement de circulation. Toutes les fois que les bulles ne rempliront pas entièrement la section du tube, il y aura mouvement relatif par rapport à l'eau et par suite mouvements de remous se superposant au mouvement général de circulation.

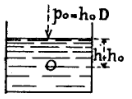


Fig. 1.

1. Prenons en effet (fig. 1) un vase plein d'eau, et supposons qu'à la surface libre du liquide s'exerce une pression h_0D; une bulle de vapeur de volume u correspond à une augmentation de volume égale à

$$u\left(1-\frac{d}{D}\right)$$

et produit à la surface libre, d'aire S, une dénivellation :

$$\frac{u}{S}\left(1-\frac{d}{D}\right),$$

qui correspond à un travail :

$$(t_1)=\frac{u}{S}\left(1-\frac{d}{D}\right)h_0DS.$$

D'autre part, le travail correspondant au déplacement du centre de gravité de la masse d'eau est :

$$(t_2)=(h-h_0)u\left(1-\frac{d}{D}\right)D.$$

L'augmentation totale d'énergie potentielle est donc bien :

$$(t_1)+(t_2)=uh\,(D-d).$$

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

en augmentation d'énergie potentielle du système, augmentation d'énergie potentielle qui résulte du mouvement de la surface libre et du déplacement du centre de gravité de la masse d'eau.

Deuxième période : *Mouvement ascendant de la bulle.* — La bulle s'élève dans le liquide et arrive à la surface. Pendant ce mouvement, l'augmentation d'énergie potentielle diminue peu à peu. Quand la bulle est arrivée à la surface, l'énergie potentielle a la valeur qu'elle avait avant la formation de la bulle, augmentée de l'expression uh_o (D—d); le travail u (h—h_o) (D—d) s'est donc tout entier transformé en force vive et correspond :

à la force vive de la bulle de vapeur en mouvement;

à la force vive des molécules d'eau en mouvement.

On reconnaît facilement[1] que la force vive de la bulle de vapeur est très faible en comparaison de la force vive des molécules d'eau et peut être complètement négligée. On peut dire, en somme, que l'énergie potentielle se transforme tout entière en force vive de molécules liquides, c'est-à-dire, dans le cas considéré d'un vase en remous.

Troisième période : *Arrêt des mouvements de remous.* — En raison des forces de frottement qui s'exercent entre les diverses molécules d'une part, entre les molécules d'eau et les parois du vase d'autre part, les mouvements du liquide s'atténuent. Quand ces mouvements ont complètement cessé, l'énergie qui avait été dépensée pour la formation de la bulle au sein du liquide, et qui avait été transformée en énergie potentielle disponible à la fin de la première période, puis en force vive à la fin de la seconde période, a été perdue par frottement, ou, plus exactement, s'est transformée en chaleur sous l'effet des forces de frottement.

Il est bien évident que les trois périodes que nous venons de distinguer ne seront pas, en réalité, indépendantes les unes des autres. La bulle commencera son mouvement ascendant avant d'avoir atteint son volume définitif, de sorte que, en réalité, la

1. Pour une bulle de volume u se formant en un point où la pression exprimée en hauteur de colonne d'eau est h, la pression à la surface libre étant h_o, l'énergie potentielle est :

$$u\,(h-h_0)\,(\mathrm{D}-d).$$

Si la bulle est animée d'une vitesse V, sa demi-force vive est :

$$\frac{1}{2}\frac{ud}{g}\mathrm{V}^2,$$

et représente une fraction de l'énergie totale disponible égale à :

$$\varepsilon=\frac{\frac{1}{2}\frac{ud}{g}\mathrm{V}^2}{u(h-h_0)\,(\mathrm{D}-d)}$$

Si, dans cette formule, nous remplaçons V^2 par la valeur tirée de la formule que nous avons établie (voir *Bulletin de l'A. T. M.*, session de 1898),

$$\mathrm{V}=\sqrt{\frac{1}{90}r\,(\mathrm{D}-d},$$

dans laquelle r représente le rayon de la bulle, nous trouvons, pour le rapport précédent :

$$\varepsilon=\frac{d}{2g\,(h-h_0}\frac{r}{90}.$$

Pour une pression effective de 10 kilogrammes, et h-h_o = 1 mètre, on trouve : $\varepsilon = 0{,}003\,r$.

La fraction ε est donc proportionnelle au diamètre des bulles, et, pour des bulles de 2 centimètres de diamètre (r = 0,01), elle n'est que les 3/100 000 de l'énergie potentielle disponible.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

seconde période commencera en même temps que la première. Les forces de frottement prendront naissance dès que les mouvements des bulles se seront produits, de sorte qu'il y aura simultanéité entre les commencements de la seconde et de la troisième période.

Il n'en est pas moins vrai que les considérations générales que nous venons d'exposer subsistent intégralement en ce qui concerne l'égalité entre :

l'énergie nécessaire pour la *formation* des bulles de vapeur ;

l'énergie potentielle résultant de la *présence* des bulles de vapeur dans le liquide ;

l'énergie potentielle résultant de la présence des bulles de vapeur *à la surface* du liquide, augmentée de la demi-force vive correspondant au mouvement des molécules liquides et peu à peu absorbée par les frottements.

Mouvement ascendant d'une bulle dans un tube en U. — Considérons maintenant le cas d'un tube en U dont les deux extrémités débouchent dans un réservoir. Rien n'est changé au raisonnement précédent, dont les conclusions générales subsistent. Il y a lieu de noter, toutefois, que la force vive des bulles de vapeur, qui participent au mouvement général de circulation, n'est plus négligeable ; en outre, la nature des mouvements des molécules liquides a changé : tandis que, dans le premier cas, ces mouvements étaient nécessairement des mouvements de remous, il y aura, dans le cas d'un tube en U, mouvements de remous et mouvements de circulation.

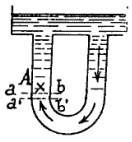


Fig. 2.

Considérons, en effet (fig. 2), le cas d'un tube en U, à l'intérieur duquel une bulle se produit en un point A. Une tranche liquide, telle que ab, $a'b'$, ne peut pas rester immobile pendant le mouvement de la bulle, par suite de la diminution de pression en ab résultant de la présence de la bulle de vapeur[1]. Il s'établira donc une circulation

1. Nous reproduisons ici la démonstration que nous avons donnée au sujet de la diminution de pression sur le fond d'un vase, résultant du mouvement ascendant d'une ou plusieurs bulles de vapeur s'élevant d'un mouvement uniforme :

Soient f et f' les résultantes, suivant la verticale, des forces qui s'exercent sur une molécule ou sur une bulle gazeuse,

$$\frac{d^2z}{dt^2},\quad \frac{d^2z'}{dt^2}$$

les accélérations suivant la verticale de la molécule liquide ou la bulle gazeuse, m et m' les masses

$$\Sigma f + \Sigma' f' = \Sigma \frac{d^2z}{dt^2} + \Sigma' m \frac{d^2z'}{dt^2}$$

Si nous supposons toutes les bulles animées d'un mouvement uniforme

$$\Sigma m \frac{d^2z'}{dt^2} = 0.$$

Si M est la masse totale de l'eau, $\frac{d^2 z_1}{dt^2}$ l'accélération suivant la verticale du centre de gravité,

$$\Sigma m \frac{d^2r}{dt^2} = \mathrm{M} \frac{d^2z_1}{dt^2}.$$

Mais la hauteur z_1, au-dessus du fond du vase, du centre de gravité de la masse d'eau totale étant fonction linéaire des hauteurs des centres de gravité des diverses bulles, le centre de gravité de la masse d'eau descend d'un mouvement uniforme quand les bulles montent d'un mouvement uniforme, donc

$$\Sigma m \frac{d^2z}{dt^2} = 0,$$

et par suite,

$$\Sigma f + \Sigma f' = 0.$$

Les forces exercées par une molécule voisine, ou exercées entre molécules et bulles, se détruisent deux à deux dans la somme précédente. Il nous reste donc les pressions exercées par les parois, dont la résultante suivant la verticale est la pression — P, qui s'exerce sur le fond du vase, et les forces dues à la pesanteur qui ont pour résultante la somme du poids de l'eau et du poids des bulles.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

dans le sens des flèches. D'un autre côté, la bulle aura un mouvement relatif par rapport aux molécules liquides, sauf dans le cas tout particulier où elle remplit toute la section du tube. En écartant cette hypothèse, nous aurons donc également des mouvements de remous. Quelle sera la fraction de l'énergie potentielle disponible dépensée en remous? Si la bulle de volume u se formait à l'intérieur d'un vase en un point où la pression correspondrait à la hauteur d'eau h, l'énergie potentielle disponible se transformerait tout entière en remous pendant la durée T d'ascension de la bulle. L'énergie dépensée en remous par unité de temps serait donc (fig. 3) :

$$u\,(h-h_0)\,(\mathrm{D}-d)\frac{1}{\mathrm{T}}.$$

Il est naturel d'admettre que l'énergie dépensée en remous *par seconde* ne dépend que du mouvement relatif de la bulle par rapport aux molécules liquides et est indépendante par suite du mouvement d'ensemble du liquide et de la bulle. Si nous supposons, par suite, le tube assez large pour ne gêner en aucune façon le mouvement propre de la bulle, et si nous appelons v_1 la vitesse de circulation des molécules liquides, v la vitesse relative de la bulle, v_1+v sera la vitesse absolue de la bulle, qui mettra, par suite, un temps

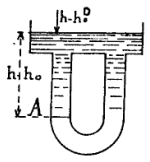


Fig. 3.

$$\frac{h-h_0}{v_1+v}$$

pour arriver à la surface.

Pendant ce temps, l'énergie dépensée en remous aura été :

$$u\,(h-h_0)\,(\mathrm{D}-d)\,\frac{h-h_0}{\mathrm{T}\,(v_1+v)},$$

et comme $\frac{h-h_0}{\mathrm{T}}=v$, l'expression précédente peut s'écrire simplement :

$$u\,(h-h_0)\,(\mathrm{D}-d\frac{v}{v_1+v},$$

ce qui revient à dire que la fraction de l'énergie potentielle totale transformée en remous est égale à :

$$\frac{v}{v_1+v}.$$

L'énergie potentielle disponible pour les mouvements de circulation est, par suite, égale à :

$$u\,(h-h_0)\,(\mathrm{D}-d)\left(1-\frac{v}{v_1+v}\right).$$

ou

$$u\,d\,(h-h_0)\left(\frac{\mathrm{D}}{d}-1\right)\left(1-\frac{v}{v_1+v}\right). \quad (1)$$

1. ud n'est autre chose que le poids de la vapeur produite : $\frac{\mathrm{D}}{d}-1$ peut être pris approximativement égal à $\frac{\mathrm{D}}{d}$; si v est petit vis-à-vis de v_1, on peut remplacer $1-\frac{v}{v_1+v}$ par

$$\frac{1}{1+\frac{v}{v_1+v}}.$$

Dans ces conditions, en appelant p le poids de vapeur produite, l'expression ci-dessus devient :

$$p\,(h-h_0)\frac{\mathrm{D}}{d\left(1+\frac{v}{v_1+v}\right)},$$

ce qui revient à dire que, pour tenir compte des remous, il suffit de supposer que, le poids de vapeur

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Cherchons maintenant quels seront les mouvements de circulation correspondant à cette fraction d'énergie potentielle, et si ces mouvements seront dans tous les cas nettement définis.

Nous avons établi par le calcul la valeur u (D—d) de la différence entre les puissances totales P, P′ qui s'exercent sur les deux faces d'une tranche infiniment mince ab, $a'b'$, lorsqu'une bulle de vapeur de volume u s'élève dans une branche d'un tube en U (fig. 4). Mais notre calcul ne nous permet pas d'obtenir les valeurs des différences de pression aux différents points m, n, p de la section du tube.

Il est évident que, dans un tube de grand diamètre, parcouru suivant son axe par une bulle telle que A, la différence des pressions en m et m' sera plus grande qu'entre n et n' ou n_1 et n'_1 (fig. 5). Les vitesses de circulation seront donc plus grandes en m qu'en n ou en n_1.

La tranche ab, $a'b'$ tendra donc à se déformer et à prendre, pendant le mouvement, une forme analogue à celle de la figure 6.

Quelle sera l'influence de ce phénomène sur la circulation?

Considérons le cas d'un mouvement permanent : supposons que les bulles se forment en A (fig. 7), à intervalles réguliers, et s'élèvent dans la branche de gauche, en donnant

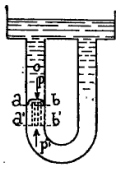


Fig. 4.

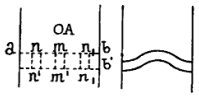


Fig. 5. Fig. 6.

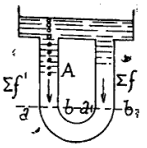


Fig. 7.

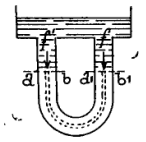


Fig. 8.

naissance à une circulation régulière et uniforme. Soit Σu le volume des bulles de la branche de gauche ; à ce volume, correspondra une différence des pressions totales en ab et a_1b_1 égale à :

$$\Sigma f - \Sigma f' = \Sigma u\,(\mathrm{D} - d).$$

Le mouvement permanent qui s'établit se fait évidemment par filets liquides continus (fig. 8) ; à l'un quelconque de ces filets, de section s, on peut appliquer le théorème de Bernouilli et poser, pour la vitesse d'écoulement v correspondante :

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{f - f'}{s\mathrm{D}}.$$

On aura, par suite :

$$\frac{1}{2g}\Sigma s v^2 = \Sigma u\left(1 - \frac{d}{\mathrm{D}}\right).$$

L'influence de l'inégale répartition des pressions sur la section droite ab se traduit donc par une modification dans le débit total Σsv, mais telle que la force vive de l'eau passant par cette section, Σsv^2, reste constante. Le débit sera maximum quand les pressions seront également réparties en ab, et pourra se trouver notablement diminué quand les pressions sur la section droite ab seront intégralement réparties.

produite restant constant, la densité de la vapeur, au lieu d'être la densité d correspondant à la pression de régime considérée, a la valeur fictive :

$$d\left(1 + \frac{v}{v_1 + v}\right).$$

C'est précisément le résultat auquel nous avons été conduit par les formules analytiques.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Dans la plupart des expériences faites en vue d'étudier les phénomènes de circulation, on provoque l'ébullition en chauffant un point donné d'un tube, ou on insuffle des bulles d'air en un point déterminé de la masse liquide. Dans les deux cas, on donne naissance à un chapelet de bulles se succédant suivant une trajectoire de faible section, ce qui conduit à un mouvement circulatoire totalement différent, comme débit, de celui que l'on aurait si les bulles se trouvaient uniformément réparties. Les expériences se trouvent ainsi entachées d'une erreur systématique, qui sera d'autant plus grave que le tube aura un plus gros diamètre.

Dans les chaudières, les bulles se forment sur les parois en des points très nombreux. Si le tube est droit, les bulles s'élèvent le long des parois, et la plus grande différence de pression s'exercera sur les filets liquides qui sont en contact avec le métal et qui sont, par suite, les plus influencés par les causes de perte de charge. Cette particularité tendra à égaliser les vitesses propres des divers filets liquides. Si le tube est incliné, les bulles se répandent à l'intérieur de la masse liquide, et, sauf pour les tubes de gros diamètre, à peu près dans toute l'étendue de la masse liquide.

Il est à noter que les considérations précédentes mettent en évidence la supériorité des tubes de faible diamètre au point de vue de l'activité de la circulation. Dans ces tubes, en effet, l'égalité de la pression aux divers points d'une section droite sera plus facilement réalisée, et le débit approchera davantage du débit maximum correspondant à la force vive disponible.

INFLUENCE DE LA FORMATION DYNAMIQUE DES BULLES DE VAPEUR

Nous avons supposé, jusqu'à présent, que les bulles de vapeur augmentaient de volume au sein de la masse liquide sans communiquer de force vive aux molécules d'eau voisines : c'est ce que nous avons appelé la formation statique des bulles de vapeur.

Or, la force vive communiquée aux molécules d'eau ne pourrait être nulle que si l'augmentation de volume des bulles de vapeur était infiniment lente ; la formation statique des bulles de vapeur est donc un cas hypothétique, qui pourra être plus ou moins voisin des cas de la pratique, mais qui ne sera jamais complètement réalisé.

En fait, lorsqu'une bulle de vapeur augmentera de volume, les divers éléments de sa surface se déplaceront en refoulant la masse liquide et en communiquant, par suite, une certaine vitesse aux molécules d'eau voisines. Il en résulte que la formation de la bulle ne correspondra pas seulement au travail :

$$uh\,(D - d),$$

dont nous avions donné précédemment l'expression, mais à ce travail augmenté de la demi-force vive des molécules d'eau repoussées par la bulle, d'où la nécessité de tenir compte de la formation dynamique des bulles de vapeur.

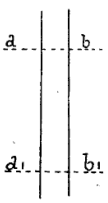


Fig. 9.

L'augmentation de travail correspondant à la formation dynamique des bulles n'est pas le point le plus important de la question ; la principale différence avec les cas déjà examinés, correspondant à l'hypothèse de la formation statique des bulles de vapeur, résulte des perturbations que peut apporter, dans le régime de la circulation, le refoulement de la masse d'eau produit par les bulles en formation.

Considérons (fig. 9) le cas d'un tube cylindrique, et prenons, le long de ce tube, une longueur l, limitée par les sections droites ab et $a_1\,b_1$.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

En supposant le fluide immobile, pour une augmentation de volume du fluide égale à Δu, nous aurons des déplacements Δl et $\Delta_1 l$ des sections droites ab et $a_1 b_1$ telles que

$$\Delta u = (\Delta l + \Delta l_1)\, S$$

S étant la section du tube. Nous aurons par suite, pour les vitesses V et V_1 des molécules en ab et $a_1 b_1$, résultant de l'augmentation de volume due à la vaporisation, la relation

$$V + V_1 + \frac{1}{S}\frac{\Delta u}{\Delta t}$$

Soit P la vaporisation par heure et mètre carré de surface de chauffe; en appelant r le rayon du tube, la vaporisation par seconde entre les sections ab et $a_1 b_1$ sera

$$\frac{P}{3.600}\, l \times 2\pi r.$$

L'augmentation de volume en mètres cubes sera, P étant exprimé en Kg:

$$\frac{1}{D}\frac{P}{3.600}\, l \times 2\pi r \times \left(\frac{D}{\delta} - 1\right)$$

D et S étant les poids du mètre cube d'eau et du mètre cube de vapeur. D'où en remarquant que $S = \omega r^2$

$$V + V_1 = \frac{1}{D}\frac{P}{3.600}\frac{2l}{r}\left(\frac{D}{\delta} - 1\right)$$

soit $P = 50$, $l = 1$ mètre, $r = 0^m,03$, $\frac{D}{S} - 1 = 150$, ce qui correspond à peu près à une pression de 12 kilogrammes, on trouve, en chiffres ronds

$$V + V_1 = 0^m,14.$$

soit une valeur moyenne, pour chacune des vitesses V et V_1, de $0^m,07$. Or, le calcul nous a conduit à des valeurs de 50 centimètres environ par seconde pour les vitesses d'entrée d'eau dans les tubes des chaudières multitubulaires d'une hauteur d'environ 1 mètre; on voit donc que pour ce type particulier de chaudière, l'influence de la formation dynamique des bulles de vapeur ne peut pas produire d'arrêt dans le mouvement de circulation. Nous verrons d'ailleurs, qu'une fois le régime établi, elle ne peut non plus modifier les vitesses trouvées théoriquement par la seule considération de la formation statique des bulles de vapeur, ou, ce qui revient au même, par la seule considération de la présence des bulles de vapeur dans les tubes.

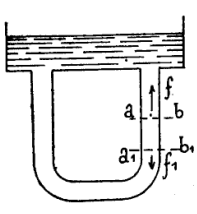


Fig. 10.

Dans d'autres cas, comme dans les chaudières Belleville, d'Allest, Niclausse, ou dans des chaudières à petits tubes de dispositions toutes spéciales telles que la chaudière Solignac, l'influence de la formation dynamique des bulles de vapeur peut avoir une importance essentielle ; il ne sera donc pas inutile de rechercher les indications que la théorie peut donner à ce sujet.

Il importe de considérer à part le cas où la circulation dans les tubes est déjà amorcée et le cas où le liquide est au repos.

Prenons d'abord ce dernier cas et considérons (fig. 1) un tube en U, sans circulation, à l'intérieur duquel une bulle de vapeur se forme en ab, $a_1 b_1$.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

A chaque instant les pressions de refoulement qui s'exerceront sur les faces ab, $a_1 b_1$ seront les mêmes; si m est la masse du liquide poussé par la tranche ab, m_1, la masse du liquide poussé par la tranche $a_1 b_1$, nous aurons, en appelant T la durée de la période de formation de la bulle et φ l'effort exercé à chaque instant de cette période sur chacune des faces ab et $a_1 b_1$.

$$\int_0^T \varphi \, dt = mV = m_1 V_1,$$

V et V_1 étant les vitesses communiquées à l'eau dans le sens des flèches f et f_1 par le fait de l'augmentation de volume de la bulle.

Les vitesse V et V_1, dont nous connaissons déjà la somme :

$$V + V_1 + \frac{1}{S}\frac{\Delta u}{\Delta t}$$

sont donc entre elles dans le rapport inverse des masses m et m_1.

En réalité il y a lieu de tenir compte non seulement des masses liquides en mouvement, mais encore des résistances passives qui ont une importance qu'il est impossible de négliger [1].

1. Si l'on suppose ces résistances proportionnelles au carré de la vitesse, on a, à un instant quelconque, pour l'une quelconque des colonnes liquides séparées par la bulle de vapeur :

$$m\frac{dV}{dt} = \varphi - f' V^2,$$

et en adoptant pour φ une valeur moyenne supposée constante :

$$\frac{m dV}{\varphi - f' V^2} = dt,$$

ce qui conduit à

$$L\left(\frac{1 + \sqrt{\frac{f'}{\varphi}}\, V}{1 - \sqrt{\frac{f'}{\varphi}}\, V}\right)^{\frac{m}{2\sqrt{f'\varphi}}} = t.$$

On aura de même, pour l'autre colonne fluide

$$L\left(\frac{1 + \sqrt{\frac{f'_1}{\varphi}}\, V_1}{1 - \sqrt{\frac{f'_1}{\varphi}}\, V_1}\right)^{\frac{m_1}{2\sqrt{f'_1\varphi}}} = t,$$

D'où la relation entre les deux vitesses V et V_1 à un instant quelconque de la période de formation de la bulle.

$$\left(\frac{1 + \sqrt{\frac{f'}{\varphi}}\, V}{1 - \sqrt{\frac{f'}{\varphi}}\, V}\right)^{\frac{m}{2\sqrt{f'\varphi}}} = \left(\frac{1 + \sqrt{\frac{f'_1}{\varphi}}\, V_1}{1 - \sqrt{\frac{f'_1}{\varphi}}\, V_1}\right)^{\frac{m_1}{2\sqrt{f'_1\varphi}}}$$

Si les pertes de charge sont considérables et telles que la colonne prenne instantanément sa vitesse limite, cette vitesse est $\sqrt{\frac{\varphi}{f'}}$; elle est inversement proportionnelle à la racine carrée du coefficient f', c'est-à-dire à la racine carrée du produit de la masse m de la colonne par le coefficient ordinaire de perte de charge (0,03 $\frac{l}{d}$ pour un tube droit).

Si, au contraire, $\sqrt{\frac{f'}{\varphi}}$ est très faible, on aura sensiblement :

$$\left(\frac{1 + \sqrt{\frac{f'}{\varphi}}\, V}{1 - \sqrt{\frac{f'}{\varphi}}\, V}\right)^{\frac{m}{2\sqrt{f'\varphi}}} = 1 + \frac{m}{\varphi} V.$$

Les vitesses seront inversement proportionnelles aux masses m et m_1.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Le seul cas intéressant en pratique est celui qui correspond à une vaporisation continue dans le tube, et par suite à un renouvellement continu de l'eau sur les surfaces de chauffe.

Si la bulle de vapeur une fois formée n'est pas entraînée soit dans un mouvement général de circulation, soit par son mouvement propre dans le liquide, le tube, qui continue à être chauffé et qui n'est plus rafraîchi par l'eau, reçoit un coup de feu.

Si, d'une façon quelconque, la bulle quitte la surface de chauffe et est remplacée par des molécules d'eau, une nouvelle bulle de vapeur se formera, qui produira un effet analogue à la première et cédera sa place pour une nouvelle vaporisation, et ainsi de suite.

Prenons par exemple le cas d'un tube horizontal entre deux récipients. Il ne peut s'établir dans ce tube d'autre circulation que celle due à la formation dynamique des bulles de vapeur.

Supposons d'abord qu'il y ait, dans l'installation, symétrie complète par rapport au plan AB (fig. 11) et que le tube soit chauffé au point a. La bulle de vapeur qui se formera repoussera les deux colonnes liquides C et C′ dans les deux vases, le tube se videra d'eau dans son milieu, et sera porté au rouge.

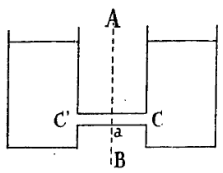


Fig. 11.

Augmentons d'une façon quelconque, pour l'une des deux colonnes liquides, la résistance au mouvement ; disposons par exemple à l'entrée de C un diaphragme percé d'un trou de faible section. Nous augmentons, pour C, la valeur du coefficient f; pendant la période de formation de la bulle, le déplacement vers la gauche de la colonne C sera réduit et le déplacement vers la droite de la colonne C′ augmenté.

Lorsque la bulle est arrivée à sa grosseur, la colonne C′ est animée d'une certaine vitesse et continue à se mouvoir du côté du récipient C′ ; il en résulte une dépression en a ; la bulle, tout en augmentant de volume sous l'influence de cette dépression, se déplace vers la droite, et l'eau du récipient C pénètre dans le tube en traversant le diaphragme.

Si le diaphragme est de très faible section, il ne laissera passer qu'une faible quantité d'eau, et quand le mouvement de la colonne de droite s'arrêtera, la bulle n'aura pas sensiblement changé de position. Le tube sera exposé à un coup de feu.

Si, au contraire, une notable quantité d'eau a pu pénétrer par le diaphragme, le déplacement de la bulle dans le tube est sensible ; une nouvelle bulle de vapeur se formera au point chauffé, donnant lieu à une nouvelle *pulsation*, et l'on aura ainsi une série de bulles de vapeur et de masses liquides se déplaçant par à-coups dans le tube et alternativement projetées dans le récipient C′.

L'écoulement du liquide par le diaphragme pourra se trouver soit simplement ralenti, soit arrêté, soit même momentanément changé de sens au moment de la formation des bulles de vapeur.

La section choisie pour le trou du diaphragme aura une grande importance sur les résultats obtenus.

Un mouvement pulsatoire peut donc s'établir dans un tube sous la seule influence de la formation dynamique des bulles. Les vitesses de l'eau dans les tubes seront irrégulières et les décharges de vapeur dans le réservoir alterneront avec les décharges d'eau.

Il ne semble pas que ces conditions de fonctionnement, qu'il est facile de reproduire sur des appareils d'expériences par une *chauffe locale*, puissent être celles des générateurs de vapeur. Pour les chaudières, la production de vapeur se fait suivant des surfaces très développées, et des bulles de vapeur se forment sans interruption en des points très nombreux des surfaces de chauffe. Il nous paraît difficile de concevoir le

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

régime d'une chaudière comme discontinu et correspondant à une introduction par à-coups successifs de l'eau à la partie basse des tubes.

D'intéressantes expériences de M. Solignac montrent que pour les chaudières dont le fonctionnement nécessite des dispositions spéciales en raison de l'influence de la formation dynamique des bulles de vapeur, l'entrée de l'eau se fait d'une façon continue, ainsi que la décharge de vapeur.

Ces résultats d'expériences sont pleinement d'accord avec les considérations théoriques que nous développons plus loin dans l'étude du fonctionnement de la chaudière Belleville, et qui nous conduiront à cette conclusion : que la formation dynamique des bulles peut nécessiter soit pour amorcer la circulation, soit pour donner au régime de la chaudière la stabilité voulue, des dispositions spéciales, mais que, quand le régime régulier est établi, la formation dynamique de la vapeur reste sans influence sur le mouvement général de circulation.

EXPÉRIENCES DE M. SOLIGNAC

Deux récipients A et B sont (fig. 12) réunis par un tube en fer de 6 millimètres de diamètre. Si les deux tubulures *a* et *b* sont dans un même plan horizontal et qu'on chauffe le tube dans sa partie centrale, la vapeur se dégage également par les deux extrémités du tube, puis le tube rougit facilement dans sa partie chauffée, jusqu'à ce que l'eau envahisse brusquement le tube et le refroidisse.

Si l'on donne au tube une pente dépassant en valeur absolue le diamètre du tube, on voit

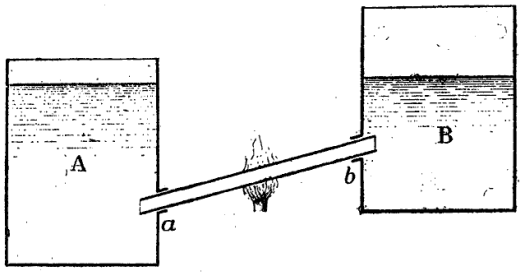


Fig. 12.

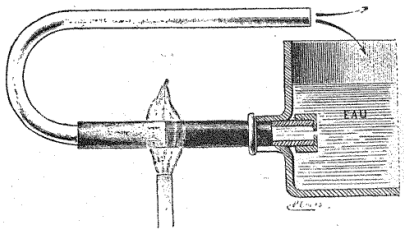


Fig. 13.

le dégagement de vapeur se faire par la partie haute du tube; l'eau des deux vases se chauffe, mais le vase le plus haut se chauffe plus que le vase le plus bas; le niveau reste dans le même plan pour les deux vases. Le dégagement de vapeur à la partie haute du tube est continu, mais avec des périodes d'intensité variables; si on suspend par un fil devant cette extrémité du tube, un petit disque, on le voit attiré ou repoussé suivant que le dégagement est abondant ou moins actif. L'extrémité plongeant dans le vase du bas ne laisse qu'accidentellement échapper la vapeur, mais on voit une veine liquide d'aspect sirupeux s'en échapper continuellement avec des périodes variables d'intensité.

Si l'on vient à munir d'un diaphragme l'extrémité basse du tube, les phénomènes changent immédiatement : la vapeur s'échappe d'une façon continue et régulière par l'extrémité opposée du tube, qui ne rougit plus; le vase du côté du diaphragme reste froid, celui du côté où le tube débouche librement augmente rapidement de température; enfin, on voit l'eau s'abaisser dans le vase A et s'élever de même quantité dans le vase B; la dénivellation finale dépend de l'inclinaison donnée au tube et atteint, pour une pente de 5 centimètres par mètre, une valeur de 2 centimètres, puis le tube rougit de nouveau.

Une expérience analogue peut être faite (fig. 13) avec un vase à tubulure, dans lequel on

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

engage un tube en fer mince, communiquant par un raccord avec un tube en verre, qui ramène le circuit au-dessus du plan d'eau du vase. Si l'on chauffe en un point le tube en fer, il est porté rapidement au rouge; les deux tronçons, de part et d'autre de la flamme, sont également à une température élevée, au point qu'on ne peut y appliquer la main; le niveau de l'eau dans la partie courbe du circuit tubulaire oscille de part et d'autre du plan horizontal, passant par le plan d'eau du vase. La vapeur se dégage uniquement par l'extrémité du tube immergée dans le vase et, au bout de quelques secondes, le tube rougit.

En augmentant suffisamment l'inclinaison de la branche inférieure, le tube ne rougit plus, des dégagements de vapeur et d'eau se font par le tube en verre à intervalles très éloignés; les dégagements de vapeur par l'extrémité immergée ont lieu alternativement avec des rentrées brusques d'eau. Le tube en fer est très chaud de part et d'autre de la flamme et la coloration de la partie plongée dans la flamme indique, qu'à ce point, le tube est porté à une haute température.

Quand le tube est rouge, si l'on place à l'intérieur du vase un diaphragme à l'extrémité immergée du tube, on voit, au bout de quelques secondes, le tube en verre servant de retour cracher une quantité d'eau provenant de la purge de la partie coudée du circuit tubulaire; *le dégagement de vapeur s'établit ensuite régulièrement.*

Simultanément, le tube, présentant une portion rouge avec deux parties de teinte dégradées, noircit du côté du diaphragme, suivant une ligne très nette, qui gagne rapidement toute la section surchauffée, jusqu'à ce qu'elle la ramène au noir. La section du tube entre la flamme et le vase se refroidit et se trouve ramenée à la température de l'eau du vase. Le restant du circuit tubulaire conserve la température de la *vapeur qui sort d'une façon continue à l'extrémité du tube en verre, entraînant avec elle les parties d'eau non vaporisées, d'ailleurs en faible quantité.* Après une minute de marche dans ces conditions, on peut, en retirant brusquement la flamme, prendre entre ses doigts la partie du tube primitivement rouge; on constate qu'elle est non seulement à une température inférieure à celle du coude, mais qu'elle ne dépasse pas 40 à 50 degrés au maximum, c'est-à-dire une température inférieure à la vaporisation. La température d'un tube où la circulation se fait dans les conditions qui viennent d'être indiquées est, du reste, assez basse pour que, dans une application industrielle sur une chaudière de 1 200 kilogrammes de vapeur, installée dans les ateliers de la maison Bréguet et basée sur ce principe, on ait pu maintenir pendant plusieurs semaines de l'étain sur les tubes soumis au coup de feu.

Les expériences mentionnées ci-dessus sont en parfaite concordance avec les considérations générales que nous avons exposées. Dans le cas des deux vases communiquant par un tube de petit diamètre et de faible inclinaison, la circulation qui tend à s'établir, par suite de la présence des bulles de vapeur, est très faible; elle est troublée par l'influence de la formation dynamique des bulles de vapeur; le refoulement du liquide et le remplissage du tube se font à la fois par les deux extrémités; la circulation s'arrête, le tube est porté à une haute température.

Avec le diaphragme à l'extrémité inférieure, le refoulement du liquide se produit presque exclusivement par l'autre extrémité; le tube reste plein d'eau à son extrémité inférieure, la circulation se maintient. Le liquide passe du vase A au vase B; la pression en a diminue, la pression en b augmente, de sorte qu'à un certain moment la circulation s'arrête et le tube rougit de nouveau.

Les mêmes phénomènes généraux se passent dans le cas du tube recourbé.

La chaudière Solignac est une chaudière à petits éléments, dans laquelle la vaporisation et le mouvement de l'eau se font comme dans les expériences précédentes. Au point de vue théorique, cette chaudière présente un intérêt tout particulier : pour éviter l'*engorgement des tubes par de l'eau inutile, faisant obstacle à une circulation active, condition indispensable d'une vaporisation rapide* (nous citons les termes mêmes de l'inventeur), *on a cherché à n'introduire, par unité de temps, dans les tubes vaporisateurs, que la quantité d'eau qu'ils peuvent vaporiser dans cette même unité de temps.* En réalité, il nous semble que la chaudière Solignac doit être considérée comme une chaudière à circulation minimum pour une vaporisation donnée, puisque l'afflux d'eau se trouve réduit à la quantité d'eau de vaporisation. Si nous appelons circulation le mouvement de l'eau qui se produit dans le faisceau tubulaire indépendamment de l'eau qui y entre pour se vaporiser, la chaudière Solignac est une chaudière sans circulation. Elle se rapproche, par son fonctionnement général, des chaudières à vaporisation instantanée, comme les chau-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

dières Serpolet et de Laval. Sans discuter ici le principe sur lequel est établi ce type de générateur, nous en donnerons une description sommaire.

Le faisceau tubulaire des chaudières Solignac (comme on le sait) se compose de tubes en forme de V, dont les deux branches sont peu inclinées sur l'horizontale. Les deux extrémités débouchent dans une lame d'eau entretoisée, dont la partie supérieure forme chambre de vapeur. L'extrémité de la branche inférieure des tubes est munie d'une tuyère qui porte un diaphragme percé d'un petit trou.

Au-dessus de la lame d'eau est disposé un grand collecteur cylindrique communiquant, par la partie inférieure, avec le bas de la lame d'eau, par la partie supérieure avec la partie haute de la lame d'eau, un peu au-dessous du débouché supérieur des tubes.

La prise de vapeur est à la partie la plus haute du collecteur cylindrique, qui forme chambre de vapeur; l'alimentation se fait dans la chambre à eau du collecteur cylindrique. La chaudière porte, en somme, deux niveaux distincts, un dans la lame d'eau, qui se maintient automatiquement à la hauteur du débouché supérieur des tubes, l'autre dans le collecteur supérieur.

Les tubes vaporisant à peu de chose près la quantité d'eau qu'ils reçoivent, l'eau d'alimentation séjourne un certain temps dans le collecteur supérieur, qui joue le rôle d'un détartreur. Il joue en même temps le rôle de régulateur de pression, en raison du grand volume d'eau qu'il renferme.

Les tubes ont 25 millimètres de diamètre intérieur. La surface de chauffe est égale seulement à douze fois environ la surface de grille. Avec une combustion de 80 kilogrammes environ par mètre carré de grille, la vaporisation est de 40 kilogrammes par mètre carré de surface de chauffe, soit d'environ 6 kilogrammes de vapeur par kilogramme de charbon. Des essais faits par l'Association parisienne des Propriétaires d'Appareils à Vapeur sur une chaudière Solignac avec foyer Meldrum ont donné des vaporisations de $7^{kg},3$ par kilogramme de combustible à la combustion de 80 kilogrammes environ, et 7 kilogrammes à la combustion de 150 kilogrammes. Ces chiffres sont inférieurs de plus de 15 p. 100 aux vaporisations ordinaires des bonnes chaudières marines; mais il y a lieu de tenir compte de ce que la surface de chauffe est trois ou quatre fois moins développée que sur les chaudières ordinaires.

Il est curieux de noter que le faisceau tubulaire des chaudières Solignac réunit, d'après l'expérience acquise sur les chaudières genre du Temple, toutes les conditions voulues pour exposer les tubes aux coups de feu : tubes de faible hauteur, de faible inclinaison, directement placés au-dessus des grilles, circulation très réduite. Leur fonctionnement industriel, dans ces conditions, ne peut être expliqué que par l'addition du diaphragme disposé à la partie basse des tubes.

Une disposition du même genre aurait sans doute amélioré le fonctionnement des premières chaudières genre du Temple avec tubes à quatre plis. Dans ces chaudières, la branche inférieure du tube est peu inclinée sur l'horizontale et débouche directement dans le collecteur inférieur. D'autre part, le tube, en raison de son long développement et de ses coudes nombreux, présentait une grande résistance à la circulation. La circulation résultant de la présence des bulles de vapeur était néanmoins très active, par suite de la grande proportion de vapeur dans le tube, et le calcul accuse, pour une pression de 12 kilogrammes et une vaporisation moyenne de 50 kilogrammes par heure et mètre carré de surface de chauffe, une vitesse d'entrée d'eau dans les tubes de 40 centimètres environ, à peu près identique à celle des chaudières plus récentes. Mais la formule établie ci-dessus pour la vitesse de refoulement sous l'effort de la formation dynamique des bulles :

$$\frac{1}{D}\frac{P}{3600}\frac{2l}{r}\left(\frac{D}{\delta}-1\right)$$

donne une vitesse de 40 à 50 centimètres pour une branche de 1 mètre de longueur, 14 millimètres de diamètre, soumise à une vaporisation de 100 kilogrammes par heure et mètre carré (vraisemblablement dépassée pour les replis inférieurs des tubes). Il pouvait donc y avoir, avec les chauffes actives, refoulement de l'eau du tube vers le collecteur inférieur; la circulation se trouvait momentanément arrêtée et le métal du tube soumis à une température excessive Avec les formes des tubes que l'on a été conduit peu à peu à employer (chaudières du Temple-Normand, chaudières Normand, nouvelles chaudières du Temple), ces inconvénients ont disparu;

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

les replis des tubes sont moins nombreux, ce qui diminue la résistance au mouvement du fluide contenu dans la partie supérieure du tube; la branche inférieure est plus inclinée sur l'horizontale et se raccorde avec une portion verticale qui débouche dans le collecteur. En outre, le diamètre des tubes a été augmenté.

Ces diverses modifications ont toutes pour résultat de faciliter le refoulement du liquide vers le haut et de rendre plus difficile le renversement de courant à la partie inférieure. En fait, les nouvelles chaudières se sont montrées beaucoup plus robustes que les premières et ont parfaitement résisté aux vaporisations les plus actives.

ÉTUDE DE LA CIRCULATION DANS LES CHAUDIÈRES MULTITUBULAIRES

Au point de vue de la circulation de l'eau dans les tubes, les chaudières multitubulaires peuvent se répartir, comme nous l'avons exposé plus haut, en trois grandes classes principales; nous nous bornerons à considérer une chaudière de chaque groupe, les chaudières d'Allest, Niclausse et Belleville.

Chaudières d'Allest. — Dans les chaudières d'Allest, les tubes de gros diamètre ont une faible inclinaison sur l'horizontale et débouchent librement à leurs extrémités dans deux lames d'eau. La présence de bulles de vapeur dans le faisceau tubulaire ne peut donner naissance à une circulation sensible en raison de la faible distance verticale entre les extrémités d'un même tube.

La formation dynamique des bulles de vapeur ne pourrait pas non plus provoquer une circulation régulière et s'opposerait plutôt à cette circulation, d'après les expériences de M. Solignac, si les deux lames collectrices étaient pleines d'eau. La circulation est produite dans la chaudière d'Allest par la présence des bulles de vapeur dans la lame d'eau AV. La pression au débouché des tubes dans cette lame d'eau est inférieure à la pression qui s'exerce à l'extrémité opposée, dans la lame d'eau AR, et cette différence de pression crée une circulation continue de l'AR à l'AV. La différence des pressions sera d'autant plus marquée que le tube sera placé plus bas. La circulation sera donc rapide, surtout pour les tubes inférieurs, et sera beaucoup plus faible pour les tubes supérieurs. Elle pourra même devenir insuffisante pour ces derniers, s'ils se trouvent soumis à des vaporisations actives. Les tubes en bordure à la partie supérieure et sur les côtés de la boîte à feu peuvent ainsi se trouver dans de mauvaises conditions de résistance au feu, surtout si, pour une cause accidentelle quelconque, le niveau d'eau dans la chaudière se trouve trop bas.

Quand la lame d'eau AV est pleine du mélange d'eau et de vapeur, la masse de ce mélange est inférieure à la masse d'eau de la lame AR. Le refoulement dû à la formation de la vapeur dans les tubes se produira donc de préférence par l'AV, et aidera ainsi à la circulation générale. Il faut, toutefois, que la lame d'eau AV soit suffisamment large pour que le courant ascendant ne gêne pas la sortie du mélange d'eau et de vapeur contenu dans les tubes et que la lame d'eau arrière soit, de son côté, suffisamment large pour alimenter tous les tubes du faisceau et particulièrement les tubes du bas, sans grandes pertes de charge.

Divers expérimentateurs ont cherché à étudier le fonctionnement des chaudières genre d'Allest au moyen de petits modèles, avec tubes en verre et lames d'eau munie de glaces. A en juger par les figures représentant les appareils d'expériences, ceux-ci étaient, dans leur ensemble, de proportions totalement différentes de celles des chaudières. Les rapports de la longueur des tubes au diamètre, de la longueur des tubes à la hauteur de la chaudière, de la section des tubes à la section de la lame d'eau, etc., se trouvaient complètement changés. De plus, les tubes du bas étaient chauffés par des becs Bunsen, les tubes supérieurs à peine chauffés. Il ne nous semble pas que, dans ces conditions, l'expérience puisse donner le moindre renseignement sur le fonctionnement réel des chaudières; le manque de circulation régulière observé sur les appareils d'essai a conduit les expérimentateurs à penser que les chaudières de ce type fonctionnent par vaporisation et surchauffe successives. Les résultats donnés en service normal par les chaudières elles-mêmes prouvent qu'il n'en est rien.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Pour permettre aux chaudières de ce groupe de supporter des vaporisations plus actives, les modifications les plus rationnelles nous paraissent être les suivantes :

Augmentation de l'inclinaison des tubes ;

Augmentation de la largeur des lames d'eau ;

Réduction de la section d'entrée d'eau dans les tubes du côté de la lame d'eau AR.

Chaudières Niclausse. — La circulation dans les chaudières Niclausse, comme dans les chaudières d'Allest, résulte principalement de la présence de la vapeur dans la lame d'eau où débouchent les tubes vaporisateurs. Mais, de plus, le tube d'amenée d'eau étant de plus faible section que d'espace annulaire qui forme chambre de vaporisation, la formation dynamique des bulles de vapeur produira naturellement le refoulement de la masse d'eau dans le sens voulu pour augmenter la circulation. Dans cet ordre d'idées, il est possible que, dans certains cas, une diminution de section des tubes intérieurs, au moins à l'extrémité, améliore la circulation.

La circulation sera plus rapide dans les tubes du bas pour les mêmes raisons que dans les chaudières d'Allest.

Comme pour les chaudières d'Allest, l'augmentation de l'inclinaison des tubes et l'augmentation de la largeur de la lame d'eau où débouchent les tubes vaporisateurs ne peuvent que favoriser la circulation et, par suite, la résistance aux combustions actives.

Chaudières Belleville. — Analogies et différences entre les chaudières à serpentins, système Belleville et système du Temple (chaudières primitives). — La chaudière Belleville est formée de serpentins aboutissant à leur extrémité inférieure dans un collecteur d'alimentation, à leur extrémité supérieure dans un collecteur de vapeur. C'est exactement, dans l'ensemble, la disposition des premières chaudières du Temple, qui ont été le point de départ des chaudières actuelles de torpilleurs. Ces premières chaudières, qui ont été en service pendant quelques années sur des canots, étaient formées, en effet, d'un collecteur d'alimentation inférieur, de section rectangulaire, d'un collecteur de vapeur cylindrique et de tubes à nombreux replis disposés longitudinalement. Dans le détail, les chaudières étaient, d'ailleurs, très différentes des chaudières Belleville, aussi bien au point de vue de la constitution des serpentins formés de tubes cintrés, qu'au point de vue des dimensions et particulièrement du diamètre des tubes.

Il n'en est pas moins curieux de constater l'analogie entre la première chaudière à circulation accélérée, prototype des chaudières « express » à combustion très active, et la chaudière Belleville actuelle, à circulation très réduite. Malgré l'analogie des dispositions d'ensemble, les deux types de chaudières présentent, en ce qui concerne les conditions suivant lesquelles s'effectue la vaporisation, de profondes différences. Dans la chaudière du Temple, la présence des bulles de vapeur dans le faisceau produit une circulation active, que ne peut troubler la formation de la vapeur dans les branches inférieures des tubes. Dans la chaudière Belleville, la circulation est très réduite, et des dispositions spéciales doivent être prises pour que la formation dynamique des bulles de vapeur dans les tubes du bas ne fasse pas obstacle au renouvellement de l'eau le long des surfaces de chauffe.

D'où vient cette différence?

Supposons les cônes d'alimentation de la chaudière Belleville supprimés, ainsi que les clapets de retour.

Le gros diamètre des tubes et leur faible inclinaison rendent plus difficile l'établissement de la circulation sous l'effet de la présence des bulles de vapeur; l'énergie correspondant à la formation statique de ces bulles sera, en grande partie, transformée en remous au lieu d'être transformée principalement en mouvements de circulation, comme dans la chaudière du Temple à tubes plus inclinés et de plus faible diamètre. Les coudes nombreux et brusques des éléments produisent, d'ailleurs, de fortes pertes de charge, qui réduisent l'activité de la circulation.

La grande surface de chauffe correspondant à chaque élément entraîne, pour la chaudière Belleville, la production, dans chaque serpentin, d'une grande quantité de vapeur, dont le dégagement, en même temps que celui de l'eau de circulation, serait difficile, surtout avec les coudes des éléments, si le rapport de l'eau de circulation à l'eau vaporisée était comparable à celui des chaudières du Temple. De là, l'impossibilité de maintenir, dans la chaudière Belleville,

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

le niveau de l'eau dans le collecteur supérieur. Pour un bon fonctionnement, la charge d'eau doit être inférieure à la hauteur du tube de retour, ce qui conduit à abaisser le plan d'eau au-dessous du collecteur supérieur.

Dans ces conditions, la circulation dans la chaudière ne peut être active et la formation dynamique des bulles de vapeur dans les tubes du bas tend à refouler l'eau par les tubes de retour, les coudes des éléments opposant un obstacle sérieux au mouvement du fluide.

Le renouvellement régulier de l'eau le long des surfaces des éléments ne peut donc se produire dans la chaudière Belleville, que, grâce à des dispositions spéciales, analogues à celles que nous avons mentionnées précédemment à propos de la chaudière Solignac, c'est-à-dire par un étranglement des serpentins à leur partie inférieure. Tel est le but des cônes d'alimentation disposés à la partie basse des éléments et aussi des clapets de retour placés dans les déjecteurs.

Limites de la vaporisation par mètre carré de surface de chauffe. — Par quoi sera limitée la quantité d'eau que l'on pourra pratiquement vaporiser par heure et par mètre carré de surface de chauffe ?

Nous avons indiqué déjà que, dans toute chaudière pour laquelle les dilatations peuvent se faire librement, la puissance de vaporisation est en rapport direct avec les facilités de dégagement de la vapeur produite et d'arrivée de l'eau sur les surfaces de chauffe. Pour la chaudière Belleville, le problème de la détermination des meilleures conditions de fonctionnement aux vaporisations actives semble plus particulièrement compliqué par ce fait que, si une arrivée d'eau insuffisante expose les tubes du faisceau à un coup de feu, une arrivée d'eau trop abondante gêne le dégagement de la vapeur et expose aux entraînements d'eau. Ce sont, en fait, les difficultés du dégagement de la vapeur qui limitent la circulation dans la chaudière, et, en raison de cette circulation limitée, on ne peut, sans risquer de coup de feu, adopter des vaporisations très actives.

On voit, par ce qui précède, que, pour avoir un fonctionnement satisfaisant à une vaporisation donnée, il faut que la quantité d'eau qui pénètre dans les éléments soit en quelque sorte dosée exactement pour donner un régime formant juste milieu entre les conditions du coup de feu et celles de l'entraînement d'eau. Ce dosage a été déterminé, bien entendu, une fois pour toutes, et est réglé automatiquement en marche par le maintien dans le plan voulu du niveau apparent.

Niveau d'eau fictif et plan d'eau réel. — Le niveau apparent est un niveau fictif, qui donne simplement, en hauteur d'eau, la valeur de la différence de pression statique entre les deux points de la chaudière où aboutissent les deux communications supérieure et inférieure. Dans les chaudières pour lesquelles les aboutissements de ces communications se font en des points du coffre à vapeur et du réservoir d'eau pour lesquels les mouvements des fluides sont peu prononcés, le niveau du tube correspond sensiblement au niveau d'eau dans la chaudière. Il ne peut en être ainsi pour la chaudière Belleville, dans laquelle, pour les raisons indiquées ci-après, les communications aboutissent en deux points d'un élément. Il n'existe pas d'ailleurs de plan d'eau dans les éléments d'une chaudière Belleville, pas plus qu'il ne peut en exister dans le faisceau tubulaire d'une chaudière à circulation accélérée. Le seul plan d'eau, dans la chaudière Belleville, comparable d'ailleurs en tous points à celui du collecteur supérieur d'une chaudière tubuleuse, est celui qui se forme dans les tubes de retour.

Pour une activité de vaporisation donnée, c'est la hauteur de ce plan d'eau, qui, avec la section des tubes de retour, du collecteur d'alimentation et des cônes, détermine la quantité d'eau introduite dans les éléments, exactement comme, dans la chaudière tubuleuse, c'est la hauteur du niveau d'eau qui, avec la section des tubes de retour, détermine l'activité de la circulation.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Section des cônes. — Pour un régime donné de la chaudière (vaporisation et circulation), la hauteur de l'eau dans les tubes de retour varie avec la section adoptée pour les cônes d'alimentation. Y a-t-il intérêt à réduire la section des cônes d'alimentation et à augmenter la hauteur de la colonne d'eau dans le tube de retour, ou, au contraire, vaut-il mieux réduire la hauteur de la colonne d'eau en augmentant la section des cônes dans les proportions voulues pour ne pas changer le régime? D'après ce que nous avons dit du fonctionnement de la chaudière et de l'influence de la formation dynamique des bulles, il semble évident qu'il y a tout intérêt à réduire la section des cônes et à augmenter la hauteur de la colonne d'eau, puisque ces deux modifications concourent à rendre plus difficile l'arrêt de la circulation sous l'effet du refoulement produit par la formation de la vapeur. On se trouve néanmoins limité, pour la hauteur du plan d'eau, non seulement par la longueur du tube de retour lui-même, mais aussi par la nécessité de conserver une certaine stabilité pour le régime de la chaudière.

Soient, en effet, H la hauteur du plan d'eau dans le tube de retour au-dessus du cône d'alimentation, h la hauteur d'eau représentant la hauteur statique dans l'élément, au-dessus du cône, m un coefficient dépendant des pertes de charge dans le tube de retour, le déjecteur, le collecteur d'alimentation et le cône; le débit q, par le cône, sera, en appelant s sa section :

$$q = s\sqrt{\frac{2g}{1+m}}\sqrt{\mathrm{H}-h}$$

Le régime de la chaudière sera stable si, à une variation accidentelle de h, provenant par exemple d'une diminution de la quantité d'eau contenue dans l'élément, correspond immédiatement une augmentation notable du débit, ayant pour effet de ramener rapidement la quantité d'eau de l'élément à sa proportion normale. Or nous avons :

$$\frac{\Delta q}{q} = \frac{1}{2}\frac{\Delta h}{\mathrm{H}-h}$$

Pour une même valeur absolue de Δh, l'augmentation relative du débit sera donc d'autant plus forte que H sera plus faible.

Il pourra donc y avoir intérêt à ne pas trop augmenter la valeur de H, et par suite à ne pas réduire trop la section des cônes d'alimentation. Sur les chaudières marines en particulier, dont le régime peut se trouver troublé par les mouvements de roulis ou de tangage, la réduction des cônes d'alimentation peut, pour un même niveau moyen apparent et par suite pour un même régime moyen de la chaudière, produire des variations plus prononcées et plus lentes dans le régime et, par conséquent, une fatigue plus grande des tubes. En fait, sur certains bâtiments, des bagues disposées à l'intérieur des cônes pour réduire la section ont dû être retirées après coup, l'expérience ayant montré, qu'après des chauffes à outrance, les tubes présentaient un cintrage anormal.

Équation fondamentale du mouvement de circulation dans la chaudière Belleville. — La charge d'eau dans les tubes de retour a pour effet :

de contre-balancer la charge correspondant au poids du fluide qui emplit les éléments;

de vaincre les pertes de charge du circuit parcouru : par l'eau avant son entrée dans les éléments, par le mélange d'eau et de vapeur dans les éléments.

de produire le dégagement du mélange d'eau et de vapeur dans le coffre supérieur avec la vitesse voulue.

Nous insisterons tout d'abord sur ce dernier point.

Il serait faux d'appliquer au fluide dégagé par les éléments dans le collecteur supé-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

rieur le théorème de Bernouilli et d'écrire que la force vive $\frac{1}{2g}\,\delta v^2$ de ce fluide (δ étant le poids spécifique) correspond à une charge d'eau h telle que :

$$\frac{1}{2g}\,\delta\, v^2 = \mathrm{D}\, h$$

Le théorème de Bernouilli ne peut s'appliquer à un fluide subissant un changement d'état.

Considérons, en effet (fig. 14), un fluide circulant d'un mouvement permanent dans une conduite cylindrique et supposons, qu'entre les sections a et b, se produise un changement d'état, tel qu'une vaporisation partielle. Considérons une tranche A B du fluide qui, au bout d'un temps $d\,t$, est venue en A′ B′. Appliquons, entre les instants t, $t \times d\,t$ le théorème des quantités de mouvement. Les seules forces extérieures sont les pressions $\mathrm{P_A}$ et $\mathrm{P_B}$: la quantité de mouvement a augmenté à l'extrémité B de :



Fig. 14.

$$\frac{\delta_1\, v_1}{g}\, d\,t \times v_1$$

δ_1 et v_1 étant la densité et la vitesse en B : de même, en A, la quantité du mouvement a diminué de :

$$\frac{\delta_0\, v_0}{g}\, d\,t \times v_0$$

δ_0 et v_0 étant la densité et la vitesse en A ; on aura :

$$\mathrm{P_A} - \mathrm{P_B} = \frac{1}{g}\,(\delta_1\, v_1^2 - \delta_0\, v_0^2).$$

Nous avons ainsi, entre les sections A et B, une chute de pression qui a pour mesure le double de la différence des forces vives du fluide, pour l'unité de volume. C'est le double de la chute de pression qui résulterait de l'application de l'équation de Bernouilli.

Pour un serpentin de chaudière Belleville, et, d'une façon plus générale, pour les tubes d'une chaudière formant un circuit de vaporisation de section constante, la charge correspondant au mouvement du fluide, abstraction faite des résistances passives, sera égale à la somme de la charge correspondant à la force vive du fluide dans le circuit avant la vaporisation.

$$\frac{1}{2g}\,\mathrm{D}\, v_0^2$$

et de la charge correspondant au changement d'état et dont l'expression est :

$$\frac{1}{g}\,(\delta\, v^2 - \mathrm{D}\, v_0^2).$$

En remarquant que

$$\delta\, v = \mathrm{D}\, v_0$$

la charge totale peut s'écrire :

$$\frac{\mathrm{D}\, v_0^2}{g}\left(\frac{1}{2} + \left(\frac{v_0}{v} - 1\right)\right)$$

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

C'est l'expression que nous avions trouvée, par une marche toute différente, dans notre étude sur la circulation de l'eau dans les chaudières tubuleuses (*Association technique maritime de 1898*) pour le cas particulier de la formation statique des bulles de vapeur.

On voit donc, en définitive, que la formation dynamique des bulles de vapeur peut nécessiter des dispositions spéciales pour assurer, malgré les à-coups de la vaporisation, le renouvellement régulier de l'eau le long des surfaces de chauffe, mais que *toutes les fois qu'un mouvement permanent s'établira, ce mouvement sera déterminé par l'équation fondamentale que nous avons précédemment établie et que nous pouvons écrire sous la forme ;*

Charge correspondant à la colonne d'eau dans le tube de retour.		Charge correspond au poids de la colonne fluide dans l'élément vaporisateur.		Force vive du fluide dans l'élément avant la vaporisation.		Augmentation de charge résultant du changement d'état.		Pertes de charge dues aux résistances passives.
DH	$-$	P	$=$	$\frac{D v_0^2}{2g}$	$+$	$\frac{D v_0^2}{g}\left(\frac{v}{v_0}-1\right)$	$+$	$R.$

Pour les chaudières à circulation limitée, V_0 sera très petit en comparaison de V_1 et on pourra écrire simplement :

$$DH - P = \frac{D v_0}{g} v_1 + R$$

ou

$$DH - P = \frac{\delta v_1^2}{g} + R.$$

La charge correspondant au dégagement du fluide dans le collecteur supérieur est donc, dans ce cas, double de celui qui résulterait de l'application de l'équation de Bernouilli.

Relation entre le niveau fictif et l'activité de la circulation. — Nous pouvons déterminer de même la différence de charge entre deux points d'un élément vaporisateur. Cette différence de charge H' sera donnée par

Différence de charge entre deux points d'un élément.		Charge résultant des poids de la colonne fluide dans l'élément entre les deux points considérés.		Charge résultant du changement d'état entre les deux points considérés.		Charge correspondant aux résistances passives entre les deux points considérés.
DH	$=$	P'	$+$	$\frac{D v_0^2}{g}\left(\frac{v'}{v_0}-\frac{v}{v_0}\right)$	$+$	R'

Si l'on réunit par un tube de niveau d'eau les deux points considérés de l'élément, l'eau s'élèvera dans le tube au-dessus du point d'aboutissement de la communication inférieure, à une hauteur H', donnée par l'équation précédente.

Les communications du niveau d'eau aboutissent, dans la chaudière Belleville, sur un même élément : la communication inférieure sur la boîte de raccord la plus basse, et la communication supérieure généralement sur la troisième boîte de raccord à partir du haut. Le niveau ainsi disposé ne correspond pas au plan d'eau dans le tube de retour,

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

le seul niveau d'eau réel qui existe dans la chaudière. On ne peut le considérer que comme un manomètre à eau qui permet de maintenir constante la différence de pression entre les deux points d'aboutissement des communications, et par suite, la valeur, entre ces deux points, de la somme

$$P' + \frac{D\,V_0^2}{g}\left(\frac{v'}{v_0} - \frac{v_0'}{v_0}\right) + R'.$$

C'est en maintenant constante cette différence de pression que l'on assure dans l'élément des proportions convenables d'eau et de vapeur.

Si δ_m est la densité moyenne de la vapeur pour un groupe de deux tubes, e l'équidistance des boîtes de raccord sur la façade, on a :

$$P' = e\,\Sigma\,\delta_m.$$

Si v est la vitesse de la vapeur à la sortie d'un groupe de deux tubes, δ la densité au même point.

$$v\,\delta = v_0$$

et le terme de perte de charge correspondant à la vaporisation peut s'écrire

$$\frac{v_0^2}{g}\,\Sigma\,\Delta\left(\frac{1}{\delta}\right)$$

$\Delta\left(\frac{1}{\delta}\right)$ représentant l'accroissement pour le groupe de deux tubes considéré du rapport $\frac{v}{v_0}$.

Enfin, en rappelant a un coefficient correspondant aux dimensions des tubes et des boîtes de raccord, nous pouvons mettre R′ sous la forme :

$$R'\,\Sigma\,\frac{\delta}{2g}\,a\,\Sigma\,\delta_m\,v^2{}_m.$$

v_m étant la vitesse moyenne de la vapeur pour un groupe de deux tubes. Toujours en raison de :

$$\delta_m\,v_m = v_0$$

on peut écrire :

$$R' = \frac{v_0^2}{2g}\,a\,\Sigma\left(\frac{1}{\delta_m}\right).$$

Finalement on a donc :

$$D\,H' = e\,\Sigma\,\delta_m + \frac{V_0^2}{2g}\left(2\,\Sigma\,\Delta\left(\frac{1}{\delta}\right) + a\,\Sigma\left(\frac{1}{\delta_m}\right)\right.$$

ou :

$$D\,H' = Ae + B\,v_0^2$$

A et B étant fonctions uniquement des valeurs de la densité du fluide dans les différents groupes de deux tubes et, pour P, du coefficient de charge a.

La valeur de D H′ est maintenue automatiquement constante par le régulateur d'alimentation. Si l'on néglige les variations de A et B suivant l'activité de la vaporisation, on voit que la vitesse d'entrée de l'eau dans les éléments est indépendante de l'activité

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

de la vaporisation, et, par suite, que la proportion de vapeur dans les tubes augmente aux fortes vaporisations. En réalité, les coefficients A et B auront tendance à diminuer quand la vaporisation augmentera, de sorte que les vitesses v_0 croîtront légèrement avec la vaporisation.

A un coefficient numérique près, v_0 est égal à

$$\frac{u\,N\,L}{d\,r}$$

en appelant a la vaporisation par heure et par mètre carré de surface de chauffe, N le nombre de tubes par élément, L et d la longueur et le diamètre des tubes, r le rapport du poids de l'eau vaporisée au poids de l'eau introduite dans l'élément.

Si donc, d'une chaudière à l'autre, on veut avoir les mêmes valeurs de r pour les mêmes vaporisations par mètre carré de surface de chauffe, on devra, si l'on peut négliger les variations de Ae et si les communications ont lieu sur les boîtes correspondantes, faire varier H′ en même temps et dans le même sens que le rapport $\frac{NL}{d}$.

Cette conclusion est d'autant plus justifiée que le coefficient de perte de charge a doit varier dans le même sens que $\frac{L}{d}$.

Valeur du rapport r. — Le rapport du poids de l'eau vaporisée au poids de l'eau introduite dans l'élément est difficile à mesurer exactement. D'après des essais calorimétriques faits à l'usine Belleville, et dans lesquels on cherchait à déterminer la proportion d'eau et de vapeur existant à la partie supérieure d'un élément, on peut admettre que la vapeur entraîne dans le collecteur supérieur un poids d'eau variant de deux à six fois son propre poids, pour des vaporisations variant de 800 à 1 000 kilogrammes par heure et par mètre carré de grille; on aurait ainsi pour r :

$r = \frac{1}{9}$ pour une vaporisation par m^2 de grille et par — heure de 800 kilogrammes

$r = \frac{1}{7}$ — — — 1 000 —

De ces chiffres, il résulterait bien que le rapport $\frac{u}{r}$ varie peu avec les vaporisations; on a, en effet, 9×800 peu différent de $7 \times 1\,000$.

Détermination expérimentale de la charge H. — Les valeurs de la charge H correspondant à la hauteur du plan d'eau dans le tube de retour, pour une valeur donnée de la charge H′, correspondant au niveau fictif, ont été déterminés, à l'usine Belleville, pour un certain nombre de chaudières, en faisant varier le diamètre des cônes d'alimentation. Le tableau I résume quelques-uns des résultats obtenus.

Pour un même régime de la chaudière déterminé par une vaporisation donnée et une valeur déterminée de la charge H′, la variation dans la valeur de H — H′, quand on change le diamètre du cône d'alimentation, ne peut correspondre qu'à la différence des pertes de charge par ce cône. Ces pertes de charge étant égales à $1{,}5\,\frac{v_2}{2g}$ (v^2 étant la vitesse dans le cône), on peut déterminer par tâtonnement les valeurs de r qui donnent pour les valeurs de $1{,}5\,\frac{v^2}{2g}$ des variations concordant sensiblement avec les chiffres de l'expé-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

rience. C'est ce que nous avons fait dans le tableau II. Les valeurs ainsi trouvées pour la proportion de la vapeur augmentent avec la vaporisation et diminuent, pour une même chaudière, quand on augmente H′ (hauteur du niveau fictif). Elles varient entre 1/5 et 1/10, ce qui vérifie grossièrement les chiffres indiqués ci-dessus.

Considérations théoriques sur la valeur numérique de la charge H′. — Dans les tableaux III et IV, nous avons cherché, à titre d'indication, pour une chaudière donnée, les valeurs des trois éléments ω', $\frac{v^2_0}{g}\left(\frac{1}{5}-1\right)$ et R, dont la somme constitue la valeur de la charge H′. Les chiffres hypothétiques admis au sujet de la quantité de vapeur produite par chaque groupe de deux tubes correspondent aux chiffres que nous avons obtenus dans notre étude de la vaporisation dans les chaudières (*Bulletin de l'Association technique maritime* de 1896); la valeur du coefficient a été déterminée de façon à obtenir, comme charge totale, la valeur expérimentale H′.

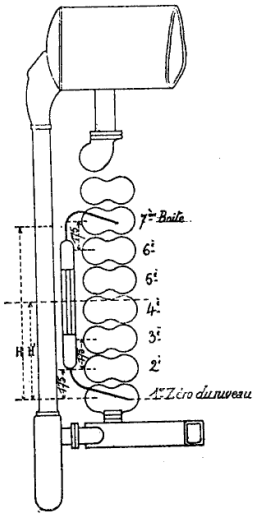


Fig. 15.

Il résulte du tableau que la charge correspondant au poids du fluide atteint 20 centimètres, dont 10 centimètres pour le groupe de tubes inférieurs, la charge correspondant à la vaporisation atteint 1 centimètre seulement, dont $0^{mill},5$ pour le groupe inférieur; le troisième terme est le plus important, sauf pour le groupe du bas. La charge totale est à peu près la même pour tous les groupes (13 à 15 centimètres environ), un peu plus grande, toutefois, pour les tubes supérieurs.

Comme vérification, on doit trouver que la charge correspondant aux groupes placés au delà de la communication supérieure, ajoutée à la charge correspondant à l'écoulement de l'eau depuis les tubes de retour jusque dans l'élément, y compris le passage par le cône d'alimentation, donne la valeur H — H′. La vérification se fait à 6, 5 et 4 centimètres près pour les trois diamètres du cône d'alimentation.

De l'étude que nous venons de faire du fonctionnement des générateurs Belleville, on peut déduire des modifications susceptibles, à notre avis, d'en améliorer le fonctionnement et, en particulier, d'augmenter la valeur de la vaporisation maximum que l'on peut réaliser par heure et par mètre carré de surface de chauffe.

Différents types de chaudières multitubulaires à gros tubes ont été proposés pour des activités de combustion comparables à celles des chaudières de torpilleurs. Nous citerons en particulier les chaudières Oriolle, dont l'emploi, pour les fortes combustions, ne s'est pas généralisé, et les chaudières Niclausse, type torpilleur.

Les vaporisations très actives n'étant pas incompatibles avec l'emploi de tubes à gros diamètre, et la chaudière Belleville présentant avec les premières chaudières « express » des analogies frappantes en ce qui concerne les dispositions générales et le fonctionnement même, il est tout naturel, de penser, qu'avec les dispositions fondamentales de la chaudière, on peut réaliser une chaudière à vaporisation très active.

Afin de préciser, au point de vue des conditions dans lesquelles s'effectue la vaporisation, les analogies et différences entre la chaudière Belleville et les chaudières dérivées de la chaudière du Temple primitive, nous avons résumé dans le tableau V pour trois types de chaudières du Temple et pour la chaudière Belleville A du tableau I, divers renseignements relatifs au nombre et aux dimensions de tubes, aux vitesses de circulation, etc.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

TABLEAU I

Générateurs Belleville.

HAUTEUR DU NIVEAU D'EAU DANS LES TUBES DE RETOUR

RÉSULTATS D'EXPÉRIENCES

REPÈRES.	SURFACE de GRILLE.	SURFACE DE CHAUFFE du générateur.	SURFACE DE CHAUFFE de l'économiseur.	NOMBRE D'ÉLÉMENTS.	NOMBRE DE TUBES par élément.	LONGUEUR des tubes.	DIAMÈTRE EXTÉRIEUR des tubes.	DIAMÈTRE DES CÔNES d'alimentation.	SECTION DES CÔNES par m² de grille.	VAPORISATION PAR HEURE et mètre carré de grille.	COMMUNICATION DE LA COLONNE de niveau.	HAUTEUR DU NIVEAU fictif H′ millim.	HAUTEUR DU NIVEAU réel H millim.	DIFFÉRENCE H — H′ millimètres.
	mèt. car.	mèt. car.	mèt. car.			mètres.	millimètres.	millimètres.		kil.				
								30	15	901	La communication supérieure aboutit à la 7e boîte.	734	1 117	383
								35	20	891		744	1 060	316
								40	27	867	La communication infér., à la 1re boîte. (Fig. 13).	742	1 036	294
A	4,25	118,98	46,16	9	16	2,16	125							
								30	15	891		864	1 425	561
								35	20	905	Id.	892	1 386	494
								40	27	887		890	1 296	406
								32	15	953	La communication supérieure aboutit à la 6e boîte.	662	1 139	477
								36	20	978		666	1 087	421
								42	26	977	La consommation infér., à la 1re boîte.	664	1 038	374
B	5,33	117,88	54,01	10	14	2,20	115							
								32	15	1 226		680	1 170	490
								36	20	1 248	Id.	659	1 116	457
								42	26	1 226		670	1 081	411
								29	15	999	La communication supérieure aboutit à la 6e boîte.	592	1 219	627
								34	20	1 084		623	1 215	592
								48	40	1 048	La communication infér., à la 1re boîte.	599	1 130	531
C	5,00	106,58	58,23	11	14	2,10	100							
								29	15	1 256		654	1 351	697
								34	20	1 244	Id.	643	1 282	639
								48	40	1 256		624	1 230	606

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

TABLEAU II

Générateurs Belleville.

VALEURS SUPPOSÉES DU RAPPORT DE L'EAU PÉNÉTRANT DANS L'ÉLÉMENT A L'EAU VAPORISÉE

REPÈRES (Voir tableau I pour les dimensions principales des chaudières.)	VAPORISATION par heure et mètre carré de grille. (kil.).	DIAMÈTRE des cônes d'alimentation.	DIFFÉRENCES H — H′ millimètres.	DIMINUTION de la charge H — H′ millimètres.	VALEUR supposée du rapport de l'eau pénétrant dans l'élément à l'eau vaporisée.	VITESSE φ correspondante dans le cône d'alimentation (en mètres).	CHARGE correspondant au passage de l'eau dans le cône d'alimentation $f = \frac{1,5}{19,6}\varphi^2$ en millimètres.	DIMINUTION de la charge précédente.
A	901	30	383	**67**	8	1,33	136	**61**
	891	35	316	**89**		0,99	75	**97**
	867	40	294	22		0,71	39	36
	891	30	561	67	10	1,74	207	86
	905	35	494	**155**		1,25	121	**151**
	887	40	406	88		0,91	64	65
B	953	32	477	**56**	8	1,41	152	**62**
	978	36	421	**103**		1,09	90	**99**
	977	42	374	**47**		0,83	53	**37**
	1 226	32	490	33	6	1,36	141	59
	1 248	36	457	79		1,03	82	94
	1 226	42	411	46		0,78	47	35
C	999	29	627	**35**	7	1,29	128	**43**
	1 084	34	592	**96**		1,05	85	**108**
	1 048	48	531	**61**		0,50	20	**65**
	1 256	29	697	58	5	1,16	103	46
	1 244	34	639	**91**		0,86	67	**89**
	1 256	48	606	**33**		0,43	14	**43**

NOTA. — Les chiffres gras sont ceux dont la concordance se vérifie à 1 centimètre près.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

TABLEAU III

Générateurs Belleville.

VITESSES ET DENSITÉS DU MÉLANGE D'EAU ET DE VAPEUR POUR LES DIFFÉRENTS TUBES D'UNE CHAUDIÈRE

GÉNÉRATEURS A ÉLÉMENTS COMPOSÉS DE 16 TUBES

La densité de la vapeur saturée est supposée de 0,010.

NUMÉROS DES TUBES. (Comptés à partir du bas.)	RAPPORT du poids de la vapeur produite par chaque groupe de deux tubes au poids de la vapeur produite par l'élément.	RAPPORT du poids de vapeur sortant du groupe de deux tubes considéré à la vapeur totale produite par l'élément.	RAPPORT à la sortie de chaque groupe de deux tubes du poids de vapeur au poids total d'eau et de vapeur, ce rapport étant égal à r à la sortie de l'élément.	DENSITÉ à la sortie de chaque groupe de deux tubes.	RAPPORT à la sortie de chaque groupe de deux tubes de la vitesse du fluide à la vitesse v_0 avant vaporisation.
1-2	0,40	0,40	$0,40\ r$	$\frac{1}{1+0,40\times 99\,r}$	$1+0,40\times 99\,r$
3-4	0,20	0,60	$0,60\ r$	$\frac{1}{1+0,60\times 99\,r}$	$1+0,60\times 99\,r$
5-6	0,14	0,74	$0,74\ r$	$\frac{1}{1+0,74\times 99\,r}$	$1+0,74\times 99\,r$
7-8	0,10	0,84	$0,84\ r$	$\frac{1}{1+1,84\times 99\,r}$	$1+0,84\times 99\,r$
9-10	0,07	0,91	$0,91\ r$	$\frac{1}{1+0,91\times 99\,r}$	$1+0,91\times 99\,r$
11-12	0,04	0,95	$0,95\ r$	$\frac{1}{1+0,95\times 99\,r}$	$1+0,95\times 99\,r$
13-14	0,03	0,98	$0,98\ r$	$\frac{1}{1+0,95\times 99\,r}$	$1+0,98\times 99\,r$
15-16	0,02	1	r	$\frac{1}{1+99\,r}$	$1+99\,r$

Les chiffres de vitesse de circulation pour les chaudières Dutemple résultent de notre théorie de la circulation dans les chaudières; les chiffres de la chaudière Belleville résultent de la valeur trouvée expérimentalement pour le rapport de l'eau vaporisée à à l'eau de circulation.

Comparons la chaudière Belleville à la chaudière Dutemple avec tubes à quatre plis ayant à peu près la même surface de chauffe. Tandis que, dans la chaudière Dutemple, le nombre des tubes est de cinq cent seize, le nombre des éléments de la chaudière Belleville formant un circuit comparable à celui d'un tube de la chaudière Dutemple est seulement de neuf. Malgré l'augmentation du diamètre des tubes, la section de dégagement du mélange de vapeur et d'eau dans le collecteur de vapeur est seulement de $8^{d2},71$, au lieu de $14^{d2},6$. Les coudes, beaucoup plus nombreux et plus brusques dans la chaudière Belleville, correspondent à des résistances passives beaucoup plus considérables.

On se placera dans des conditions intermédiaires entre celles de la chaudière Belleville et celles de la chaudière Dutemple à tubes à quatre plis en augmentant du double

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

ou du triple, dans la chaudière Belleville, le nombre des éléments, et en réduisant de moitié ou des deux tiers le nombre des tubes de chacun d'eux de façon à conserver le même nombre des tubes total.

TABLEAU IV

Générateurs Belleville.

VALEUR DE LA CHARGE CORRESPONDANT AU NIVEAU APPARENT

CHAUDIÈRES DE $4^{m2},25$ DE SURFACE DE GRILLE, $165^{m2},14$ DE SURFACE DE CHAUFFE (DONT $46^{m2},16$ POUR L'ÉCONOMISEUR) COMPOSÉ DE 9 ÉLÉMENTS A 16 TUBES DE $2^{m},16$ DE LONG ET $0^{m},125$ DE DIAMÈTRE EXTÉRIEUR

Le diamètre intérieur est supposé de 111^{mm} pour tous les tubes.

(Chaudière A des tableaux I et II).

Vaporisation par heure et m² de grille. 960 kg.

Valeur supposée de r, $r = \frac{1}{8} = 0{,}125$.

$$v_0, \text{en}^{m}/_{m} = 900 \times \frac{4{,}25}{9} \times 8 \frac{1}{3600} \frac{1}{\frac{\pi 1{,}11^2}{4}} \times 100 = 97^{mm},5$$

$$\frac{v_0^2}{2g} = 0^{mm},48.$$

NUMÉROS des tubes comptés à partir du bas.	VALEUR à la sortie de chaque groupe de deux tubes du rapport $\frac{v}{v_0}$.	DENSITÉ à la sortie de chaque groupe de deux tubes δ.	DENSITÉ moyenne par chaque groupe de deux tubes δm.	VALEUR pour chaque groupe de deux tubes du rapport $\frac{v_m}{v_0} = \frac{1}{\delta m}$.	PERTE DE CHARGE EN MILLIMÈTRES POUR CHAQUE GROUPE DE DEUX TUBES — correspondant au poids du fluide [1].	correspondant à la vaporisation.	correspondant aux résistances passives.	totales.	
1-2	5,95	0,168	0,584	1,71	102	4,7	17,5	124	NOTA.—L'équidistance des boîtes de raccord sur la façade est de 175 millimètres.
3-4	8,4	0,119	0,143	6,99	25	2,3	71	98	
5-6	10,1	0,099	0,109	9,17	19	1,6	93	114	
7-8	11,4	0,088	0,093	10,7	16 (191)	1,2 (11)	110 (537)	127 (740)	
9-10	12,2	0,082	0,085	11,7	15	0,8	120	136	
11-12	12,7	0,079	0,081	12,3	14	0,5	126	140	
13-14	13,1	0,076	0,078	12,8	14 (27)	0,4 (0,7)	131 (267)	145 (294[2])	Le coefficient de perte de charge résultant de la hauteur observée (74 centim.) est égal à 21,4.
15-16	13,4	0,074	0,075	13,3	13	0,3	136	149	

1. La charge totale correspondant au poids du fluide est égale, pour tout l'élément, en millimètres d'eau, à $175 \times \Sigma \delta m = 175 \times 1{,}2$, ce qui montre que le fluide total que renferme l'élément remplirait à peine, à l'état liquide, deux tubes et demi (1 tube, 2×2).

2. La différence entre la valeur observée de H — H' et la charge totale 294^{mm} correspondant aux tubes placés au delà de la communication supérieure représente la charge correspondant au mouvement de l'eau depuis le tube de retour jusqu'à l'entrée dans l'élément (y compris le passage par le cône d'alimentation).

Supposons, par exemple, le nombre des éléments doublé et le nombre de tubes par éléments diminué de moitié.

En introduisant dans chacun des nouveaux éléments ainsi formés la même quantité d'eau, et en produisant dans chacun d'eux la même quantité de vapeur (ce qui revient à doubler la vaporisation par mètre carré de surface de chauffe), on doublera la vaporisation totale de la chaudière. Le rapport du poids d'eau sera le même dans les

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

tubes, tandis que, si l'on avait voulu réaliser la même vaporisation avec la chaudière ordinaire, ce rapport aurait diminué de moitié, d'après ce que nous avons vu.

Les pertes de charge dues aux résistances passives sont considérablement diminuées dans chaque élément, presque réduites de moitié. Pour avoir le régime de vaporisation indiqué ci-dessus, il faudra donc régler le niveau fictif à une hauteur bien moindre.

En réalité, il est à supposer que, l'activité de la combustion ayant été plus que doublée, il y aura lieu, pour éviter une fatigue des tubes inférieurs, d'augmenter le rapport du poids d'eau de circulation au poids d'eau vaporisée. Il suffira, pour cela, de régler le niveau fictif à la même hauteur que dans la chaudière ordinaire. Comme approximation grossière, le nombre des coudes ayant diminué de moitié, et ces coudes constituant la presque totalité de la perte de charge dans l'élément, on peut admettre que le débit aura augmenté dans la proportion $\frac{\sqrt{2}}{1}$ ou 1,4. Ce chiffre est évidemment un maximum. Il est possible que, dans ces conditions, des modifications s'imposent pour le collecteur de vapeur, et qu'il soit nécessaire d'augmenter son diamètre pour éviter les entraînements d'eau. Mais il ne faut pas oublier que ces conclusions sont relatives à une chaudière susceptible de supporter une activité de vaporisation deux fois plus forte que la chaudière ordinaire.

On peut pratiquement doubler ou tripler le nombre des éléments tout en conservant le même nombre de tubes total en adoptant une disposition d'éléments multiples formés chacun de deux ou trois éléments distincts disposés d'une façon analogue aux filets d'une vis à filets multiples.

Pour un même diamètre des tubes l'inclinaison sera doublée pour un élément double, triplée pour un élément triple, ce qui ne peut qu'être avantageux au point de vue de la circulation et du dégagement de la vapeur.

La première boîte inférieure et la dernière boîte supérieure pourraient être communes à tous les éléments ; les boîtes intermédiaires resteraient distinctes.

A nombre égal de tubes, l'encombrement du faisceau en hauteur est augmenté de la hauteur d'une boîte de raccord pour un élément double, de deux fois cette hauteur pour un élément triple. C'est le seul inconvénient de la disposition proposée, et cet inconvénient paraît bien faible si on le met en parallèle avec les avantages probables suivant qui résulteraient de cette modification:

pour une même vaporisation, augmentation de la quantité d'eau contenue dans les tubes, par suite, fatigue moindre pour le métal et augmentation de rendement, le métal des tubes étant plus rafraîchi.

augmentation de la vaporisation maximum que l'on pourrait réaliser avec la chaudière.

En résumé. — La chaudière Belleville ne diffère des premières chaudières Dutemple, d'où sont dérivées les chaudières actuelles de torpilleurs, que par les proportions et plus particulièrement par le petit nombre des circuits de vaporisation formés par les éléments et la grande résistance opposée au mouvement du mélange d'eau et de vapeur par ces circuits.

Des différences entre les deux chaudières, résultent, pour la chaudière Belleville, une circulation de l'eau beaucoup moins rapide et une plus grande influence de la formation dynamique de la vapeur dans les tubes, d'où la nécessité de recourir à l'étranglement donné par les cônes d'alimentation et, comme sécurité, aux clapets de retour disposés dans les déjecteurs.

Quand la chaudière est arrivée à un régime régulier de vaporisation, les dispositions spéciales nécessitées par l'influence de la formation dynamique de la vapeur ont seulement pour effet de donner la stabilité au régime, et la formation dynamique de la

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

TABLEAU V

		CHAUDIÈRES DUTEMPLE.			CHAUDIÈRE BELLEVILLE. (CHAUDIÈRE A DU TABLEAU IV).	
		A tubes à 4 plis.	A tubes à 2 plis.	Dutemple-Normand.		
Nombre total des tubes.		516	872	840	Nombre des éléments	9
Longueur moyenne des tubes.		$4^m,50$	$2^m,60$	$1^m,30$	Longueur totale des tubes d'un élément.	$34^m,50$
Diamètre intérieur.		$0^m,014$	$0^m,014$	$0^m,023$	Diamètre intérieur.	$0^m,111$
Rapport de la section des retours d'eau à la section totale des tubes du faisceau.		$0^m,34$	$0^m,30$	$0^m,22$	Rapport de la section des tubes de retour d'eau à la section des tubes des éléments.	0,2
Pour une pression de 12 kilogrammes et une vaporisation de 50 kilogrammes par heure et mètre carré de surface de chauffe.	Vitesse d'entrée de l'eau dans les tubes.	$0^m,43$	$0^m,44$	$0^m,41$	Pour une pression de 20 kilogrammes et une vaporisation de 25 kilogrammes environ par heure et mètre carré de surface de chauffe. — Vitesse de l'eau dans l'élément avant vaporisation	$0^m,10$
	Vitesses du mélange d'eau et de vapeur à la sortie des tubes. .	$3^m,20$	2 mètres	$0^m,88$	Vitesse du mélange d'eau et de vapeur à la sortie de l'élément. .	$1^m,30$
	Augmentation de volume résultant de la vaporisation. . .	$\frac{6,4}{1}$	$\frac{3,6}{1}$	$\frac{1,1}{1}$	Augmentation de volume résultant de la vaporisation. . . .	$\frac{13}{1}$
	Fraction de l'eau de circulation qui est vaporisée (en poids). .	4 p. 100	2 p. 100	0,7 p. 100	Fraction de l'eau de circulation qui est vaporisée.	12,5 p. 100
	Rapport du poids d'eau de circulation au poids d'eau vaporisée.	23,6	42	131	Rapport du poids d'eau de circulation au poids d'eau vaporisée.	8
	Rapport du volume d'eau au volume total du mélange d'eau et de vapeur à la sortie des tubes.	0,13	0,22	0,48	Rapport du volume d'eau au volume total du mélanged'eau et de vapeur à la sortie des éléments.	0,09

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

vapeur ne modifie en aucune façon les conditions générales de la circulation telles qu'elles résultent de l'équation générale que nous avions établie en tenant compte seulement de la variation du poids spécifique du mélange.

Le seul niveau d'eau réel, dans la chaudière Belleville, est celui qui s'établit dans les tubes de retour, la charge d'eau mesurée du niveau d'eau dans le tube de retour à l'axe de la première boîte de record correspond :

a) Au mouvement de l'eau dans le tube de retour, le déjecteur et le collecteur d'alimentation ;

b) Au mouvement de l'eau dans les cônes d'alimentation ;

c) A la vitesse de l'eau dans l'élément avant la vaporisation ;

e) Au poids du mélange d'eau et de vapeur dans l'élément ;

f) Aux résistances passives dans l'élément.

Le tube de niveau ne peut être considéré que comme un manomètre à eau, et la hauteur de la colonne d'eau correspondante donne la valeur des charges *c d e f* entre les deux points d'aboutissement des communications.

Des calculs du tableau IV, il résulterait que la charge correspondant aux résistances passives dans l'élément est de beaucoup la plus importante. La charge *a*) ne semble pas devoir dépasser trois ou quatre centimètres ; les charges *c*) et *d*) sont encore plus faibles. Au passage de l'eau par les cônes, correspond une charge qui peut atteindre de 10 à 15 centimètres pour une section de 15 centimètres carrés par mètre carré de grille. La charge correspondante au poids du fluide dans l'élément a été évaluée à 20 centimètres environ, chiffre qui serait plutôt un peu faible. Les résistances passives correspondent à peu près aux sept dixièmes de la charge totale. Leur valeur est plus forte pour les tubes supérieurs, et cette augmentation compense à peu près la diminution de la charge relative au poids en fluide, de sorte que la résistance totale par fourche est à peu près constante. Les résistances passives dans l'élément proviennent surtout des coudes ; la perte de charge correspondant aux parties droites n'est qu'une faible fraction de la perte de charge totale.

Le rapport du poids de l'eau introduite dans les éléments au poids de la vapeur formée a été trouvé, par des mesures calorimétriques, variables de 9 à 7, pour des vaporisations par heure et par mètre carré de grille variant de 800 à 1 000 kilogrammes. Ces chiffres concordent avec les calculs des tableau 2 et vérifient sensiblement notre conclusion théorique relative à la faible variation suivant l'allure de la vitesse de l'eau à la partie inférieure de l'élément avant vaporisation.

On ne peut, dans la chaudière Belleville, sans s'exposer à des entraînements d'eau, produire la circulation maximum correspondant à la charge d'une colonne d'eau ayant pour hauteur la hauteur du tube de retour. D'où l'impossibilité de pousser la vaporisation sans fatigue pour les tubes au delà des limites actuelles. En facilitant le dégagement de la vapeur et la ciculation de l'eau dans la chaudière, il est à présumer que la valeur de la vaporisation maximum serait augmentée. On peut pratiquement arriver à ce résultat en doublant ou triplant le nombre des circuits de vaporisation par le dispositif d'éléments doubles ou triples que nous avons indiqué.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

SEPTIÈME QUESTION

RAPPORT SUR LES MACHINES A VAPEUR RAPIDES

ROTATIVES ET TURBINES

Par M. E. LEFER

MACHINES A VAPEUR RAPIDES

La vitesse de marche des moteurs à vapeur a toujours été en augmentant depuis que ceux-ci ont reçu les dispositions pratiques qui ont permis de les appliquer à l'industrie.

On distingue dans les moteurs à vapeur deux sortes de vitesses :

1° La vitesse linéaire moyenne du piston rapportée à la seconde;

2° La vitesse de rotation, ou le nombre de tours que fait un moteur dans un temps donné.

L'unité de temps habituellement choisie pour évaluer cette dernière vitesse est la minute.

Bien que ces deux vitesses varient généralement de la même manière, c'est-à-dire que si l'une vient à augmenter ou à diminuer, l'autre augmente ou diminue proportionnellement à l'augmentation ou à la diminution de l'autre, on peut constater, en examinant deux moteurs différents, que le premier ayant des vitesses de piston et de rotation déterminées, le deuxième pourra avoir une vitesse de piston plus grande, alors que sa vitessse de rotation sera plus petite que celle du premier moteur, ou une vitesse de piston plus petite et une vitesse de rotation plus grande. Dans le premier cas, il suffira que le deuxième moteur ait une plus grande course de piston et donne moins de coups de piston par minute que le premier, et, dans le deuxième cas, au contraire, qu'il ait une plus petite course et donne un plus grand nombre de coups de pistons dans le même temps.

On désigne actuellement les moteurs à vapeur sous les noms de moteurs à petite, moyenne ou grande vitesse.

Ces désignations sont arbitraires et ne reposent sur aucune règle. Les vitesses qu'on qualifie de moyennes, à l'heure actuelle, étaient de grandes vitesses il y a trente ans. A l'Exposition de 1867, les vitesses admises pour les bons moteurs d'usine étaient de 1 mètre à 1^{m},500 par seconde pour les pistons, et de trente à soixante tours par minute pour l'arbre moteur. Actuellement ces vitesses sont de beaucoup dépassées.

Bien que, pour les moteurs à vapeur, il y ait à considérer deux sortes de vitesses, celle du piston et celle de rotation, il est admis en général que, lorsqu'on désigne un moteur par sa vitesse plus ou moins grande, c'est de la vitesse de rotation seule qu'il

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

s'agit. Cet accord tacite sur le sens dans lequel doit être pris ce qu'on entend par moteurs à petite ou grande vitesse est justifiée par ce fait que les petits moteurs, bien que possédant de très grandes vitesses de rotation, ont en général de faibles vitesses de piston, tandis, qu'au contraire, les moteurs de grandes dimensions, quoiqu'ayant des vitesses de rotation beaucoup plus réduites, ont relativement de plus grandes vitesses de piston, et aussi parce que les vitesses de rotation s'évaluent facilement, tandis qu'il n'en est pas de même pour celles des pistons.

Une autre raison pour laquelle on sous-entend que, lorsqu'on désigne un moteur par sa vitesse, *c'est bien de celle de rotation* qu'il s'agit, c'est que, lorsqu'on a besoin de faire usage d'un moteur à marche rapide, les constructeurs s'ingénient à réduire la course du ou des pistons de ce moteur afin de réduire le plus possible leur vitesse linéaire.

Les raisons pour lesquelles les vitesses des moteurs à vapeur ont toujours été s'accroissant sont commerciales et mécaniques.

Au point de vue commercial, on sait que le travail mécanique que peut fournir un moteur à vapeur dépend du poids de vapeur qu'il peut utiliser ou dépenser dans un temps donné : heure, minute ou seconde.

Pour utiliser ou dépenser un poids de vapeur donné, il est nécessaire que le piston du moteur engendre un volume déterminé dans le temps considéré, et, pour cela, deux moyens sont en présence. On peut employer un cylindre de grandes dimensions, dans lequel un piston se meut lentement, ou un cylindre de petites dimensions dans lequel le piston aura une vitesse relativement rapide.

Or, si l'on examine ces deux cas, il en ressort évidemment que le deuxième moteur aura des dimensions plus faibles que celles du premier. Il coûtera donc moins cher d'achat et de frais de premier établissement.

Cette seule raison serait suffisante par elle-même pour justifier la tendance des constructeurs à augmenter la vitesse des moteurs à vapeur.

Les raisons d'ordre mécanique qui militent en faveur de l'augmentation de vitesse des moteurs à vapeur ne sont pas moins importantes, car elles influent favorablement sur leur consommation.

Si l'on considère un moteur à vapeur de dimensions données, et dont la vitesse pourrait être portée à deux, trois et quatre fois sa vitesse initiale, ce moteur pourra produire deux, trois et quatre fois le travail utile qu'il produirait à la vitesse initiale représentée par 1.

La consommation totale de vapeur d'un moteur est, comme nous le savons, composée de plusieurs dépenses partielles qui sont :

1° Le poids de vapeur théorique M, nécessaire pour développer le travail demandé au moteur.

Ce poids de vapeur est proportionnel au nombre de coups de piston donnés, et la dépense sera proportionnelle aux rapports 1, 2, 3 et 4.

2° Le poids de vapeur nécessaire pour le réchauffage des parois du cylindre, et qui est condensée à leur contact pour leur céder la chaleur qu'elle contient.

Cette consommation additionnelle, due uniquement à des phénomènes physiques pour l'accomplissement desquels le temps est le principal facteur, paraît être fixe, quelle que soit la vitesse de marche du moteur considéré. Elle doit donc diminuer relativement si la vitesse de marche du moteur augmente. En la désignant par M', pour la vitesse de marche du moteur représentée par 1, elle sera, pour les vitesses égales à deux, trois et quatre fois la vitesse initiale, et en la rapportant aux nombres de chevaux produits de $\frac{M'}{2}$, $\frac{M'}{3}$ et $\frac{M'}{4}$, c'est-à-dire que l'importance de cette consommation addition-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

nelle diminuera relativement au travail produit, sans cependant jamais disparaître, lorsque la vitesse du moteur augmentera;

3° Le poids de vapeur qui s'échappe par les fuites des organe mobiles tels que pistons, tiroirs, soupapes, etc.

Ce poids de vapeur qui s'échappe par les fuites est, pour une pression donnée de la vapeur, proportionnel au temps pendant lequel la pression s'exerce sur les organes mobiles. Or, quelle que soit la vitesse du moteur, le temps pendant lequel la pression s'exerce sur ses organes mobiles est toujours la même, bien que le nombre de tours soit plus ou moins grand pendant ce temps, et il en résulte que, si le poids de vapeur dépensé par les fuites est représenté par M'', pour la vitesse 1, elle sera, pour les autres vitesses, et par rapport aux nombres de chevaux produits de $\frac{M''}{2}$, $\frac{M''}{3}$ et $\frac{M''}{4}$, c'est-à-dire que l'importance de la consommation due aux fuites diminuera relativement lorsque la vitesse du moteur augmentera.

En mettant ces consommations sous forme de tableau en regard des vitesses correspondantes, on aurait : F désignant la force en chevaux fournie à la vitesse 1 et M^t la la consommation totale par cheval :

Vitesses.	Consommations Mt correspondantes.
1	$Mt = \frac{M + M' + M''}{F}$.
2	$Mt = \frac{2\,M + M' + M''}{2\,F}$.
3	$Mt = \frac{3\,M + M' + M''}{3\,F}$.
4	$Mt = \frac{4\,M + M' + M''}{4\,F}$.

Ce qui démontre l'intérêt qu'il y a à augmenter la vitesse des moteurs à vapeur au point de vue de la réduction de leur consommation.

D'après les raisons commerciales et mécaniques que nous venons d'exposer, et qui militent en faveur de l'augmentation de la vitesse des moteurs à vapeur, il semble que cette vitesse devrait être portée à des limites beaucoup plus éloignées que celles admises par la pratique.

La raison pour laquelle on ne peut réaliser de très grandes vitesses avec des moteurs à vapeur à mouvements alternatifs des pistons est d'ordre dynamique, et résulte de ce que, à mesure qu'augmente la vitesse des organes en mouvement alternatif, les forces d'inertie et les réactions développées entre ces organes prennent une importance considérable et telle que, dans certains cas, elles peuvent amener des ruptures inopinées, même sans que le moteur fournisse aucun travail utile.

Dans ces dernières années, l'étude des forces d'inertie et des réactions qui en résultent ont donné lieu à des travaux importants et remarquables, fort utiles pour les praticiens [1].

Ces travaux, bien que peu connus, ont permis de se rendre compte du fonctionnement organique des moteurs à vapeur et de construire certaines parties de ces moteurs de manière à résister à des forces qu'ou ne pouvait soupçonner auparavant, parce que

1. Voir les traités des machines à vapeur de Porter, Sinigaglia, Thurston, Haton de la Goupillière, Alhielig et Roche Widmann, et, en particulier, le remarquable traité de M. Bertin.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

tant que la vitesse des moteurs n'a pas dépassé certaines limites, ces forces ne se trahissaient par aucun effet extérieur, et étaient regardées comme pratiquement nulles.

Lorsque la vitesse des moteurs à vapeur a été portée au delà de ces limites, ces forces se sont révélées et ont mis le mécanicien dans la nécessité de modifier la construction des moteurs à vapeur pour que leur fonctionnement fût irréprochable. C'est pour des raisons de ce genre, mais qui ne purent être appréciées faute d'éléments d'étude, que la construction des moteurs à grande vitesse, bien que tentée à plusieurs reprises, et entre autres il y a une cinquantaine d'années par un constructeur réputé, dut être abandonnée. Elle fut reprise à la suite de l'Exposition d'électricité de 1881, parce que, précisément, le développement de cette dernière branche d'industrie faisait naître le besoin de moteurs à marche rapide. Depuis ce temps, la vitesse des moteurs à vapeur a été en augmentant constamment, même lorsque ceux-ci atteignent des puissances de plusieurs milliers de chevaux, comme c'est le cas dans la marine.

Nous allons essayer de faire ressortir l'importance des forces d'inertie et des réactions développées dans les moteurs à vapeur par les organes en mouvement ou pour leur mise en mouvement, et d'en tirer des conséquences pratiques utiles à leur établissement. A cet effet nous aurons recours, dans ce qui va suivre, aux formules très simples données par M. Sinigaglia dans son remarquable traité des machines à vapeur, auquel nous renverrons le lecteur pour plus de développements.

Admettons qu'un moteur à vapeur puisse être suspendu dans l'espace, et que ce moteur soit mis en marche.

Dès que la vapeur sera introduite dans le cylindre et derrière le piston, elle agira à la fois et sur le piston et sur le fond du cylindre. Le piston devra donc se mouvoir dans un sens et le cylindre dans un autre sens, opposé à celui du piston. Mais comme le piston, avec les organes qui le relient à la manivelle, présenteront une masse moins grande que celle présentée par le cylindre relié au bâti et au palier moteur, il s'ensuivra que le piston prendra une vitesse plus grande dans le sens de sa marche que le cylindre dans le sens opposé à la marche du piston. Il y aura, en un mot, recul du cylindre par rapport au piston, tout comme il y a recul d'une pièce d'artillerie par rapport au boulet au moment où celui-ci est lancé par l'explosion de la poudre, et un pareil système, s'il pouvait être réalisé, se balancerait dans l'espace en absorbant une partie notable de la force développée par la vapeur pour créer ce balancement, inutile au point de vue de l'utilisation industrielle.

L'effet que nous venons de décrire peut s'observer dans les machines à vapeur montées sur roues et dites machines locomobiles. Si l'on n'a pas soin de caler les roues, et bien que la masse constituée par la chaudière et l'eau qu'elle contient puis par les bâti et cylindre de la machine soit considérable relativement à la masse des organes en mouvement, on observe qu'une machine de ce genre prend un mouvement de va-et-vient sur les roues, lequel, à lui seul, pourrait, si l'on abandonnait la machine à elle-même, absorber toute la force qu'elle devrait développer.

On observe encore des mouvements de ce genre dans les machines locomotives, dans les machines de bateaux, ainsi que dans celles fixes établies sur des fondations élastiques et isolées dans le but de supprimer les vibrations transmises au sol.

Lorsque les machines sont reliées solidement au sol, ces effets disparaissent parce que le sol, constituant par lui-même une masse infinie, ne peut plus prendre aucun mouvement de recul. Toute la puissance que peut fournir la vapeur est transmise au piston du moteur, et celui-ci se trouve, ainsi que les organes auxquels il est relié, lancé dans un sens jusqu'à ce qu'il arrive à l'extrémité de sa course. Mais, pour lui faire acquérir ainsi la vitesse nécessaire à la marche du moteur, il faut vaincre son inertie

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

ainsi que celle des pièces auxquelles il est relié, et il faut dépenser un certain poids de vapeur à cet effet. Puis si, dans sa course, le piston ainsi projeté ne rencontre pas une résistance suffisante pour absorber la force d'inertie qu'il possède, c'est-à-dire pour la détruire en la transformant en travail mécanique utile, il arrivera à l'extrémité de sa course en exerçant sur les supports représentés par les paliers de l'arbre et le tourillon de la manivelle des forces d'autant plus importantes que le travail mécanique qui lui aura été demandé dans sa course aura été moindre, et non seulement ces forces seront inutiles et complètement perdues pour l'industriel, mais encore elles pourront être dangereuses si elles dépassent certaines limites et occasionner des avaries dont on pourrait citer des exemples.

Afin de se rendre compte de la valeur des forces d'inertie développées par les organes mobiles des moteurs à vapeur, on a l'habitude de les rapporter à la pression équivalente qu'il faudrait exercer sur les pistons à vapeur, par centimètre carré de surface, soit pour les engendrer, soit pour les détruire en leur faisant équilibre.

Désignant par R la force d'inertie, par P le poids total des masses en mouvement : piston, tige, crosse, etc., S la surface du piston en centimètres carrés, N le nombre de tours de moteur par minute, V le rayon de la manivelle, on aura :

$$R = 0{,}001 \frac{P}{S} N^2 r^{(1)}$$

De cette formule, il ressort que les formes d'inertie sont proportionnelles :

1° au poids des organes mobiles;

2° au carré du nombre de tours par minute;

3° au rayon de la manivelle.

En appliquant ladite formule à la détermination des forces d'inertie créées par la mise en mouvement des organes d'un moteur à vapeur de 1000 chevaux, à un seul cylindre et à condensation, tournant à la vitesse de cent vingt tours par minute, qui figure dans la galerie de l'Exposition[2], et dont le poids des organes mobiles est de 4500 kilogrammes environ, on obtient, pour la marche normale le diagramme représenté par la figure n° 2.

Dans cette machine le rapport $\frac{P}{S} = 0{,}53$, et il faut, pour mettre les organes mobiles en mouvement, exercer sur le piston une pression égale à $3^{kg},800$ par centimètre carré. Cette pression se déduit de la pression effective de la vapeur qui, dans la machine considérée, est de $7^{kg},8$. La pression utile au développement de la puissance du moteur n'est donc, au début de la course, égale qu'à :

$$7^{k},8 - 3^{k},8 = 4 \text{ kilogrammes.}$$

Les organes mobiles absorbent, pendant la première moitié de la course du piston, une force qui diminue à mesure qu'ils approchent du milieu de ladite course du piston (en admettant que la bielle soit de longueur infinie), puis ensuite, pendant la deuxième moitié, ils restituent à la machine, en travail moteur, tout ce qu'ils avaient précédemment absorbé, tout comme agit le volant; en sorte, tout compte fait, il n'y a théoriquement pas de travail mécanique perdu de ce fait.

Il résulte de l'action de ces organes mobiles une modification importante du dia-

1. Voir, pour l'établissement de cette formule, l'ouvrage de Sinigaglia.
2. Groupe électrogène de la Société Weyher et Richemond et Société d'Électricité de Creil.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

gramme théorique du travail de la vapeur, ainsi qu'on peut le voir par les figures 1, 2, 3, 4.

Cette déformation du diagramme peut avoir pour le moteur des conséquences qu'il importe d'examiner de près.

Tout d'abord, lorsque le moteur est mis en marche sans charge autre que celle due à ses résistances propres, l'admission est très réduite et le travail fourni est très faible.

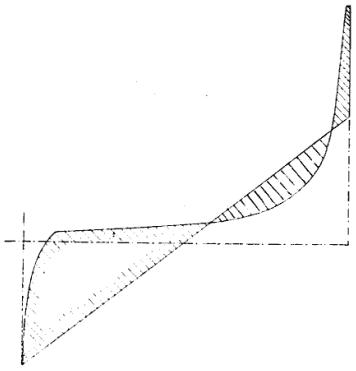


Fig. 1.

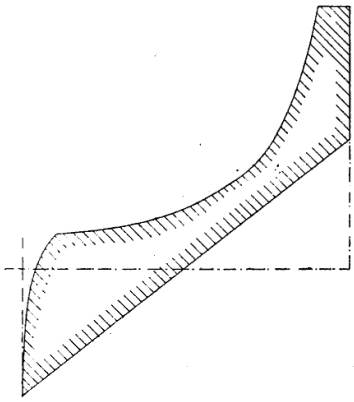


Fig. 2.

La vitesse du moteur devant être constante quel que soit le travatl à fournir, il en résulte que les forces d'inertie développées sont aussi constantes, et auront la même valeur que celle que nous avons calculée plus haut. En examinant le diagramme fig. 1, on reconnaîtra que la courbe de détente coupe la courbe d'inertie en deux points entre

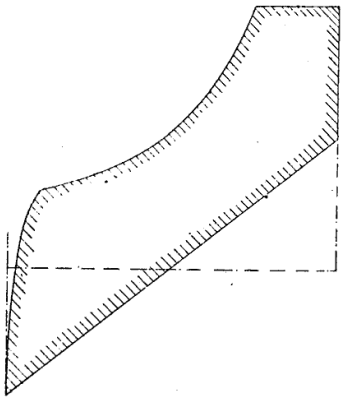


Fig. 3.

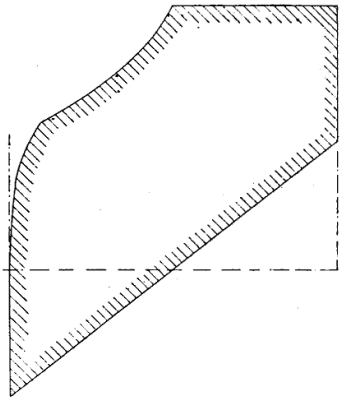


Fig. 4.

lequels tout l'ensemble des organes mobiles exige, pour leur mouvement, une force supérieure à celle fournie par la vapeur qui se détend derrière le piston. Ensuite, à la fin de la course, les organes mobiles restituent un travail considérable qui est transmis au volant, lequel, à son tour, le leur restitue entre les deux points de la première partie de la course du piston, entre lesquels, ainsi que nous l'avons vu, ces organes exigent une puissance supérieure à celle que peut leur fournir la vapeur qui se détend.

L'inconvénient de ce fonctionnement se traduit généralement par des chocs qui se

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

produisent aux points où la courbe de détente coupe la ligne d'inertie, parce qu'il y a, en ces endroits, changement de sens dans la liaison des organes entre eux, lesquels, au lieu de mener le moteur, sont entraînés par son volant, en sorte que les portages des divers coussinets et des coulisseaux dans leurs glissières subissent des changements de sens.

Lorsque l'admission augmente, la courbe de détente ne coupe plus celle des forces d'inertie, et elle s'en éloigne d'autant plus que l'admission est plus forte, ainsi qu'on peut le voir en comparant les figures 1, 2, 3 et 4.

Pour les très fortes admissions, comme celles représentées par la figure 4, on voit que, lorsque le piston arrive à la fin de sa course, le diagramme composé et de la pression qui s'exerce sur le piston et de celle représentant le travail restitué par les forces d'inertie des organes mobiles du moteur a des ordonnées d'une plus grande valeur que celles situées à l'origine de ce même diagramme, et il se produit, en raison de ce fait, à fin de course du piston des moteurs fonctionnant dans ces conditions d'admission, des chocs et des réactions dues à ce que tout le travail moteur fourni à ce moment est supérieur à celui nécessaire pour vaincre les résistances qui s'opposent au mouvement de la machine.

Il est donc nécessaire, pour que le fonctionnement des moteurs à marche rapide soit aussi parfait que possible, que l'excès du travail moteur indiqué par le diagramme sur les forces d'inertie au début de la course du piston soit égal, et de préférence supérieur au travail restitué par les forces d'inertie à fin de course. La pression à l'introduction et la durée de l'admission devront donc être calculées en vue d'obtenir ce résultat, qui sera généralement atteint en partant de ce principe que l'ordonnée du travail des forces d'inertie, au début de la course, devra être égale au plus aux deux cinquièmes de l'ordonnée de la pression à l'admission, et que l'ordonnée finale et totale des forces d'inertie et de la pression de la vapeur à la fin de la détente, c'est-à-dire à la fin de la course du piston, ne devra pas être supérieure à l'ordonnée des forces d'inertie du début de la course augmentée de $0^{kg},3$ à 1 kilogramme, pression que doit posséder encore la vapeur à la fin de la détente pour que celle-ci réponde au fonctionnement le plus économique[1].

Ces conditions ne sont pas entièrement réalisées dans le diagramme n° 2, que nous avons donné, et qui a été établi pour une machine fonctionnant dans les galeries de l'Exposition, mais il suffirait, pour qu'elles soient remplies, d'augmenter légèrement la pression de la vapeur à l'admission et de diminuer la durée de l'introduction en augmentant la détente.

Le tableau ci-dessous indique les valeurs calculées des forces d'inertie des organes mobiles pour différentes vitesses de marche d'un moteur semblable à celui pour lequel nous avons établi les diagrammes nos 1, 2, 3 et 4.

Vitesses par minute.	Pressions par centimètre carré de piston équivalentes aux forces d'inertie développées par les organes mobiles. Kilog.
30 tours.	0,240
45 —	0,536
60 —	0,954
75 —	1,490
90 —	2,146
105 —	2,921
120 —	3,816
135 —	4,820
150 —	5,960

1. Voir notre étude sur le fonctionnement des moteurs à vapeur à un cylindre. *Bulletin de la Société d'Encouragement*, année 1897.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

De ce tableau, il ressort que, plus la marche d'un moteur à vapeur est rapide, plus la pression de la vapeur à l'admission doit être élevée, et plus la détente doit être étendue, ce qui est en conformité d'ailleurs avec l'élévation de la pression.

Si l'on applique à ce tableau la règle que nous avons énoncée plus haut, nous aurons le tableau suivant :

VITESSES PAR MINUTE.	PRESSIONS DUES aux forces d'inertie.	PRESSIONS DE LA VAPEUR à l'admission.	VALEURS DE L'ORDONNÉE à fin de course.	RAPPORTS de DÉTENTE.
	Kilog.	Kilog.	Kilog.	
30 tours	0,240	0,600	0,540	2
45 —	0,536	1,340	0,936	3,35
60 —	0,954	2,285	1,454	4,77
75 —	1,490	3,620	2,090	6,03
90 —	2,146	5,365	2,846	7,66
105 —	2,921	7,300	3,721	9,12
120 —	3,816	9,540	4,716	10,6
135 —	4,820	12,050	5,820	12
150 —	5,960	14,900	7,060	13,5

Ce tableau fait voir que la pression de la vapeur à l'admission doit être plus élevée pour les moteurs à marche rapide que pour ceux à marche lente, et que, sous ce rapport, les premiers sont très aptes à l'usage des détentes étendues, et doivent avoir un fonctionnement économique.

Toutefois, il ne s ensuit pas que, pour les moteurs à marche lente, on ne puisse employer aussi les hautes pressions, mais ils se prêteront toujours mieux aux pressions modérées, parce que, autrement, en raison des forces d'inertie très faibles dues à leurs

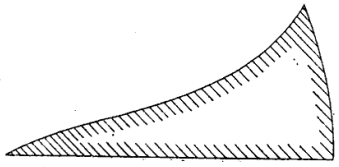


Fig. 5.

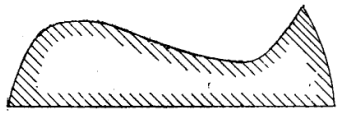


Fig. 6.

organes mobiles, si on leur appliquait les hautes pressions et les détentes étendues qu'elles comportent, il faudrait les munir de volants d'un poids excessif pour obtenir une régularité suffisante.

L'action des forces d'inertie est telle, pour les moteurs à marche rapide, que le diagramme des efforts supportés par la manivelle est complètement différent de ce qu'il serait si ces forces n'existaient pas, et que le poids du volant peut conséquemment être considérablement réduit pour obtenir une régularité satisfaisante.

Les diagrammes n^{os} 5 et 6 indiquent respectivement la valeur des moments de rotation comme on les calcule habituellement, et la valeur des moments réels, en tenant

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

compte des forces d'inertie développées et transmises à la manivelle par les organes mobiles en mouvement. Ces deux diagrammes s'appliquent à la machine pour laquelle les diagrammes précédents ont été établis.

Nous avons vu, dans les tableaux précédents, que les forces d'inertie croissent très rapidement avec la vitesse de marche des moteurs.

Ces forces croissent aussi avec le rapport $\frac{P}{S}$ et avec le rayon de la manivelle, c'est-à-dire avec la vitesse du piston.

Le tableau suivant donne la valeur des forces d'inertie R pour un moteur ayant une manivelle de rayon 1, et différents rapports de $\frac{P}{S}$.

VITESSES par MINUTE.	VALEURS DE $\frac{P}{S}$.	VALEURS DE R.	VITESSES par MINUTE.	VALEURS DE $\frac{P}{S}$.	VALEURS DE R.	VITESSES par MINUTE.	VALEURS DE $\frac{P}{S}$.	VALEURS DE R.
	Kilog.	Kilog.		Kilog.	Kilog.		Kilog.	Kilog.
30 tours. .	0,2	0,18	75 tours.	0,2	1,12	120 tours.	0,2	2,88
	0,4	0,36		0,4	2,24		0,4	5,76
	0,6	0,54		0,6	3,36		0,6	8,64
	0,8	0,72		0,8	4,48		0,8	11,52
	1,0	0,90		1,0	5,60		1,0	14,40
45 tours. .	0,2	0,405	90 tours.	0,2	1,62	135 tours.	0,2	3,64
	0,4	0,810		0,4	3,24		0,4	7,28
	0,6	1,215		0,6	4,86		0,6	10,92
	0,8	1,620		0,8	6,48		0,8	14,56
	1,0	2,025		1,0	8,10		1,0	18,20
60 tours. .	0,2	0,72	105 tours.	0,2	2,20	150 tours.	0,2	4,50
	0,4	1,44		0,4	4,40		0,4	9,00
	0,6	2,16		0,6	6,60		0,6	13,50
	0,8	2,88		0,8	8,80		0,8	18,00
	1,0	3,60		1,0	11,00		1,0	22,50

De ce tableau, il ressort que le rapport $\frac{P}{S}$ doit être le plus petit possible, c'est-à-dire que le poids des organes mobiles devra être aussi réduit que possible par rapport à la surface du piston.

On devra donc s'attacher, dans les moteurs à marche rapide, à réduire les dimensions de tous les organes mobiles au strict minimum pour la sécurité de la marche, et à employer en conséquence les matériaux les plus résistants et les moins denses.

Pour les moteurs qui auront des manivelles de rayon autre que 1, il suffira de multiplier les chiffres donnés dans le tableau ci-dessus par le rayon de ces manivelles pour

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

avoir la valeur de R correspondante, laquelle diminue rapidement, ainsi que le fait voir le tableau suivant :

VITESSES par MINUTE.	$r = 1$.		$r = 0{,}75$.		$r = 0{,}50$.		$r = 0{,}25$.	
	VALEURS DE $\frac{P}{S}$.	VALEURS DE R.	VALEURS DE $\frac{P}{S}$.	VALEURS DE R.	VALEURS DE $\frac{P}{S}$.	VALEURS DE R.	VALEURS DE $\frac{P}{S}$.	VALEURS DE R.
	Kilog.	Kilog.	Kilog.	Kilog.	Kilog.	Kilog.	Kilog.	Kilog.
90 tours. . . .	0,2	1,62	0,2	1,20	0,2	0,81	0,2	0,40
	0,4	3,24	0,4	2,43	0,4	1,62	0,4	0,81
	0,6	4,86	0,6	3,64	0,6	2,43	0,6	1,21
	0,8	6,48	0,8	4,86	0,8	3,24	0,8	1,62
	1,0	8,10	1,0	6,05	1,0	4,05	1,0	2,00
120 tours. . . .	0,2	2,88	0,2	2,16	0,2	1,44	0,2	0,72
	0,4	5,76	0,4	4,32	0,4	2,88	0,4	1,44
	0,6	8,64	0,6	6,48	0,6	4,32	0,6	2,16
	0,8	11,52	0,8	8,64	0,8	5,76	0,8	2,88
	1,1	14,40	1,0	10,80	1,0	7,20	1,0	3,60
150 tours. . . .	0,2	4,50	0,2	3,37	0,2	2,25	0,2	1,12
	0,4	9,00	0,4	6,75	0,4	4,50	0,4	2,25
	0,6	13,50	0,6	10,12	0,6	6,75	0,6	3,37
	0,8	18,00	0,8	13,5	0,8	9,00	0,8	4,5
	1,0	22,50	1,0	16,87	1,0	11,25	1,0	5,62

Du tableau qui précède, il ressort que lorsque les moteurs à vapeur doivent avoir une marche rapide, c'est-à-dire faire un grand nombre de tours par minute, il y a un très grand avantage à réduire le rayon de leur manivelle pour diminuer les forces d'inertie produites par le mouvement des organes mobiles.

En résumé, lorsqu'on voudra établir un moteur à marche rapide, il y aura tout avantage :

1° à augmenter la pression de la vapeur à l'introduction;

2° à diminuer la durée de l'introduction et augmenter la détente;

3° à diminuer le plus possible le poids des organes en mouvement en faisant usage, pour leur construction, de métaux très résistants et de faible densité;

4° à réduire le rayon de la manivelle de manière que les forces d'inertie développées par les organes mobiles soient en rapport avec la pression de la vapeur dont on disposera pour la marche du moteur.

Toutefois, il ne faudra pas, dans le seul but de réduire le rayon de la manivelle, augmenter les dimensions du piston, car les condensations internes augmenteraient sensiblement, et la machine serait, dans ce cas, moins économique, ainsi que nous l'avons démontré ailleurs.

Bien que les distributions de vapeur soient souvent mises à contribution pour concourir à l'amortissement des forces d'inertie en faisant usage d'une très forte compression à la fin de la course du piston, nous n'en parlerons pas ici.

La raison de cette abstention est que la compression doit être employée dans un tout autre but que celui de l'amortissement des forces d'inertie, et qui est celui du fonction-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

nement le plus économique de la machine. Les machines pour lesquelles on se trouve dans la nécessité de recourir à cet expédient sont précisément dans le cas où le travail moteur produit par le piston est plus fort à l'extrémité finale de la course dudit piston qu'en tout autre point, et il y aurait tout avantage, pour améliorer leur fonctionnement, à recourir à l'une quelconque des indications que nous avons données plus haut, de préférence à la compression ou à une avance anticipée à l'admission, comme cela se voit quelquefois.

La compression exagérée ne fait d'ailleurs que transmettre aux organes fixes de la machine les efforts dont, en vertu de leur inertie, sont encore capables les organes mobiles lorsqu'ils arrivent à l'extrémité de leur course. Elle absorbe ainsi des forces qui devraient être transformées en travail moteur et, pour cette raison, elle ne peut être économique.

Nous avons démontré plus haut que, pour obtenir le meilleur fonctionnement d'un moteur à vapeur, en tenant compte des forces d'inertie produites par la vitesse des organes mobiles, il était nécessaire que, non seulement, la pression de la vapeur à l'admission soit d'autant plus élevée que la vitesse de rotation était plus grande, mais encore que l'admission devait être faible et la détente étendue.

Ces conditions sont mieux remplies par les machines à condensation que par celles sans condensation.

Avec les premières, la pression effective sur le piston est toujours plus élevée pour une marche à une pression déterminée qu'avec les deuxièmes.

D'autre part, si on considère les meilleures conditions du fonctionnement thermique pratique, on sait que les machines à condensation les réalisent avec des admissions plus faibles que celles demandées par les machines sans condensation.

Il résulte de ces considérations que les machines à condensation se prêtent mieux aux grandes vitesses que celles sans condensation.

Cependant, pour obtenir un bon résultat, il faudra bien observer que les forces d'inertie développées par les organes de la condensation ne s'ajoutent pas à celles des organes mobiles de la machine, car alors on perdrait par l'augmentation des forces d'inertie totales l'avantage que procureraient l'augmentation de pression effective due à la condensation et les grandes détentes.

MACHINES A VAPEUR A UN CYLINDRE OU MONOCYLINDRIQUES

Nous avons vu plus haut que les machines à marche rapide demandent de hautes pressions pour avoir un fonctionnement satisfaisant et se prêtent à l'emploi des grandes détentes.

Au point de vue du poids total des organes mobiles en mouvement, l'emploi des hautes pressions est également avantageux, puisque les dimensions, et par suite le poids du piston, diminuent pour l'obtention d'une force déterminée, d'autant plus que la pression est plus élevée.

Il est vrai que le rapport $\frac{P}{S}$ ne varie pas beaucoup de ce fait, et ceci n'a d'importance que pour le travail d'inertie transmis par le piston, mais, en ce qui concerne les réactions qui se produisent à fin de course et qui se transmettent aux bâtis et à leurs attaches, c'est bien la masse totale des pièces en mouvement qui les produit, et, par conséquent, il y a intérêt à réduire cette masse le plus possible et à employer les plus hautes pressions compatibles avec la résistance des pièces de la machine.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Nous savons que, sous le rapport de la consommation de vapeur, il y a aussi avantage à faire usage des hautes pressions et des grandes détentes. Il y a donc intérêt, à tous les points de vue, à accélérer la marche des machines à vapeur à un cylindre.

Mais, pour qu'une marche satisfaisante soit obtenue d'une machine semblable, il y a encore d'autres conditions à remplir, que nous allons indiquer, car autrement le résultat pourrait ne pas être atteint.

Le diagramme théorique d'un moteur à vapeur à un cylindre a une forme parfaitement régulière pour une introduction déterminée, et de laquelle on doit se rapprocher le plus possible.

On représente, dans les traités spéciaux relatifs aux machines à vapeur, la surface d'un pareil diagramme théorique par π.

Dans les diagrammes pratiques, c'est-à-dire dans ceux qui sont relevés sur les machines à vapeur en marche, on rencontre souvent des déformations des différentes lignes qui forment ces diagrammes, et ces déformations, parfois fort importantes, correspondent le plus souvent à des pertes et aussi quelquefois à des gains de force motrice.

Les déformations correspondant à des pertes sont les dépressions à l'admission (qu'on désigne sous le nom de pertes par étranglement), les résistancss à l'échappement, les condensations pendant la détente et les compressions exagérées aux fins de course.

Les deux premières pertes sont dues à l'insuffisance des lumières d'admission et d'échappement, et quelquefois même la première est voulue et est causée par un appareil créé spécialement à cet effet et désigné sous le nom de lanterne ou de papillon. Ces deux pertes sont d'autant plus accentuées que la marche du moteur est plus rapide.

La condensation pendant la détente est le plus souvent produite par de mauvaises dispositions des cylindres et de leurs accessoires. Enfin, les compressions exagérées sont dues à une mauvaise réglementation de la distribution ou à des forces d'inertie importantes, qu'il faut amortir.

Toutes ces pertes contribuent à diminuer la surface du diagramme pratique par rapport à celui théorique représenté par π, et il en résulte que, pour obtenir, dans une machine qui en serait affectée, une puissance équivalente à celle théorique, qui aurait été calculée et représentée par π, le piston devrait avoir une surface plus grande et que, par conséquent, le poids total des organes en mouvement sera plus considérable que celui qu'il serait si le diagramme pratique était semblable au diagramme théorique.

De ce fait, une machine à vapeur qui aurait un diagramme pratique affecté des pertes que nous venons d'indiquer ne serait pas propre à fournir des marches rapides, et on ne devra rien négliger pour diminuer ces pertes et se rapprocher du diagramme théorique π.

Les gains de force motrice sont dus, dans les machines à vapeur à un cylindre, aux vaporisations qui se produisent pendant la détente sous l'action des parois et que nous avons étudiées dans un autre travail[1].

Ces vaporisations, parfois importantes, augmentent la surface du diagramme pratique, et il peut arriver que, pour un diagramme relevé sur une machine à vapeur, ce gain compense les pertes que nous avons examinées, et que, même si celles-ci sont très réduites, le diagramme pratique ait plus de surface que celui théorique.

Ce dernier cas se rencontre dans les machines à vapeur qui ont des surfaces internes de parois exagérées par suite de la mauvaise construction des cylindres ou du

1. Étude du fonctionnement des moteurs à vapeur à un cylindre. *Bulletin de la Société d'Encouragement*, année 1897.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

développement excessif des canaux de distribution de la vapeur. Aussi, quoique le diagramme pratique ait une surface supérieure à celle du diagramme théorique, arrive-t-il que le fonctionnement d'une semblable machine à un cylindre diffère très peu des diagrammes théoriques, en ce sens que les pertes que ces diagrammes peuvent présenter sont compensées, au point de vue de leur surface et du travail produit, par les gains dont nous avons démontré l'existence.

Nous ne voulons pas dire que, sous le rapport du fonctionnement économique de la machine, il n'y ait pas lieu de chercher à diminuer les pertes que révèlent les diagrammes, mais que, lorsqu'on calcule les dimensions d'un moteur à vapeur à un cylindre, il n'est pas nécessaire d'affecter ces calculs d'un coefficient de perte afin de déterminer le volume du cylindre, comme cela a lieu pour les moteurs à plusieurs cylindres.

L'emploi des hautes pression dans les machines à vapeur à un seul cylindre est très contesté. Il présentait d'ailleurs de notables difficultés avec les anciens appareils de distribution.

Les distributions plus récentes, à soupapes ou à tiroirs-pistons, permettent de faire sans inconvénient usage de ces hautes pressions. Cependant, ces dernières distributions présentent l'inconvénient déjà signalé d'augmenter considérablement les surfaces des parois par suite du développement et de l'importance des canaux de vapeur, ce qui rend les machines qui on sont pourvues peu économiques.

Des machines plus récentes, dont on peut voir des spécimens dans les galeries de l'Exposition, permettent de faire usage des hautes pressions avec sécurité, et, par suite, de profiter des avantages que procure leur emploi.

Les diagrammes obtenus, dont quelques-uns figurent avec les machines exposées, sur lesquelles ils ont été relevés, sont absolument normaux et conformes aux diagrammes théoriques avec lesquels ils se confondent.

Il y a donc là un progrès accompli, et la démonstration que les *desiderata* que nous avons énoncés plus haut peuvent être réalisés au profit des machines à vapeur et des industriels qui les emploient.

MACHINES A VAPEUR A PLUSIEURS CYLINDRES OU POLYCYLINDRIQUES

Ces machines diffèrent par leur fonctionnement des machines à un cylindre en ce que toutes les phases du travail à pleine pression et à détente, au lieu de s'accomplir dans un seul et unique cylindre, sont divisées, ou mieux fractionnées entre deux ou trois cylindres et quelquefois plus.

Les machines à plusieurs cylindres sont divisées en deux classes désignées sous le nom de :

machines du système de Woolf,

machines compound.

Les unes et les autres de ces machines affectent des dispositions diverses, dictées par les besoins auxquelles elles répondent, mais le plus souvent arbitraires et ne répondant à aucune nécessité apparente.

Nous avons déja étudié ces machines au point de vue de leur fonctionnement le plus économique [1]. Nous allons les examiner au point de vue dynamique.

1. *Bulletin de la Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale*, année 1900. Étude du fonctionnement des moteurs à plusieurs cylindres.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Nous savons que, pour les machines à vapeur à un seul cylindre, le rapport du diagramme pratique au diagramme théorique est égal à 1, ou en diffère très peu.

Pour les machines à vapeur à plusieurs cylindres cette condition n'est pas remplie, et ce rapport varie de 0,70 à 0,50, c'est-à-dire que les diagrammes pratiques relevés sur des machines de construction cependant toute récente ont une surface de travail qui ne représente que les 0,70 ou 0,50 de la surface du diagramme théorique π, qui serait réalisé si la machine n'avait qu'un seul cylindre[1].

Ainsi, par le fait que la machine a plusieurs cylindres au lieu d'un seul, le travail qu'elle peut fournir diminue, et, si on veut qu'il soit égal à celui que fournirait une machine à un seul cylindre, il faut augmenter les dimensions des cylindres de la première dans de telles proportions que le volume du grand cylindre de la machine à plusieurs cylindres devra être quelquefois double de celui de la machine à un seul cylindre de puissance correspondante, toutes choses étant égales d'ailleurs.

La perte de surface du travail du diagramme pratique par rapport au diagramme théorique π est presque tout entière due aux condensations internes de la vapeur lors de sa pénétration successive dans chacun des cylindres, ainsi que nous l'avons démontré dans le travail cité plus haut. Mais si elle atteint parfois des valeurs aussi considérables que celle que nous venons d'indiquer, c'est-à-dire 0,50, cela résulte de ce que, indépendamment des actions thermiques inévitables des parois, celles-ci ont des développements tels que les condensations acquièrent une importance considérable, et que non seulement le diagramme subit un déchet énorme, mais encore la machine a des dimensions hors de proportion avec le travail qu'elle doit fournir, et sa consommation n'est pas économique.

Ces défauts de fonctionnement thermique ont leur répercussion sur le fonctionnement dynamique de la machine à plusieurs cylindres.

Considérons une machine à trois cylindres du système compound à triple expansion dans laquelle le piston de chacun des cylindres actionne directement une manivelle, d'après une disposition qui se rencontre fréquemment dans les machines de la marine, et voyons ce qui va se passer.

Pour une vitesse déterminée de la machine, chacun des pistons va absorber au début de sa course, puis restituer vers la fin, des forces d'inertie qui auront une certaine valeur. Cependant, et à moins de précautions spéciales, ces forces d'inertie ne pourront avoir, pour une même vitesse, la même valeur pour chacun des pistons considérés, parce que les dimensions de ceux-ci croissent du premier au dernier, et que leurs poids n'est pas le même pour chacun d'eux.

Il résulte donc de ce fait un trouble dans le fonctionnement d'une pareille machine, qui se traduit par des chocs et des vibrations qu'on ne peut empêcher, et qui sont nuisibles pour sa marche.

Cet effet de trouble est encore bien plus accentué si, par suite des dispositions des cylindres, la perte de surface du diagramme pratique atteint les 0,50 de celle du diagramme théorique, parce qu'alors les pistons, et surtout le troisième, doivent avoir des dimensions beaucoup plus grandes que celles qui seraient nécesaires si ladite perte était évitée et que leur poids augmente considérablement.

On a bien imaginé de rendre les poids des pistons égaux en surchargeant les plus petits, afin que les forces d'inertie absorbées puis restituées par chacun d'eux soient de même valeur; mais cela n'est pas suffisant, parce qu'en agissant ainsi on a augmenté les effets d'inertie des plus petits pistons, dont les réactions sur les organes fixes sont

1. Voir les Traités des machines à vapeur de MM. Bertin, directeur des constructions navales, et Caralp, mécanicien en chef de la Marine.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

aussi augmentées, tandis qu'au contraire il aurait fallu diminuer les effets d'inertie des plus grands pistons en diminuant leur poids, ce qu'on aurait pu obtenir en diminuant la perte de surface du diagramme pratique par rapport au diagramme théorique.

Les causes de la perte de surface du diagramme pratique sont diverses, mais le résultat pratique est le même, puisqu'elles obligent toujours à une augmentation du diamètre du piston.

En première ligne, on peut les mettre, et pour une très grande part, au compte des appareils de distribution des machines marines. Celles-ci sont généralement munies de tiroirs uniques, opérant toutes les phases de la distribution au moyen de canaux ou conduits présentant un très grand développement, qui, par suite, ont des surfaces de parois considérables.

Dans certaines machines à haute pression, les tiroirs à coquille ont été remplacés par des tiroirs cylindriques, qui exagèrent encore les défauts ci-dessus; puis, quelquefois, on a mis deux de ces tiroirs l'un à côté de l'autre pour un même cylindre, et alors les surfaces de parois ont pris un développement inusité et tout à fait pernicieux pour les machines qui se trouvent dans ce cas.

A cela, il n'y a qu'un remède, c'est d'adopter des distributions plus appropriées au fonctionnement des machines, comme le sont celles des moteurs à terre.

Nous savons bien quelles objections se sont produites contre leur application aux machines marines, au premier rang desquelles on ne manque pas d'objecter la simplicité des distributions à tiroir unique; mais, à regarder de plus près, on trouve, dans ces distributions soi-disant simples : 1° des doubles tiroirs; 2° des pistons d'équilibre; 3° des appareils pour annuler les effets d'inertie des distributeurs; 4° des compensateurs de pression, etc., et on s'aperçoit, en fin de compte, que tout cela n'est pas précisément l'image de la simplicité.

A ne pas changer ces distributions, les machines se trouvent dans de mauvaises conditions de marche économique et dynamique, car la première influe sur la deuxième, ainsi que nous venons de le démontrer.

Une autre cause de perte importante de la surface du diagramme pratique est due à ce que, pour diminuer les dimensions du premier cylindre, on l'a divisé en deux cylindres de volume moitié moindre, dont les pistons agissent chacun sur une manivelle distincte.

Cette division a pour résultat d'augmenter, à volume égal engendré, les surfaces de parois en contact avec la vapeur qui passe dans ces cylindres, et de donner lieu à des condensations plus abondantes de celle-ci. Ces condensations se produisant aux dépens de la vapeur qui passe dans ces cylindres, il s'ensuit que la surface du diagramme obtenu diminue proportionnellement aux dites condensations, et il y a lieu de remarquer que dans le cas où la perte de surface de diagramme atteint 0,50 de celle du diagramme théorique, il suffirait de mettre la vapeur directement dans un seul des deux grands cylindres considérés pour obtenir dans celui-ci une force égale à celle qu'on obtient avec les deux derniers cylindres d'une machine ayant des dispositions semblables à celles que nous venons d'indiquer.

Nous avons dit ci-dessus, qu'au lieu d'augmenter le poids des premiers pistons pour égaliser les effets d'inertie dans la machine compound à plusieurs cylindres, il serait préférable de diminuer le poids des derniers pistons.

Ceci est conforme à ce que nous avons dit plus haut en parlant des effets d'inertie des organes mobiles des machines à vapeur.

Nous avons fait voir, par les tableaux n° 2, que, lorsque les machines à vapeur devaient avoir des marches rapides, il était nécessaire, pour que les forces d'inertie soient utilisées et transformées en travail moteur, que les pressions de la vapeur à l'ad-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

mission soient d'autant plus élevées d'une part, et d'autre part les admissions plus faibles et les détentes d'autant plus étendues, que les vitesses des organes mobiles étaient accélérées.

Dans les machines compound, ces conditions ne sont pas remplies, au moins pour les derniers cylindres. Dans ceux-ci, en effet, les pressions à l'admission sont très faibles, puis les admissions sont fortes et les détentes très courtes. Il s'ensuit donc que si une pareille machine possède une marche accélérée, les forces d'inertie, résistantes au début de la course du piston, ont une valeur de beaucoup supérieure à la pression de la vapeur admise, et que par conséquent, celle-ci ne suffit pas à pousser le piston, qui doit recevoir alors une partie de la force motrice dont il a besoin pour son mouvement propre des pistons voisins, par l'intermédiaire des arbre, manivelle et bielle; puis, à fin de course, les forces d'inertie motrices, auxquelles s'ajoute l'action de la vapeur faiblement détendue, sont supérieures à l'effort moteur qui doit être transmis à l'arbre, et une partie de ces forces est absorbée par les réactions des organes mobiles sur les organes fixes de la machine.

Ces effets s'accentuent encore lorsque la perte de surface du diagramme pratique est forte par rapport au diagramme théorique, parce que les diminutions de travail qui en résultent se font sentir principalement dans les derniers cylindres. En effet, les pertes de surface des diagrammes pratiques sont l'indice de condensations importantes, qui se produisent pendant le passage de la vapeur à travers les cylindres de la machine. Or il est évident qu'il passe moins de vapeur dans le dernier cylindre que dans le premier du fait de ces condensations successives, et que la pression de la vapeur dans le dernier cylindre est inférieure à ce qu'elle serait si les pertes n'existaient pas. Il en ressort donc que, plus les condensations internes de la vapeur, dans son passage à travers les cylindres de la machine, seront fortes, moins les machines de ce genre devront être rapides; et si on observe que, par suite même de ces pertes, le piston du dernier cylindre devra avoir de très grandes dimensions et, partant, un poids plus fort, on voit que la vitesse de pareilles machines devra toujours être inférieure à celle qu'on pourra obtenir des moteurs à un cylindre, à moins de s'exposer à des pertes de puissance sous formes de vibrations, chocs, échauffements, etc.[1].

D'après ce que nous venons d'exposer, il ressort que les efforts moteurs exercés par les trois pistons d'une semblable machine ne peuvent être égaux entre eux, alors même que le poids des premiers pistons serait le même que celui du dernier piston, lequel devra être aussi faible que possible.

La vitesse limite que pourra prendre une machine de ce genre sera déterminée par la pression d'admission dont on disposera pour le dernier piston. Or cette pression sera d'autant plus faible que la vapeur, pendant son passage à travers la machine, aura subi de plus fortes condensations, lesquelles ne pourront diminuer qu'en faisant disparaître les causes qui les produisent, c'est-à-dire en diminuant l'étendue des surfaces de parois avec lesquelles la vapeur entre en contact.

Pour ces machines, plus que pour toute autre, il sera nécessaire d'adopter des distributions permettant de réduire l'importance des canaux ou conduits de vapeur, si on veut augmenter leur vitesse. De plus, et à cet unique point de vue, il ne faudra pas augmenter le nombre des cylindres dans lesquels devront se faire des détentes successives, parce que ce serait fractionner la pression totale en un trop grand nombre de faibles pressions partielles, ce qui serait contraire, en raison des forces d'inertie développées, à l'augmentation de la vitesse des machines du genre compound.

1. M. Bertin, dans son Traité des machines à vapeur, estime que, pour une machine marine de 20000 chevaux, il y a 1000 chevaux absorbés par les vibrations des parties fixes.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Sous ce rapport, les machines dites de Woolf conserveraient l'avantage, du moins celles dont les pistons sont montés sur une même tige; mais, néanmoins, ces dernières machines seraient moins aptes que les machines à un seul cylindre à acquérir de grandes vitesses, parce que, du fait que deux ou trois pistons seraient montés sur une même tige, les forces d'inertie développées par chacun de ces organes s'ajouteraient, et atteindraient bien vite une valeur incompatible avec une bonne marche.

Les diagrammes fig. 7 et 8 sont ceux d'une machine compound à distribution perfectionnée et de la force de 1 000 chevaux, qui fonctionne dans les galeries de l'Exposition[1].

La vitesse de cette machine est de quatre-vingt-quatorze tours par minute. A cette vitesse (laquelle était prévue à quatre-vingt-dix tours à l'origine) le diagramme moteur affecté des forces d'inertie du premier cylindre est conforme aux conditions que nous avons énoncées plus haut. Le diagramme moteur affecté des forces d'inertie du deuxième cylindre est moins satisfaisant, quoiqu'on puisse remarquer que le travail moteur est à peu près constant pendant les deux derniers tiers de la course de son piston.

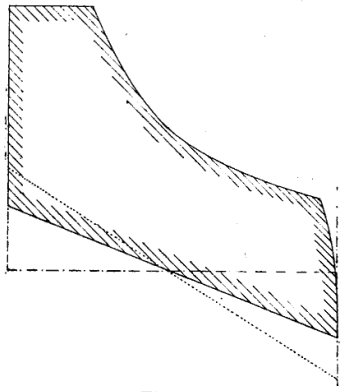


Fig. 7.

Si la vitesse de cette machine était portée à cent vingt tours, ce qui correspond au tracé pointillé, on voit que le diagramme du premier cylindre seraient encore dans de bonnes conditions de fonctionnement, mais celui du deuxième cylindre serait défectueux, car il n'y aurait pas de travail

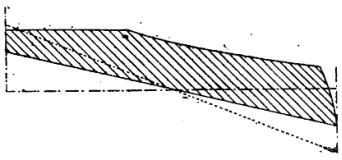


Fig. 8.

moteur produit au début de la course du grand piston, tandis que ce travail moteur aurait une trop grande valeur à la fin de la course, et il se produirait à cette vitesse, sur les organes fixes, des chocs et des réactions préjudiciables au bon fonctionnement de cette machine.

Il est remarquable que, dans les machines à vapeur à plusieurs cylindres en général, et celles marines en particulier, on ne se soit pas préoccupé de réduire l'étendue des surfaces de parois, alors qu'on cherche à augmenter le nombre des cylindres successifs pour rendre aussi faibles que possible les chutes de température dans chacun d'eux. Ce n'est pas toujours ce qui convient le mieux pour obtenir la marche la plus économique, parce que, lorsque les détentes sont trop faibles, les parois condensent un certain poids de vapeur au moment de l'admission de celle-ci dans le cylindre, mais il ne se produit pas de vaporisation pendant la détente, et celle-ci n'a lieu qu'au moment où l'échappement commence, parce qu'alors la chute de pression qui en résulte est suffisante pour la produire[2].

Il y a donc, de ce fait, une perte de travail correspondant à celui qui serait recueilli

1. Groupe électrogène de la Société des Établissements Weyher et Richemond et de la Société Électricité et Hydraulique.

2. Voir notre étude sur le rôle de l'enveloppe de vapeur. *Bulletin de la Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale*, année 1899.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

si la chute de pression dans chaque cylindre était suffisante pour produire, pendant la détente, une vaporisation partielle ou totale de l'eau qui recouvre les parois par suite de la condensation à l'admission, et qui se traduit en pratique par une augmentation de la surface du diagramme.

En général, et surtout dans la marine, on se contente, lorsqu'on projette une machine, d'examiner, sur des machines similaires, les pertes dont sont affectés les diagrammes, et de compter sur les mêmes *rendements diagrammatiques* pour la machine à l'étude.

On devrait, selon nous, procéder autrement. C'est en marine surtout qu'il importe d'obtenir le plus grand nombre de chevaux et la plus faible consommation pour un moteur de dimensions données. Un moteur qui développerait 1 000 chevaux avec une surface de diagramme pratique égale à 0,70 de celle du diagramme théorique et une consommation de vapeur de $7^{kg},500$ par cheval indiqué donnerait, si la surface pratique du diagramme atteignait 0,85 du diagramme théorique, 1 214 chevaux avec une consommation de $6^{kg},178$, pour une même dépense totale de vapeur admise au premier cylindre, et si cette surface atteignait $0^{m},95$, on aurait $1\,358^{ch},5$ et $5^{kg},52$ de vapeur par cheval indiqué.

Ceci démontre suffisamment l'importance du sujet que nous venons de traiter, et il n'est pas douteux, qu'en entrant dans la voie que nous indiquons, l'on n'obtienne des résultats nouveaux.

Les moteurs à vapeur à mouvement alternatif du ou des pistons sont soumis à diverses forces du fait de l'inertie de leurs organes.

Celles que nous avons étudiées plus haut sont les plus importantes. Il en existe d'autres dues aux bielles, aux organes de distribution et de condensation, qui peuvent contribuer dans une certaine mesure à provoquer des vibrations ou des chocs soit dans la machine elle-même, soit dans les supports auxquels elle est attachée.

En général, ces forces d'inertie secondaires sont peu importantes, comparées à celles du piston, de sa tige et de la tête ou crosse du piston ; aussi les passons-nous sous silence, de même que les forces centrifuges qui naissent du mouvement des pièces tournantes non équilibrées, et qui, elles aussi, peuvent être cause de vibrations ou de chocs dans les organes de la machine.

Il sera bon, néanmoins, dans un projet soigné, de les étudier de près, surtout dans le cas de machines verticales, car lorsque, celles-ci sont à marche rapide, la réaction oblique de la bielle sur la glissière peut donner à la machine, par rapport à sa base, un mouvement d'oscillation incompatible avec une bonne marche.

D'autres organes encore, tels que les tiroirs, les balanciers, les pistons de pompes à air, etc., peuvent, lorsqu'ils sont animés de grandes vitesses, développer des forces d'inertie telles que les excentriques et tourillons, qui les conduisent, supportent des pressions bien supérieures à celles calculées et chauffent constamment, sans qu'on puisse les en empêcher. Ces forces d'inertie peuvent aussi provoquer des flexions dangereuses dans les organes de distribution, ainsi qu'on a pu le constater dans des systèmes de distribution récents pour machines marines.

MACHINES A VAPEUR ROTATIVES ET TURBINES

Bien que les moteurs à vapeur aient, en général, pour but de produire le mouvement de rotation d'un organe appelé arbre moteur et soient, à ce titre, des moteurs rotatifs, on désigne sous le nom spécial de machines rotatives ou machines à rotation directe

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

une catégorie de moteurs dans lesquels l'action de la vapeur est transmise directement à l'arbre moteur sans le secours de bielles et manivelles ou autres organes de transmission à mouvement alternatif.

Les tentatives faites pour réaliser un pareil moteur sont très anciennes, puisqu'elles remontent à Héron, c'est-à-dire à deux cents ans avant Jésus-Christ [1]. Ces tentatives furent renouvelées assez fréquemment sous formes de moteurs à réaction, jusqu'en 1629, époque où on vit apparaître la première turbine à vapeur due à Branca. Elles furent ensuite reprises à l'époque de Watt, sous forme de moteurs à palettes ou autres organes mécaniques.

La simplicité théorique que présente le moteur rotatif est suffisante pour expliquer toutes les tentatives faites pour les réaliser depuis l'époque de Watt, et si elles ont échoué, à quelques exceptions près, cela est dû à des difficultés pratiques d'exécution que ne présentent pas les moteurs à mouvement alternatif du piston, et aussi à ce que la conception et l'étude de ce genre de moteur ont été souvent fort défectueuses.

Les difficultés d'exécution tendent à disparaître à mesure que l'outillage nécessaire à la construction mécanique se développe et se perfectionne, et on peut dire, qu'à l'époque actuelle, ces difficultés n'existent plus pour ainsi dire pratiquement. Ces imperfections de l'exécution se traduisaient surtout par des fuites nombreuses et importantes dans les divers joints mobiles de ce genre de machines.

Les défectuosités de conception et d'étude se traduisent généralement par des dispositions telles que la majeure partie du travail moteur qui peut fournir la vapeur est absorbée par les frottements des organes mobiles ou par la force vive qu'ils exigent pour leur mouvement [2].

De nos jours, des tentatives nouvelles ont été faites pour réaliser des moteurs à vapeur à rotation directe. Il ne semble pas qu'elles aient été couronnées de succès en ce qui concerne ceux à pistons ou à palettes, bien que quelques-unes des dispositions employées paraissent susceptibles d'applications pratiques. Il n'en est pas de même en ce qui concerne les moteurs qui utilisent la force vive de la vapeur et qu'on désigne ordinairement sous le nom de turbines à vapeur. Avec ces derniers moteurs, des résultats vraiment encourageants ont été obtenus; aussi, bon nombre d'inventeurs se lancent-ils dans cette voie séduisante, mais qui demande, pour être suivie avec succès, une science de la vapeur que beaucoup d'entre eux ne possèdent pas.

Théoriquement, et en raison même de l'étude des forces d'inertie qui résultent du mouvement des organes des moteurs à mouvement alternatif du piston, les moteurs à vapeur à rotation directe devraient avoir sur ceux à mouvement alternatif l'avantage d'un plus grand rendement mécanique.

Cependant il n'en est pas ainsi. Pour les moteurs rotatifs à palette ou piston, la perte de rendement en travail mécanique est due aux fuites de vapeur d'une part et aux frottements excessifs des organes d'autre part. Pour ceux qui utilisent la puissance vive de la vapeur et qui sont animés d'une grande vitesse de rotation, la perte de rendement est due à l'intensité des forces centrifuges qui sont la conséquence de cette grande vitesse de rotation et aux réactions qu'elles causent lorsque les organes ne sont pas parfaitement équilibrés autour de leur axe.

De plus, pour ces derniers moteurs, il est rare qu'on puisse utiliser directement les grandes vitesses de leur arbre moteur qui doivent, le plus souvent, être diminuées à l'aide d'organes intermédiaires, en sorte que le rendement définitif de ces machines peut, dans un pareil cas, être fort défectueux.

1. Voir Thurston, *Histoire de la machine à vapeur.*

2. Voir pour la description des moteurs à rotation directe les journaux techniques. La *Cinématique* de Reuleaux indique un grand nombre de dispositions de ce genre de machines.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Bien qu'en apparence les machines à palette ou piston soient semblables aux turbines à vapeur, en ce sens que le mouvement dû à l'action motrice de la vapeur est transmis directement à l'arbre moteur sans l'intermédiaire d'aucun organe mobile de transmission, le mode d'action de la vapeur dans les unes et les autres machines diffère totalement.

Dans les premières, qui sont assimilables aux machines à mouvement alternatif du piston quant au mode d'action de la vapeur, on cherche à obtenir de celle-ci le plus grand travail qu'elle puisse donner, en l'introduisant, à la pression même de la chaudière, derrière la palette ou le piston, pendant une fraction du chemin parcouru par celui-ci, puis en interrompant ensuite l'introduction de la vapeur et en la faisant détendre pendant le reste du chemin à parcourir par le piston.

Ces conditions nécessitent donc, pour être réalisées le mieux possible, une faible vitesse du piston du moteur et des canaux ou conduits de vapeur de très grande section pour éviter les pertes par étranglement et réduire la vitesse d'écoulement de la vapeur le plus possible.

Dans les turbines à vapeur, au contraire, la vapeur doit arriver sur les aubes avec avec la plus grande vitesse possible, et par des orifices de très petite section. Dans ces dernières machines, l'énergie de la vapeur est tout entière employée à faire écouler celle-ci par un ou plusieurs orifices avec une vitesse considérable et à utiliser ensuite la puissance vive de ce jet de vapeur sur les parois de forme appropriée d'une turbine ou roue à aubes.

Il y a donc divergence complète dans le mode d'emploi de la vapeur dans chacune de ces machines, bien qu'en apparence le résultat soit le même.

Les machines rotatives à marche lente et pourvues de palettes, pistons ou autres organes similaires, dont le déplacement correspond à une augmentation du volume de la capacité dans laquelle la vapeur est introduite pour effectuer un certain travail, sont assimilables, au point de vue de la détermination de leur force et de leurs dimensions, aux machines à vapeur à mouvement alternatif du piston, et la théorie de ces dernières leur est applicable en tous points en ce qui concerne le travail qu'elles peuvent fournir à pleine pression et à détente avec ou sans condensation. Nous ne pouvons citer aucune de ces machines qui soient entrées dans la pratique.

La théorie des turbines à vapeur, qu'on trouvera exposée dans quelques ouvrages récents [1], est tout autre. Ce sont ici les formules de l'hydrodynamique qui sont applicables pour la détermination des forces que peuvent fournir ces machines ou celle de leurs dimensions pour une force donnée.

Ces formules ne sont pas sans offrir certaines difficultés d'application et peuvent, si elles ne sont pas employées judicieusement, donner lieu à des mécomptes qu'explique la difficulté du problème à résoudre.

On cite, parmi les machines de ce genre qui ont pu fournir des résultats pratiques, les turbines Parsons et de Laval.

La première de ces machines est une turbine à détente fractionnée entre plusieurs séries d'aubes, dans lesquelles la vapeur passe successivement, et correspond à ce que sont les machines compound dans la classe des machines à mouvement alternatif des pistons.

La deuxième reçoit la vapeur sur une seule et unique série d'aubes correspondant, par assimilation, à ce que sont les machines monocylindriques dans la classe des machines à mouvement alternatif du piston.

1. Voir le Traité des machines à vapeur de Alhielig et Roche et le Traité de M. Sosnowski.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Examen de quelques questions qui ont contribué à l'augmentation de la vitesse des machines à vapeur.

La vitesse des moteurs à vapeur n'a pu être portée aux limites acceptées de nos jours sans que des difficultés de toute nature ne se soient présentées et n'aient dû être surmontées.

Autrefois, quand les moteurs à vapeur fonctionnaient avec des vitesses de quarante à cinquante tours par minute, il suffisait de calculer les surfaces de frottement des divers organes en fonction de la pression statique qu'ils supportaient théoriquement, sans que cette manière de faire présentât des inconvénients, quoiqu'elle laissât à désirer sous le rapport de l'exactitude.

Lorsqu'on commença à augmenter la vitesse de marche des moteurs à vapeur, on s'aperçut qu'il était nécessaire de réduire les pressions statiques admises pour les organes de frottement afin que ceux-ci aient un fonctionnement satisfaisant. Cela provenait de ce que les forces d'inertie se manifestaient par des augmentations non apparentes extérieurement des pressions sur les organes fixes et mobiles des machines.

C'est là une conséquence de l'augmentation de la vitesse de marche des machines à vapeur dont on ne peut se rendre mieux compte qu'en comparant entre eux les moteurs qu'on construisait il y a seulement trente ans et ceux qu'on construit aujourd'hui.

Toutefois, la méconnaissance des forces d'inertie fit qu'on n'entra pas résolument dans la voie convenable et qu'on rechercha ailleurs les moyens d'éviter les inconvénients qui se manifestaient. Ces recherches portèrent sur les points suivants, que nous allons examiner, et eurent les conséquences les plus heureuses pour les moteurs à vapeur.

Les constructeurs de machines à vapeur se préoccupèrent, dès qu'il fallut dépasser certaines vitesses, de rechercher tout d'abord quels étaient les matériaux le mieux susceptibles de résister aux efforts, inconnus alors, mais qui se manifestaient par une fatigue excessive des organes, et au frottement qu'il y avait intérêt à réduire le plus possible.

Les perfectionnements et les progrès de la métallurgie aidant, on vit se substituer au fer, dans la fabrication des pièces de machines, l'acier, qui présente des avantages nombreux comme texture, homogénéité, et aussi comme variété dans la dureté, laquelle peut être appropriée très facilement aux différents besoins de la construction moderne.

D'autre part, dans les pièces à frottement, le bronze disparaissait en partie, et laissait la place à des composés blancs, désignés d'abord sous le nom de métaux antifriction, et ayant la précieuse faculté, lorsqu'ils étaient employés comme coussinets, bagues, presse-étoupes, etc., de ne pas endommager les tourillons, arbres et tiges avec lesquels ils étaient en contact, alors même qu'il y aurait eu négligence de la part du conducteur de la machine ou manque de graissage.

Ces procédés sont entrés maintenant dans la pratique courante de la construction des moteurs à vapeur, et sont généralement admis par les ingénieurs qui s'occupent de ces machines.

Ce ne fut pas asssez pour obtenir des grandes vitesses ce qu'elles étaient susceptibles de donner, et il fallut, pour arriver à un bon résultat, modifier les procédés de construction eux-mêmes, en créant l'outillage nécessaire pour obtenir une exécution parfaite. On vit donc surgir des outils spéciaux pour effectuer certaines opérations bien déterminées, et ces outils, étudiés dans un but unique au lieu de répondre à des besoins

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

généraux, comme c'était le cas des outils anciens qui devaient satisfaire à toutes les demandes, permirent d'obtenir toute la perfection désirable en même temps que la plus grande célérité dans l'exécution du travail.

Non seulement les anciens tours au crochet ou au chariot disparurent pour faire place aux tours plus modernes à mouvements automatiques dans tous les sens, mais encore tous les organes à mouvement de rotation furent terminés à la meule d'émeri pour obtenir le maximum de portée et le minimum de frottement dans les parties en contact avec les coussinets, bagues, etc., pour lesquels le travail de frottement absorbé peut être considérable si l'exécution n'est pas rigoureusement soignée.

Grâce à tous ces soins, le rendement organique des machines à vapeur, même à marche rapide, est actuellement voisin de 0,90 du travail théorique, et même quelquefois supérieur, tandis que, lorsque les moteurs à vapeur avaient des vitesses bien inférieures à celles actuelles, le rendement était beaucoup plus faible.

L'augmentation de rendement des moteurs à vapeur est due aussi, pour une bonne part, aux perfectionnements qui ont été apportés aux appareils de graissage, et à la substitution des huiles minérales aux suifs et graisses employés auparavant. Alors qu'autrefois on se contentait de godets dans lesquels on introduisait l'huile qui se répandait ensuite sur les organes à graisser au moyen de mèches dont le débit était inconnu et incertain, on a maintenant substitué à ces appareils rudimentaires des godets dont le contenu est visible extérieurement et dont le débit peut être réglé avec certitude et selon les besoins par le conducteur de la machine.

Pour les cylindres et organes de distribution, le progrès a été des plus importants. Auparavant on versait la matière lubrifiante, laquelle était du suif, le plus souvent, dans des robinets de formes diverses, mais dont le fonctionnement consistait, après avoir été remplis, à être vidés entièrement et d'un seul coup, soit dans le cylindre, soit dans la boîte à vapeur du moteur qu'il s'agissait de graisser. Aujourd'hui il n'en est plus ainsi. De nombreux appareils ont été imaginés, et quoiqu'ils diffèrent notamment entre eux quant aux principes de leur fonctionnement, ils donnent à peu près tous le même résultat, lequel consiste à introduire d'une façon continue la matière lubrifiante, généralement de l'huile minérale, soit dans le cylindre même, soit sur les appareils de distribution de la machine à laquelle ils sont appliqués.

Ces appareils sont d'ailleurs réglables et à débit visible, en sorte que le conducteur de la machine est complètement maître du graissage, qu'il lui est loisible de modifier, même pendant la marche, selon les besoins du travail qui lui est demandé.

Les huiles elles-mêmes, après de nombreuses études, ont été appropriées aux besoins des moteurs à vapeur, et sont désignées d'une façon spéciale selon qu'elles sont destinées aux organes du mouvement ou à ceux du cylindre à vapeur, car les unes ne peuvent remplacer les autres.

C'est l'ensemble de tous ces perfectionnements qui a permis d'amener les moteurs à vapeur au point que le cheval disponible sur l'arbre ne coûte presque pas plus cher aujourd'hui que le cheval indiqué dans le cylindre, tandis, qu'il y a quelques années encore, le cheval effectif revenait quelquefois presque au double du cheval indiqué. Il en était encore ainsi pour les matières de graissage, car, avec les appareils imparfaits qu'on possédait alors, celles-ci étaient mal utilisées, tandis qu'à présent elles le sont aussi bien que possible. La question du graissage des machines à vapeur est des plus importantes, car, de la perfection de ce graissage, dépendent l'entretien du moteur et son bon fonctionnement, sans arrêts préjudiciables pour l'industriel qui l'emploie. Aussi, les constructeurs ne négligent-ils rien pour que celui-ci soit aussi parfait que possible, tout en restant très économique.

Des tentatives ont été faites, dans ces dernières années, pour forcer l'huile à péné-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

trer entre les organes de frottement au lieu de la laisser s'introduire soit par la pesanteur, soit par capillarité, soit par entraînement.

Ce sont les cylindres des moteurs à vapeur qui, les premiers, ont reçu l'huile introduite par injection au moyen d'une pompe à débit variable et réglable ou d'autres appareils donnant un résultat analogue.

Le graissage forcé fut aussi appliqué aux tourillons des manivelles en utilisant à cet effet la force centrifuge assez considérable due à la grande vitesse de rotation de certaines machines à vapeur.

On peut voir des dispositifs nombreux de ces modes de graissage sur les machines à vapeur en service dans l'Exposition.

Plus récemment, il a été fait des tentatives pour amener l'huile sous pression entre les surfaces frottantes de tous les organes indistinctement, de manière à assurer en toutes circonstances le graissage desdits organes, et aussi à refouler au dehors tous les corps étrangers qui, pour des causes diverses, peuvent pénétrer entre ces organes dans les machines à vapeur en général, et amener des désordres que tous les patriciens connaissent.

Une application remarquable de ce système de graissage a été faite à la machine Delaunay-Belleville, sur laquelle le rendement entre le travail indiqué et le travail effectif a pu être porté à une valeur très proche de l'unité, grâce à ce perfectionnement important.

L'entretien des machines à vapeur a diminué en raison même de l'adoption des perfectionnements que nous venons d'énumérer.

Lorsque ces machines sont conduites par des mécaniciens soigneux et attentifs, non seulement la dépense de matière lubrifiante est réduite au minimum tout en obtenant un graissage constant et parfait, mais encore l'usure des pièces est aussi réduite au mininum parce qu'elles ne manquent jamais de graissage, si réduit soit-il, et qu'ainsi les frottements sont maintenus à leur plus faible coefficient.

Aussi voit-on à présent des moteurs fonctionner plusieurs années sans réparations, et dont l'usure peut pratiquement être regardée commme nulle.

Il est évident que nous n'entendons parler ici que des moteurs à vapeur pour lesquels on a pris toutes les précautions en vue de les soustraire aux causes accidentelles d'usure, c'est-à-dire qu'ils doivent être dans des locaux parfaitement clos et non accessibles aux poussières et que les conducteurs ont soin de les tenir en aussi bon état de propreté que possible.

Ce sont là des précautions que l'on juge trop souvent superflues, sans penser qu'en agissant ainsi on dépense en réparations occasionnées par de prétendues économies bien au delà de ce qu'on aurait dépensé pour mettre le moteur à vapeur parfaitement à l'abri et le tenir en bon état de propreté et de fonctionnement.

MACHINES A VAPEUR FIXES ET DEMI-FIXES

Les machines à vapeur dont il est fait usage le plus souvent dans l'industrie sont désignées sous les noms de moteurs fixes ou demi-fixes, selon qu'ils sont fixés au sol sur des massifs de fondation en maçonnerie par de forts boulonnages ou scellements, ou qu'ils sont simplement posés sur le sol.

Dans le premier cas, les moteurs sont généralement séparés des chaudières et sont même quelquefois placés à une assez grande distance de celles-ci.

Dans le deuxième cas, les moteurs sont placés le plus souvent sur les chaudières

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

elles-mêmes avec lesquels ils forment corps, et ce sont les chaudières qui reposent directement sur le sol, servant ainsi en quelque sorte de massif de fondation aux moteurs qu'elles supportent.

Les moteurs industriels, qu'ils soient fixes ou non, se divisent en deux grandes classes, ayant chacune des spécimens nombreux et leurs partisans. Ce sont :

1° les machines à vapeur à un cylindre ou monocylindriques ;

2° les machines à vapeur à plusieurs cylindres ou polycylindriques, désignées sous les noms de compound, triple expansion, quadruple expansion, en tandem ou conjuguées, etc.

Ces machines se subdivisent les unes et les autres en machines ordinaires et en machines à quatre distributeurs ou à distributions perfectionnées, avec ou sans condensation.

On ne rencontre plus guère de machines ordinaires dans les machines fixes, mais, dans les machines mi-fixes, elles forment au contraire la très grande majorité.

Les machines fixes dont la force est supérieure à 50 chevaux ont généralement des distributions perfectionnées, qu'elles soient monocylindriques ou polycylindriques, et possèdent des vitesses de marche modérées, ces distributions ne se prêtant pas toujours aux grandes vitesses de rotation.

Les raisons qui font adopter par les industriels des machines de ce genre, de préférence à d'autres plus simples ou plus rapides, dont le prix serait moins élevé, sont que ces machines exigent la plus faible dépense de combustible et le moindre entretien, et par conséquent présentent la plus grande économie réelle et la plus grande sécurité contre les chances d'accidents pouvant provoquer un arrêt plus ou moins prolongé.

Avec les bonnes machines monocylindriques de 300 à 500 chevaux, on obtient maintenant des consommations de vapeur inférieures à 6 kilogrammes de vapeur par cheval indiqué, et par heure, et avec les machines compound, la consommation descend au-dessous de $5^{kg},500$ en marche à condensation.

Sans condensation, la consommation de vapeur est inférieure à $8^{kg},500$ pour les machines monocylindriques ainsi que pour les machines compound, qui ne conservent pas, par rapport aux premières, l'avantage qu'elles présentent pour la marche à condensation et peuvent même quelquefois avoir, dans ce cas, une consommation supérieure à celle des machines monocylindriques.

Les machines à grande vitesse, ainsi que celles à vitesse modérée au-dessous de 50 chevaux, possèdent le plus souvent des distributions ordinaires à tiroir simple ou avec détente par tuiles ou autres dispositifs. La consommation de ces machines varie de 8 à 12 kilogrammes par cheval indiqué et par heure à condensation, et de 10 à 15 kilogrammes sans condensation. Quand la machine est réglée par un régulateur agissant sur un papillon, les consommations sont encore plus élevées.

Les machines demi-fixes (et locomobiles) montées sur chaudières sont monocylindriques et polycylindriques. Bien qu'il y ait de ces machines qui fonctionnent à condensation, elles marchent le plus souvent sans condensation.

Ces machines sont habituellement munies de distributions le plus simples possible, et leur consommation est en général assez élevée[1] ; mais comme des consommations élevées entraînent à une augmentation notable des dimensions des chaudières, puisque celles-ci doivent produire plus de vapeur, on a essayé récemment d'améliorer les distributions en leur donnant des qualités analogues à celles des machines fixes,

1. On peut voir une machine demi-fixe de ce genre dans l'exposition de la Société des Établissements Veyher et Richemond.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

puis on a élevé les pressions, et on est parvenu ainsi à produire des machines ne consommant pas plus de $8^{kg},500$ à $9^{kg},300$ de vapeur par cheval indiqué et par heure, suivant la force de ces machines, qui se construisent jusqu'aux puissances de 100 et 150 chevaux, qu'elles soient monocylindriques ou compound.

La consommation des machines compound demi-fixes à condensation et à pression modérée (soit environ 7 kilogrammes) ne descend pas au-dessous des chiffres que nous venons d'indiquer pour des machines demi-fixes compound ou non, sans condensation, fonctionnant à des pressions de 10 à 12 kilogrammes.

Les consommations que nous venons de citer, tant celles des machines fixes que celles des machines mi-fixes, donnent la mesure des progrès qui ont été réalisés dans la construction des moteurs à vapeur. On ne peut espérer à présent obtenir des consommations sensiblement inférieures à celles-ci, qui ne sont d'ailleurs réalisées qu'en prenant toutes les précautions indiquées par l'expérience, c'est-à-dire en réduisant le plus possible la surface des parois et en faisant usage de distributions parfaitement étudiées. Bien des machines ayant de très grandes dimensions, comme nous le verrons plus loin, ont des consommations de beaucoup supérieures à celles données ci-dessus.

Les machines à vapeur à grande vitesse de rotation sont aussi employées en industrie pour certains usages spéciaux. Ces machines, généralement fixes, développent quelquefois des forces assez considérables. On les emploie de préférence pour actionner des dynamos, des pompes centrifuges, des ventilateurs, des essoreuses, des scies circulaires et autres appareils exigeant de grandes vitesses de rotation.

Les distributions de ces machines sont le plus souvent à simple tiroir, et elles fonctionnent généralement sans condensation; aussi, leur consommation est-elle assez élevée. On voit cependant de ces machines qui sont munies de distributions perfectionnées et marchent à condensation, avec des pompes à air actionnées directement par la tige du piston ou par une bielle, en sorte que les appareils de condensation sont eux-mêmes des appareils à grande vitesse de piston appropriés à cet effet.

Ces machines à grande vitesse ne sont pas répandues autant qu'on aurait pu s'y attendre. Néanmoins, elles ont eu pour résultat d'habituer les constructeurs aux vitesses accélérées, et ont, par cela même, contribué à l'augmentation de la vitesse des machines à vapeur en général, ainsi qu'on peut le constater en comparant les vitesses actuelles des moteurs d'usines avec celles qui étaient admises il y a seulement dix ans, c'est-à-dire lors de l'Exposition de 1889.

Les machines à vapeur rotatives, à part les turbines à vapeur employées à quelques usages spéciaux, n'existent pour ainsi dire pas dans l'industrie, bien que leur application rendrait les plus grands services. Cela tient à ce que la machine rotative pratique est encore à trouver, et, si on pouvait la réaliser, il se produirait certainement, ce jour-là, une grande révolution dans la construction des machines à vapeur.

MACHINES A VAPEUR DE NAVIGATION

La machine à vapeur employée pour la navigation fluviale et maritime a transformé complètement cette industrie. Elle a contribué puissamment à son développement par l'influence économique qu'elle a exercée sur les prix de transport et par la régularité, la rapidité et la sûreté des voyages que son emploi a permis de réaliser.

C'est dans cette industrie que sont employées les machines les plus puissantes qui

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

soient construites, et qui toutes, sans exception, fonctionnent d'après le système polycylindrique compound ou Woolf, avec deux, trois, quatre et même six cylindres.

De très notables progrès ont été réalisés dans la construction et le fonctionnement de ces machines lorsqu'on les compare à ce qu'elles étaient au moment de l'Exposition de 1867, époque à laquelle Dupuy de Lôme indiqua en quelque sorte la voie à suivre pour les réaliser, en établissant la machine du *Friedland*, qui fonctionna sur les berges de la Seine, dans l'une des annexes de cette Exposition, et à une pression relativement élevée.

Depuis cette époque, les perfectionnements apportés aux condenseurs à surface, et qui firent de ces appareils des organes de machines très pratiques et d'un fonctionnement sûr, permirent d'élever la pression des chaudières à un timbre de plus en plus élevé, atteignant à présent 12, 15 et 18 kilogrammes, et d'utiliser ainsi la très grande détente que peut fournir la vapeur afin de réduire la consommation des machines.

En partant des idées ayant cours dans la marine, et qui consistent à n'admettre pour les machines de navigation que ce qui est le plus simple au point de vue mécanique, tout en profitant des avantages de la détente, les machines polycylindriques ont paru être tout indiquées pour cette application et n'ont pas tardé, au moins pour quelques-unes d'entre elles, à avoir un nombre de cylindres tel que le principe de simplicité, dont cependant on ne voulait pas se départir, était tout à fait méconnu.

Il n'y a qu'une chose, selon nous, qui, en marine, doit primer toute autre considération, c'est la consommation. En marine, plus que partout ailleurs, la consommation a une influence capitale, et tout devrait être sacrifié pour la réduire le plus possible. Or on ne peut pas dire qu'il en soit ainsi actuellement, car, bien que les machines marines aient des dimensions et développent des forces qu'on ne trouve pas dans les machines de l'industrie, elles ont des consommations supérieures aux machines terrestres et même aux machines à un seul cylindre[1] à distribution perfectionnée.

Il y a donc encore des progrès à réaliser dans ces machines, et ces progrès seront atteints lorsqu'on aura remplacé les distributions encore rudimentaires par d'autres mieux appropriées au fonctionnement économique et que les surfaces internes des parois seront réduites à leur plus simple expression.

On ne verra plus alors des rendements diagrammatiques être seulement les 0,50 du diagramme théorique, comme cela se rencontre sur certaines machines très modernes[2], et ces rendements se relèveront pour devenir égaux à ceux qu'on obtient dans les machines industrielles ayant un fonctionnement similaire à celui des machines marines.

Les machines marines diffèrent, sous un certain rapport, des machines fixes terrestres.

Ces dernières sont fixées au sol et ont une position fixe et invariable. Les machines marines, au contraire, sont fixées à la coque du navire, ou autrement dit à un corps flottant, qui, de ce fait, n'occupe pas toujours la même position dans l'espace. De plus, et par sa construction et ses dispostitions mêmes, ce corps flottant est en même temps, par suite de son élasticité, un corps vibrant soumis en outre à des déformations temporaires ou permanentes suivant l'état de la mer et la répartition de la charge qu'il transporte.

A cause de ses conditions spéciales, les machines marines doivent répondre à des exigences toutes particulières, dont l'une d'elles, et la plus importante, est celle de

1. Voir l'étude du fonctionnement des moteurs à vapeur à plusieurs cyliddres, *Bulletin de la Société d'Encouragement*, année 1900.

2. Voir le Traité des machines marines de Caralp.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

l'équilibrage des forces d'inertie des organes en mouvement dont nous avons parlé au début du présent travail. On conçoit que, si les pistons et autres organes qui en dépendent, et avec lesquels ils sont rigidement reliés, arrivent à l'extrémité de leur course sans avoir transmis à l'arbre moteur tout le travail d'inertie qu'ils ont absorbé au commencement de ladite course, ils peuvent transmettre à la coque des vibrations telles que la solidité de cette dernière soit compromise.

Or, nous avons déjà exposé que les machines compound (ou polycylindriques) étaient, sous ce rapport, dans de moins bonnes conditions d'emploi que les machines monocylindriques. En effet, d'une part, les pistons des derniers cylindres ont des dimensions relativement considérables, et partant un poids élevé, et, d'autre part, la pression initiale de la vapeur qu'ils supportent est faible, et la détente est elle-même réduite, toutes choses qui, nous l'avons vu, sont défavorables au point de vue du travail mécanique d'une machine de ce genre, à moins qu'elle n'ait une vitesse très réduite, ce qui conduit alors à des dimensions et poids de machines inacceptables.

C'est là une très grande difficulté de l'application des machines à la navigation, et qu'on a pu surmonter en partie à la condition de choisir les positions des manivelles entre elles de telle sorte qu'il ne puisse y avoir en aucun cas synchronisme dans la succession des coups de piston, afin que ces coups de piston ne puissent correspondre exactement aux vibrations que la coque a à supporter du fait du mouvement de la machine [1].

Nous avons dit ci-dessus, qu'au point de vue de la consommation des machines marines, il y avait tout intérêt à augmenter le rendement diagrammatique. Nous ajouterons, qu'au point de vue de la réduction des forces d'inertie, il y a encore intérêt à augmenter le rendement diagrammatique parce que, lorsque ce rendement augmentera, il sera possible, pour une force donnée de la machine marine, de réduire ses dimensions, et que, par conséquent, ses organes mobiles seront moins pesants et arriveront à l'extrémité de leur course après avoir cédé à l'arbre moteur tout le travail d'inertie qu'ils auront absorbé pour leur mise en mouvement de ladite course.

Dans ces conditions, le rendement organique lui-même sera augmenté parce que, tout le travail des forces d'inertie étant restitué à la machine et les vibrations de la coque supprimées elles n'absorberont plus le travail mécanique qui est dépensé pour les produire, et qui est évalué par M. Bertin à 0,05 du travail moteur. Ce travail absorbé par les vibrations de la coque entraîne non seulement une dépense inutile de combustible, mais est aussi nuisible pour la solidité de la coque et peut amener des avaries dont on a eu des exemples.

A n'envisager la machine marine qu'à ce seul point de vue, il ne devrait être fait usage que de machines à expansion. En effet si, pour une pression donnée, on compare une machine marine ayant trois cylindres fonctionnant chacun à simple expansion avec une machine à triple expansion, on verra que, dans la première, chaque cylindre produira le 1/3 de la force totale et le poids de chaque piston, de même que l'action de la vapeur, étant égaux pour chacun d'eux, le mouvement de rotation sera uniforme, tandis que dans la deuxième, le dernier cylindre devra avoir à lui seul un volume égal aux volumes réunis des trois cylindres de la première machine, et un volume double si le rendement diagrammatique n'est que les 0,50 du diagramme théorique, lequel est précisément celui réalisé sur les pistons de la machine à simple expansion. La machine à triple expansion serait donc inférieure à celle à simple expansion du fait de l'inertie des organes mobiles, parce que ceux-ci seraient plus pesants dans la première que dans la seconde, et aussi parce que, du fait des conditions d'admission et de détente de

1. Voir, à ce sujet, le *Traité des machines marines* de M. Bertin.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

la vapeur, la machine à simple expansion absorberait et restituerait mieux les travaux dus aux forces d'inertie que ne pourrait faire la machine à triple expansion, en sorte que la première pourrait fonctionner à des vitesses auxquelles la dernière ne pourrait atteindre sans danger [1].

La machine à vapeur à simple expansion aurait encore l'avantage, si elle était munie d'une distribution perfectionnée, de consommer moins que la machine à triple expansion à distribution ordinaire, et aussi celui, considérable pour un navire militaire, de pouvoir fonctionner avec des admissions prolongées et de donner ainsi au navire une vitesse supérieure à celle qu'on pourrait obtenir d'une machine à triple expansion.

Une machine marine à simple expansion fonctionnant en régime économique avec une admission de vapeur égale à 0,07 de la course du piston développerait, en portant l'admission à 0,40 seulement, une puissance égale à trois fois celle correspondant à la petite admission, et ce résultat peut être obtenu instantanément, à la demande même du commandement, tout en conservant un mouvement uniforme de rotation, parce que les travaux moteurs resteraient toujours égaux dans les cylindres, quelle que soit la puissance qui lui serait demandée, ce qui ne peut être obtenu des machines polycylindriques, dans lequels les travaux moteurs développés par chacun des pistons ne sont jamais égaux entre eux et varient avec la puissance demandée à la machine. Il est donc probable que le rendement en vitesse du navire serait plus élevé en faisant usage de moteurs à simple expansion et à trois cylindres, que celui qu'on obtient en employant des moteurs à triple expansion.

Pour toutes ces raisons, nous sommes convaincus qu'il y a encore de notables progrès à réaliser dans les machines marines à simple, double et triple expansion, à la condition d'entrer dans la voie qui a été suivie avec succès pour les machines terrestres ou d'usines, c'est-à-dire à la condition de les munir de distributions perfectionnées bien étudiées en vue du meilleur résultat à obteuir, lequel peut ne pas être uniquement une question d'économie dans le fonctionnement de la machine, quoique cependant l'économie ne doive pas être perdue de vue, et qu'à ce titre il y ait tout intérêt à entrer dans la voie que nous indiquons.

Certaines machines marines fonctionnent avec des vitesses de piston et de rotation qui ne sont pas atteintes dans les machines terrestres. Ces machines sont installées sur des bâtiments de petites dimensions tels que les torpilleurs, et doivent fournir une grande puissance mécanique sous un très petit volume. De là, la nécessité d'augmenter leur vitesse de marche. C'est surtout dans ce genre de machines que les vibrations des coques dues à l'inertie des organes mécaniques en mouvement ont conduit à des recherches sur les moyens propres à les éviter. On a pu, par des agencements divers des organes précités, arriver à réduire dans une certaine mesure les inconvénients qui se produisaient dans les marches rapides, mais comme les moteurs employés pour la propulsion de ces bâtiments appartiennent exclusivement à la classe des machines polycylindriques, il n'a pas été possible de les éviter complètement à cause des faibles pressions utilisées dans les derniers cylindres. Il y a lieu de remarquer que, pour ce genre de bâtiments militaires, le rayon d'action étant en général limité, la question d'économie de marche du moteur est secondaire, et que tout doit être sacrifié à la vitesse de marche à obtenir, laquelle doit être la plus rapide possible. On devrait donc exclure à ce titre les moteurs qui causent le plus de vibrations aux coques, parce que ces vibrations absorbent une partie du travail moteur de la machine au détriment de celui qu'elle peut fournir pour la propulsion du navire, et pour les raisons que nous

1. Voir, à ce sujet, les tableaux que nous avons donnés au commencement de ce rapport.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

avons exposées plus haut, il devrait être fait usage de machines monocylindriques et non polycylindriques.

Récemment, on a appliqué pour la propulsion de ce genre de bâtiments militaires des turbines à vapeur. Bien que celles-ci aient des vitesses de rotation très grandes et difficiles à utiliser sans intermédiaires mécaniques pour les propulseurs, et que les résultats obtenus nous soient imparfaitement connus, cette tentative est intéressante, et nous ne serions pas surpris que la machine à vapeur polycylindrique fût remplacée avantageusement par la turbine, quoique celle-ci ait une consommation plus élevée que la première, parce que le travail moteur total développé ou fourni par la turbine à vapeur est transmis entièrement à l'hélice, tandis que, dans le moteur polycylindrique une partie du travail moteur est employée à secouer inutilement ou à faire vibrer les parois du bâtiment.

Nous ne connaissons pas d'autres applications de machines à vapeur rotatives à la navigation. Il y a tout lieu de croire que si une bonne machine de ce genre était réalisée, elle ne tarderait pas à occuper une place importante dans cette industrie, à cause des avantages nombreux à beaucoup de points de vue que son emploi procurerait.

MACHINES LOCOMOTIVES

Les machines locomotives sont le plus souvent des machines à marche très rapide. Elles diffèrent des machines terrestes et de navigation en ce qu'elles ne sont fixées ni au sol ni à aucun corps de masse quelconque qui puisse leur servir de support. Elles reposent simplement sur la voie sur laquelle elles se déplacent en suivant toutes les inflexions, les pentes et les dévers.

On a atteint, dans les machines locomotives, des vitesses de piston bien supérieures à celles en usage pour les machines terrestres sans qu'il paraisse en résulter aucun inconvénient, puisque, depuis quelques années, on fait usage, pour la traction de trains express et même rapides, de machines ayant des diamètres de roues relativement faibles et qu'il faut compenser par un nombre de tours plus grand de l'appareil moteur.

Depuis vingt ans, les machines locomotives ont subi une transformation presque complète. Les machines locomotives, au moment de l'Exposition de 1878, étaient toutes sans exception, dans les grandes compagnies de chemins de fer, à simple expansion et à pression relativement élevée pour l'époque, c'est-à-dire que leurs chaudières produisaient de la vapeur à la pression de 8 à 10 kilogrammes. A présent, ainsi qu'on peut le voir par les nombreux spécimens venus de tous les pays et qui figurent à l'Exposition, la pression des chaudières s'élève à 12 et 14 kilogrammes, et la plupart des machines sont du système compound.

Plusieurs dispositifs du système compound sont appliqués aux machines locomotives, mais cependant il en est un qu'on retrouve plus souvent que les autres, et qui consiste dans l'emploi de quatre cylindres, dont deux reçoivent la vapeur à la pression de la chaudière et les deux autres, plus grands en volume que les précédents, reçoivent la vapeur déjà détendue sortant des premiers cylindres. Pour les machines locomotives à marchandises, les quatre cylindres sont extérieurs. Pour celles à voyageurs et à marche rapide, on trouve quelques dispositions dans lesquelles les quatre cylindres sont extérieurs; mais, dans la plus grande partie des machines, les petits cylindres seuls sont extérieurs, tandis que les grands cylindres sont intérieurs et disposés pour que les pistons aient un mouvement opposé à celui des pistons des petits cylindres, afin d'équilibrer en partie les effets d'inertie dus à la vitesse de ces pistons.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Le système compound a pris tout à coup, pour les machines locomotives, une très grande extension, qui ne paraît cependant pas justifiée. Il est vrai qu'il semble présenter des avantages, parce qu'en l'employant on a aussi augmenté la pression des chaudières, ce qu'on n'aurait pas osé faire avec des machines à simple expansion, et qu'ainsi les avantages qui sont résultés de l'emploi de la haute pression ont paru tenir à l'emploi du système compound lui-même.

En faisant des recherches sur ce sujet, nous avons établi dans un autre travail[1] que le fonctionnement en compound ne pouvait présenter aucun avantage bien sensible sur les machines monocylindriques lorsqu'on ne faisait pas usage de la condensation, ce qui est dû à ce que les températures extrêmes dans les cylindres ne présentent pas entre elles de différence assez importante pour provoquer des condensations par l'action des parois, lesquelles condensations sont au contraire abondantes dans les machines munies d'un condenseur, alors même que la pression de la vapeur à l'admission est inférieure à celles que nous venons d'indiquer pour les machines locomotives, et peuvent justifier l'emploi du système polycylindrique en vue de les réduire.

Des expériences toutes récentes[2], exécutées par M. Desdouits sur des machines locomotives monocylindriques et polycylindriques, fonctionnant dans les mêmes conditions de marche et de traction et à la même pression, confirment que les machines compound ne présentent aucune supériorité sur les machines monocylindriques, ni au point de vue de la consommation, ni sous celui du fonctionnement et de la traction. Celà est dû, comme nous venons de le dire, à ce que l'action des parois est nulle ou à peu près sur la vapeur qui travaille dans les cylindres des machines sans condensation; ainsi, et en raison même de l'action nulle des parois, ne trouve-t-on pas, dans ces machines polycylindriques sans condensation, des pertes diagrammatiques aussi importantes que celles qu'on constate dans les machines à condensation et dont nous avons cité des exemples.

Les forces d'inertie des organes mobiles en mouvement produisent dans les machines locomotives des mouvements divers de la masse qui se déplace, et qu'on désigne sous le nom de mouvements de galop, de lacet, de roulis, de tangage, de recul, etc.[3]. Ces mouvements sont d'autant plus sensibles que l'empâtement des machines est plus restreint et que la masse de ces dernières est moins grande par rapport au poids et à la vitesse des organes mobiles. Il résulte déjà, de la constatation de l'existence de ces mouvements divers, dits perturbateurs, que la machine locomotive ne peut avoir un bon rendement mécanique, parce qu'une partie du travail développé sur les pistons est employée à transmettre à la masse entière de la machine des mouvements inutiles que nous venons de citer. Il faut donc, dans ces machines comme dans les autres, réduire le plus possible le poids des organes en mouvement et mettre ceux-ci dans des conditions de fonctionnement telles que le travail d'inertie emmagasiné par eux au début du mouvement soit restitué entièrement à l'arbre moteur avant la fin de la course du piston. A ce point de vue, la machine monocylindrique aurait l'avantage sur la machine polycylindrique pour les mêmes raisons que celles que nous avons exposées plus haut.

On a cependant pu obtenir la neutralisation de quelques-uns de ces mouvements par l'emploi du système compound, à la condition toutefois de multiplier le nombre des cylindres et de les porter à quatre : soit deux petits et deux grands, et en ayant soin de faire fonctionner les pistons de ces cylindres dans des conditions telles, que lorsque l'un d'eux se meut de l'avant à l'arrière de la machine, l'autre se meut, ou à peu près,

1. Étude du fonctionnement des moteurs à vapeur à plusieurs cylindres (*Bulletin de la Société d'Encouragement*, année 1900).

2. *Revue générale des Chemins de Fer*, année 1900.

3. On trouvera une étude très complète de ces mouvements perturbateurs des machines locomotives dans le *Traité de Mécanique appliquée* de Boulvin.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

de l'arrière à l'avant. On a pu obtenir ainsi une équilibration partielle apparente. Nous disons apparente, parce que, si divers mouvements perturbateurs des locomotives sont diminués par l'emploi de ces moyens, nous doutons qu'il y ait équilibration des forces d'inertie proprement dites, et que celles-ci ne soient tranformées en réactions s'exerçant sur les supports des essieux moteurs, en sorte qu'elles ne se révèlent pas par des mouvements extérieurs.

On ne peut aussi neutraliser les mouvements perturbateurs des machines locomotives ayant des appareils moteurs du système compound qu'à la condition de conserver les bielles d'accouplement des roues motrices, afin que les organes mobiles, pistons et autres, conservent toujours des sens de mouvements opposés les uns aux autres. L'accouplement des roues motrices est encore rendu obligatoire par le fait que, suivant le travail qui est demandé à la machine locomotive, ce sont tantôt les petits cylindres qui en fournissent la plus grande partie et tantôt les grands, l'égalité des travaux développés par les uns et les autres ne pouvant être constante; c'est là un inconvénient très sérieux qui, pour les machines de vitesse, c'est-à-dire à marche rapide, se traduit par de fréquentes ruptures desdites bielles d'accouplement.

Certaines machines locomotives présentent des dispositions dans lesquelles le grand et le petit piston se meuvent ensemble dans le même sens.

Nous pensons, qu'au point de vue spécial des forces d'inertie, c'est là une disposition vicieuse, qui doit se traduire par une amplification des divers mouvements perturbateurs que nous avons signalés.

Quelques machines locomotives ont été pourvues de distributions analogues aux distributions perfectionnées employées pour les machines terrestres. Nous disons analogues parce que ces distributions, bien que comportant des distributeurs distincts et séparés, tant pour l'admission que pour l'échappement, ne fonctionnent pas d'après les principes généralement admis pour les distributions des machines terrestres, à savoir : que les orifices doivent être découverts et recouverts le plus rapidement et le plus largement possible puisque, pendant leur obturation, le distributeur doit faire le plus petit mouvement possible, s'il n'est pas réduit à l'immobilité complète.

Comme nous le disons plus haut, ces principes ne paraissent pas avoir été observés, en sorte que ces distributions, quoique perfectionnées en apparence, ont, en réalité, le même fonctionnement et les mêmes inconvénients que les distributions par tiroir ordinaire. Il est donc fort probable que les résultats obtenus par leur emploi n'ont pas démontré qu'il y ait grand avantage à en faire usage; aussi s'est-il borné à quelques machines d'essai.

En raison de l'existence des mouvements perturbateurs causés soit par la réaction, soit par l'inertie des organes à mouvement alternatif de l'appareil moteur de la machine locomotive, il y aurait intérêt à faire usage de moteurs rotatifs, qui supprimeraient tous ces inconvénients, et par conséquent devraient élever le rendement mécanique de celle-ci. Le moteur rotatif ferait aussi disparaître les contrepoids placés dans les roues pour équilibrer le poids des bielles et manivelles, et dont l'emploi n'est pas sans danger avec les grandes vitesses en usage aujourd'hui. Nous n'avons pas connaissance qu'une application de ce genre de moteurs ait jamais été faite sur une machine locomotive, quoique cependant des projets aient été préparés. Il est probable que si, en présence des avantages nombreux que procureraient l'emploi d'un moteur rotatif sur une machine locomotive, on en n'a pas fait l'essai, cela tient à ce que le moteur vraiment pratique de ce genre n'est pas encore trouvé, et que les inconvénients que présentent ceux actuellement connus ne compenseraient pas les inconvénients différents résultant de l'emploi des moteurs à mouvement alternatif des pistons.

Jusqu'à présent, la question de la consommation de combustible des machines loco-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

motives a été presque négligée, et, en tout cas, elle a été reléguée au dernier plan des considérations envisagées dans la construction et l'emploi de ces machines, au moins d'après des auteurs très récents. L'augmentation de la puissance et du nombre des machines locomotives d'une part, et l'augmentation de la dépense de combustible et la limitation de la production minière nationale d'autre part, ne tarderont pas vraisemblablement à faire passer la question de la consommation au premier plan et probablement, pensons-nous, à faire entrer la construction de la machine locomotive dans de nouvelles voies, différentes de celles suivies jusque maintenant.

La machine à vapeur a rempli dans le siècle qui se termine un rôle social et économique immense. Grâce aux perfectionnements qu'elle a reçus successivement, et qui ont permis d'améliorer sa consommation et son prix d'achat, cette machine a pu être employée dans la petite industrie aussi bien que dans la grande, et a contribué puissamment au développement de la mécanique industrielle, laquelle a produit des machines de toutes sortes et pour tous usages, ce qui a permis d'abaisser le prix des objets manufacturés et de les mettre à la portée du plus grand nombre, tout en assurant aux ouvriers de plus en plus nombreux qui les conduisent un travail constant et un salaire plus élevé, et en le soustrayant au travail pénible et souvent inintelligent qu'ils étaient obligés de faire avant l'invention des machines.

C'est la machine à vapeur qui a fait que les nations industrielles de notre époque sont les plus fortes entre toutes; car, plus elles produisent d'objets manufacturés à bon marché, plus elles mettent les autres nations sous leur dépendance, et plus elles assurent à leurs producteurs des salaires rémunérateurs et du travail continu pour leurs usines. Malheureusement, ces principes sont souvent méconnus et même combattus par ceux mêmes qui devraient les observer le plus scrupuleusement, et chaque fois que ce fait se produit, c'est non seulement un désastre et pour les usiniers et pour le personnel qu'ils emploient, mais c'est encore un recul qui ne peut plus être rattrapé, car pendant l'arrêt d'une industrie, c'est celle similaire d'une autre nation qui prend la place; la production est ralentie et ne peut plus être atteinte qu'à la condition de réaliser de nouveaux progrès, ce qui n'est pas toujours aisé.

La machine à vapeur est précisément, à cause de la puissance de production qu'elle procure à ceux qui en font usage, l'instrument de civilisation le plus puissant et le plus sûr connu actuellement, et ce n'est pas trop d'affirmer que le degré de civilisation d'un pays pourrait s'évaluer d'après le nombre de chevaux-vapeur qu'il emploie, alors même que ces chevaux-vapeur seraient produits par des forces naturelles, car si, à notre époque, ces forces naturelles peuvent être utilisées convenablement, c'est grâce aux progrès incessants que la machine à vapeur a fait faire à toutes les branches de la mécanique sans aucune exception, et surtout aux moteurs destinés à lui faire concurrence.

Il est certain que les sauvages ne connaissent pas les machines à vapeur, et que des nations qui, jusqu'à présent, avaient été réfractaires au progrès et à notre civilisation, ont été amenées plus sûrement à reconnaître les avantages que celle-ci présente par l'établissement de lignes de chemins de fer et de bateaux à vapeur et par l'installation d'usines ou d'exploitations mécaniques que par des moyens violents, et ce parce que leurs intérêts sont mis en jeu. Ceci démontre l'importance que présente la production mécanique pour les pays civilisés, car c'est celui qui produira le plus de machines industrielles, locomotives et bateaux à vapeur, qui aura vraisemblablement la prépondérance sur les autres dans les pays tributaires de ces industries.

La machine à vapeur est donc, par les résultats qu'elle a procurés et qu'elle peut encore procurer, et dont nous venons de donner un faible aperçu, un instrument de très haute valeur, digne d'attirer l'attention de tout le monde sans exception.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Le moindre perfectionnement de nature quelconque qui lui est apporté contribue à la rendre plus apte encore à remplir le rôle que nous venons d'esquisser, et devrait avoir pour conséquence de faire honorer d'une façon particulière celui qui en est l'auteur, car il rend de réels services à la société tout entière, quoique cela ne soit souvent pas apparent.

Les applications de la machine à vapeur sont innombrables et universelles. Le plus souvent, le mouvement alternatif du piston est transformé en mouvement de rotation d'un organe appelé arbre moteur, mais il est aussi utilisé directement pour actionner des pompes et autres appareils à mouvement alternatif. Les divers organes qui composent la machine à vapeur peuvent varier dans de certaines limites sans nuire à sa marche. C'est ainsi qu'elle peut avoir ou non un arbre moteur, un régulateur de vitesse, un condenseur, un changement de marche, un ou plusieurs tiroirs ou des soupapes de distribution, des glissières ou un parallélogramme, un balancier ou une bielle, ou même un cadre à coulisse, etc. Tous ces organes ne sont pas nécessaires au mouvement, puisqu'ils peuvent être employés indistinctement ou même pas du tout, selon le cas. Mais il existe deux organes immuables, qui sont la base de toute machine à vapeur, au moins jusqu'à présent, c'est-à-dire tant que la machine rotative n'aura pas détrôné la machine actuelle que nous connaissons, *c'est le cylindre et son piston*. Tous les inventeurs quels qu'ils qu'ils soient ont pu changer et modifier les organes de la machine à vapeur, il leur a fallu conserver le cylindre et le piston, et sans ces derniers nous n'aurions ni chemins de fer, ni bateaux à vapeur, ni machines industrielles, et les progrès qu'a faits la mécanique depuis l'époque où le cylindre et le piston ont été appliqués à la machine à vapeur n'existeraient pas, non plus que tout le bien-être et les avantages sociaux et économiques qui ont été le résultat de cette application.

C'est à Denis Papin, l'illustre mécanicien de Blois, qu'on doit l'invention du cylindre et du piston à vapeur, et c'est par conséquent lui seul qui puisse être appelé le créateur véritable de cette merveille qu'est la machine à vapeur et qu'il aurait sans doute pu compléter si, à l'époque où il fit sa découverte, des besoins industriels avaient nécessité l'application immédiate de cette machine,

D'autres inventeurs plus heureux ont pu, après lui, amener la machine à vapeur à l'état de perfection que nous connaissons. Ils n'auraient pu le faire si Denis Papin n'avait pas préparé leur voie en créant préalablement le cylindre et le piston à vapeur, qui, de nos jours, et malgré bien des tentatives, n'ont pu encore être remplacés et ne sont pas près de disparaître.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

SEPTIÈME QUESTION

LES RÉGULATEURS-VOLANTS

Par M. E. LECORNU

INGÉNIEUR EN CHEF DES MINES

La création relativement récente de machines à vapeur possédant une allure très rapide et destinées principalement à conduire des dynamos a occasionné l'apparition d'un type particulier de régulateurs portant directement l'excentrique de distribution. Ces appareils sont montés à l'intérieur du volant principal ou d'un volant auxiliaire et peuvent être désignés sous le nom de régulateurs-volants. On les appelle aussi quelquefois *régulateurs américains*, parce que c'est en Amérique qu'ils ont reçu leur consécration définitive. Quelques auteurs leur donnent le nom de *régulateurs directs;* mais le terme *action directe* est déjà employé dans un tout autre sens.

Rien de plus dissemblable, à première vue, que le moderne régulateur-volant et le classique régulateur de Watt. Pourtant l'un dérive de l'autre à la suite d'une lente évolution dont nous allons rappeler les phases successives.

Le régulateur de Watt tire toute sa puissance de l'action de la pesanteur, ce qui oblige à placer son axe verticalement. Cette puissance est d'ailleurs très faible, parce que le poids des boules intervient à peu près seul pour équibrer la force centrifuge. Il faut donc donner à l'appareil de grandes dimensions, qui le rendent encombrant. De plus, la position des boules ne varie que lentement en fonction de la vitesse, et une longue course du manchon est nécessaire pour faire passer la valve de l'ouverture en grand à la fermeture : ces deux circonstances éloignent de l'isochronisme, mais, par contre, elles assurent au régulateur de Watt une grande stabilité. En donnant au manchon une masse considérable, Porter a augmenté beaucoup la puissance; il a fallu seulement accroître en même temps la vitesse de rotation.

Un progrès fondamental a été marqué le jour où l'élasticité d'un ou plusieurs ressorts a été appelée à suppléer, ou même à remplacer, l'action de la pesanteur. Les ressorts ont l'avantage de fournir, sous un petit volume, une puissance considérable; en outre, ils marchent à peu près indifféremment dans toutes les positions et permettent ainsi de disposer horizontalement l'axe du régulateur. Enfin, ils se prêtent très bien à la variation de la vitesse de régime, par un simple serrage ou desserrage de vis. Citons entre autres, parmi ces régulateurs à ressorts, celui que Porter fit breveter en 1861, et que représente la figure 1. L'axe est horizontal. La force centrifuge des boules est équilibrée par un ressort central en hélice qui, à l'état de repos, possède une tension initiale calculée de façon à réaliser sensiblement l'isochronisme. La régularisation est faite par une valve d'étranglement.

Si nous parlons spécialement de ce dispositif, c'est parce que M. Porter lui-même a

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

voulu dernièrement l'invoquer comme un titre de paternité concernant l'invention des *régulateurs-volants*. Voici en effet ce que nous lisons dans *Engineering News* à la date de mars 1898 :

« Il y a quelques mois, dans une réunion d'ingénieurs à New-York, à laquelle assistait un rédacteur du journal, la conversation se porta sur les régulateurs de machines à vapeur. M. Charles T. Porter, le vétéran des ingénieurs, bien connu comme inventeur du régulateur Porter à masse centrale, et l'un des inventeurs de l'appareil Porter-Allen, assistait à la réunion, et quelqu'un lui demanda :

« Quel est le premier inventeur du régulateur dans le volant employé maintenant pour les machines à grande vitesse?

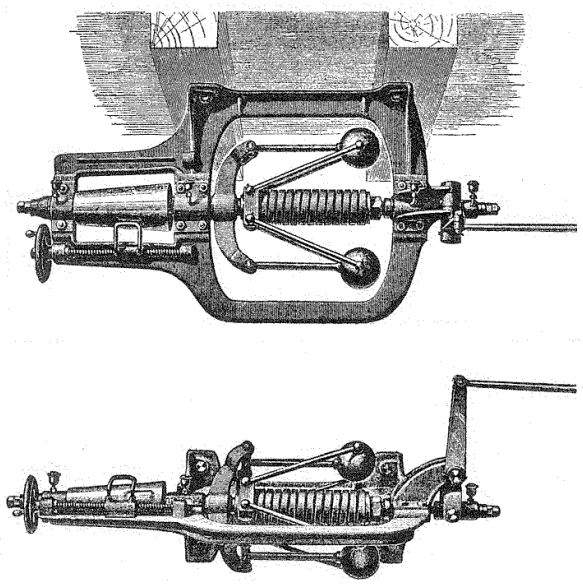


Fig. 1. — Régulateur *Porter*.

— Mais, répondit-il, je pense que c'est moi ». Et il raconta qu'il avait fait breveter en 1861 un régulateur à axe horizontal, etc.

La suite de cet exposé montrera jusqu'à quel point est fondée la prétention de M. Porter.

Ces diverses modifications laissaient intact le principe de Watt consistant à équilibrer certaines forces données (pesanteur, tension des ressorts) par la force centrifuge développée dans un mouvement de rotation.

On sait que la force centrifuge est une force apparente, autrement dit une force fictivement introduite pour tenir compte de l'entraînement du système. Une seconde force apparente est la force centrifuge composée de Coriolis, dont l'action est toujours perpendiculaire à la vitesse relative et s'annule avec celle-ci. Quand l'entraînement se fait avec une vitesse angulaire variable, une troisième force apparente entre en jeu : c'est la force d'inertie tangentielle, dirigée perpendiculairement au rayon. Avec le régulateur de Watt, ni la force centrifuge composée, ni la force d'inertie tangentielle ne sont utilisées pour le résultat à obtenir. Ces deux forces sont, en effet, normales au plan des tiges, et n'ont d'autre effet que d'exercer sur l'arbre un couple de torsion.

En 1845, Werner et Wilhelm Siemens ont remarqué que la force d'inertie tangen-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

tielle peut fournir le principe d'un mode différent de régularisation, que M. Stodola, dans une étude publiée en 1899 par le *Journal de l'Union des Ingénieurs allemands*, appelle le *principe de Siemens*. Voici le dispositif qu'ils ont proposé.

L'arbre A (fig. 2) tourne avec une vitesse proportionnelle à celle de l'arbre moteur. Un train différentiel, formé des roues coniques B, C, D, le relie à l'arbre K, placé en prolongement de A et muni du volant J. La roue intermédiaire C est montée sur un arbre transversal E, qui peut tourner par rapport à l'arbre A, et qui est fixé à un moyeu portant le secteur denté F, engrenant avec une roue G. Celle-ci, par l'intermédiaire d'un arbre H, commande l'admission de vapeur. La résistance que ce mécanisme oppose au déplacement de l'arbre E est supposée supérieure à la force d'entraînement qu'exercent sur cet arbre, à l'état de régime, les roues B et D agissant sur la roue C. Dès lors, E demeure immobile, et il en résulte que l'arbre K tourne avec une vitesse égale et contraire à celle de l'arbre A. Quand le régime vient à être troublé par suite d'une variation du travail moteur ou du travail résistant, l'arbre A éprouve une accélération qui tend à se transmettre à K. Mais alors intervient l'inertie tangentielle du volant. Si cette inertie est suffisante, la résistance du mécanisme commandé par H se trouve vaincue; l'arbre E se met en mouvement et déplace le secteur denté; celui-ci, à son tour, fait tourner la roue G, et l'admission est modifiée dans le sens convenable.

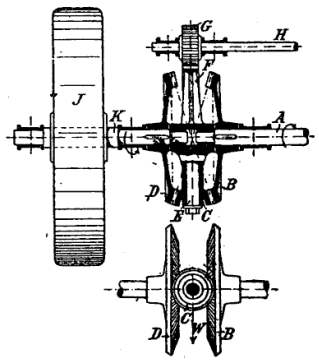


Fig. 2.
Régulateur *Werner-Siemens*.

Il importe de bien voir à quel point ce principe diffère de celui de Watt. A la suite d'une perturbation de régime, la force centrifuge varie d'une façon continue, et avec d'autant plus de lenteur que la masse du volant est plus grande. Il faut donc un temps plus ou moins long, mais toujours très notable, pour que la variation de cette force devienne capable de vaincre la résistance du mécanisme. Mais quelle que soit la masse du volant, quelle que soit la résistance à vaincre, on est assuré que les écarts de vitesse ne pourront dépasser des limites parfaitement déterminées sans mettre en mouvement le manchon du régulateur, et, par conséquent, sans corriger l'admission. Avec le principe de Siemens, toute variation de régime développe *instantanément* l'effort de régularisation avec son maximum d'intensité. Nous pouvons aisément évaluer cette intensité. Soit A le moment d'inertie du volant principal de la machine (calculé en tenant compte de toutes les masses en mouvement ramenées au volant). Soit a le moment d'inertie du volant J. Si l'axe transversal E est maintenu immobile, et si l'on néglige la résistance propre de la roue intermédiaire C, celle-ci exerce une pression égale sur les roues B et D. Appelons m le moment de cette pression par rapport à chacun des arbres A et J. Appelons, d'autre part, M le moment qui tend à accélérer la vitesse de l'arbre A et γ l'accélération angulaire due à M. L'arbre E étant supposé immobile, l'arbre K possède la même accélération γ. On a donc les deux relations :

$$A\gamma = M - m$$
$$a\gamma = m,$$

d'où :

$$\gamma = \frac{M}{A + a}$$

et

$$m = \frac{a}{A + a} M$$

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Le moment qui tend à dévier l'axe transversal E est évidemment $2m$; sa valeur est proportionnelle à celle du moment perturbateur M. Il semblerait donc permis d'espérer que chaque perturbation de régime va se trouver immédiatement corrigée sans laisser à la vitesse le temps d'éprouver une variation appéciable. Malheureusement il faut tenir compte des résistances passives. Soit R la résistance du mécanisme de régularisation. L'appareil ne fonctionne que pour les valeurs de $2m$ supérieures à R, et, par conséquent, pour les valeurs de M supérieures à $\frac{(A + a)\,R}{2a}$. Toute perturbation qui ne remplit pas cette condition laisse le régulateur insensible. On peut dire encore que rien ne vient contrarier la variation de vitesse tant que l'accélération γ ne dépasse pas $\frac{R}{2a}$. Le principe de Siemens ne limite donc aucunement la grandeur des écarts de vitesse, il ne limite que la rapidité de ces écarts. On en conclut que le principe de Siemens ne suffit pas à lui seul pour donner une bonne régularisation. La vraie solution consiste à le combiner, dans une juste mesure, avec le principe de Watt.

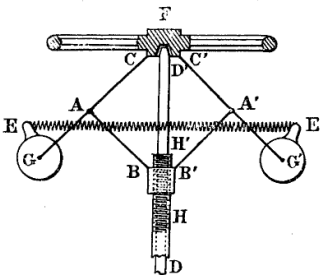


Fig. 3. — Régulateur *Foucault*.

L'idée de faire concourir l'inertie tangentielle avec la force centrifuge pour obtenir une action plus prompte a été jadis appliquée en France par Foucault, dans un appareil que M. Worms de Romilly a décrit et étudié (*Annales des Mines*, 1872). Les tiges portant les boules GG′ sont suspendues à un volant horizontal F (fig. 3) et le manchon B forme écrou sur un pas de vis HH′, porté par la tige de réglage de la valve. Cette tige est creuse et concentrique à l'axe DD′ du régulateur, le long duquel elle peut glisser sans tourner relativement à lui. Quand l'inertie tangentielle du volant F est mise en jeu, le plan des tiges prend, par rapport à l'axe DD′, une déviation qui fait monter ou descendre la tige de réglage à l'intérieur du manchon. M. Worms de Romilly constate que Foucault avait été fort gêné par la périodicité des oscillations de vitesse dues à ce régulateurs, et qu'il avait surmonté cette difficulté en donnant une forme spéciale à la valve d'admission, mais que la mort l'empêcha de mettre son œuvre complètement au point.

En 1871, Raffard prit un brevet pour un régulateur à double action, centrifuge et tangentielle, dont un modèle est déposé au Conservatoire des Arts et Métiers. L'idée de l'inventeur consiste à rendre les boules mobiles dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation et à guider le mouvement de chaque boule dans ce plan en l'attachant à un bras articulé autour d'une charnière placée à une certaine distance de l'axe. Suivant que la ligne allant de la charnière au centre de la boule se trouve, dans sa position moyenne, perpendiculaire au rayon joignant l'axe au centre de la boule ou confondue avec ce rayon, la boule est influencée presque uniquement par la force centrifuge ou par la force d'inertie tangentielle. En adoptant une position intermédiaire entre ces deux-là, on peut, en quelque sorte, doser à volonté la part des deux forces.

La figure 4 montre une perspective du régulateur Raffard. Les boules m et m' sont portées par les bras coudés g et g', mobiles autour des charnières o et o'. Les bras sont conjugués par les bielles h et h' qui assurent leur parallélisme et éliminent en même temps l'action de la pesanteur. Un levier coudé j, relié au bras g par une articulation sphérique, transmet le mouvement des boules à la tige k, placée à l'intérieur de l'arbre du régulateur, et celle-ci, au moyen d'un levier l, fait tourner la tige t, qui commande la valve de réglage. La tige k est formée de deux pièces bout à bout, dont une seule participe à la rotation du régulateur. La tension d'un ressort r, réglable par le boulon u, détermine

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

la vitesse de régime. Ce ressort tire sur le levier l par l'intermédiaire d'une chaînette appliquée sur la came n. Une vis s permet de changer la position de la came en vue de modifier, en cas de besoin, le degré de stabilité du régulateur.

Proposons-nous de déterminer par le calcul les actions comparées de la force centrifuge et de la force d'inertie tangentielle dans un régulateur disposé comme celui de Raffard. A cet effet, imaginons d'abord qu'il s'agisse d'un disque plat, de contour d'ailleurs quelconque, susceptible de pivoter autour d'un point C de son plan (fig. 5). Joignons le point C à un autre point O du plan. Appelons a la longueur OC et supposons que OC soit assujetti à tourner autour de O avec une vitesse angulaire ω. Les mouvements du disque autour de C peuvent être étudiés comme si OC était fixe, à condition

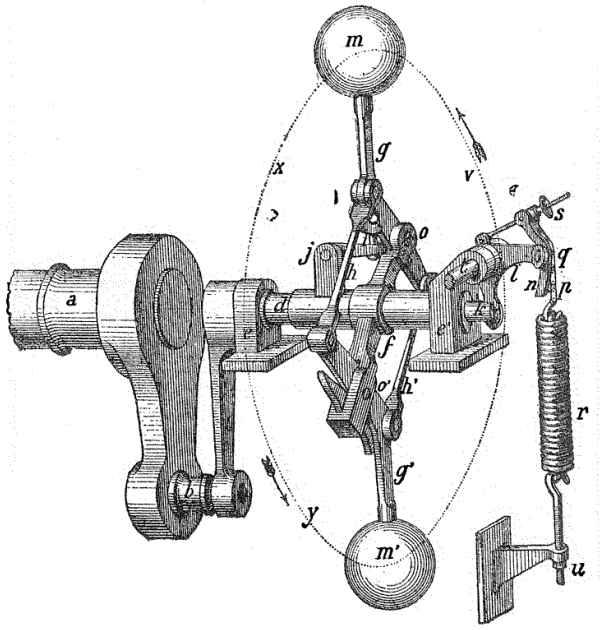


Fig. 4. — Régulateur *Raffard*.

de joindre aux forces réellement appliquées en chaque point M trois forces apparentes qui sont : la force centrifuge, la force d'inertie tangentielle et la force centrifuge composée. Cette dernière, par définition, est toujours perpendiculaire à la vitesse relative. Comme ici le mouvement relatif est une rotation autour de C, la force centrifuge composée est dirigée suivant OC. Son moment par rapport à C est donc nul, et il n'y aurait lieu d'en tenir compte que si l'on voulait évaluer la réaction du pivot C. La force centrifuge proprement dite est dirigée suivant le prolongement de OM. Sa valeur est $m\omega^2\rho$, en désignant par m l'élément de masse existant au point M et par ρ la distance om. Son moment par rapport à C est $m\omega^2\rho \times a \sin\theta$, expression dans laquelle θ représente l'angle MOC. Reste la force d'inertie tangentielle, perpendiculaire à OM et égale à $m\rho \dfrac{d\omega}{dt}$. Le moment de cette force par rapport à C est $m\rho \dfrac{d\omega}{dt}(\rho - a\cos\theta)$. Posons maintenant $MC = r$, et soit φ l'angle de CM avec le prolongement de OC. Nous avons : $\rho \sin\theta = r \sin\varphi$, et $\rho\cos\theta = a + r\cos\varphi$. D'après cela, la somme des moments des forces apparentes appli-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

quées en M est, par rapport à C : $m\omega^2 ar \sin\varphi + m\frac{d\omega}{dt}(r^2 + ar\cos\varphi)$, et pour l'ensemble du disque, il vient, en appelant L le moment résultant :

$$L = a\omega^2 \Sigma mr \sin\varphi + \frac{d\omega}{dt}(\Sigma mr^2 + a\Sigma mr\cos\varphi).$$

Soit M la masse totale, soient R et Φ les coordonnées polaires du centre de gravité du disque par rapport à C (l'axe polaire étant OC); soit K le rayon de gyration. On a :

$$\Sigma mr\sin\varphi = MR\sin\Phi$$
$$\Sigma mr\cos\varphi = MR\cos\Phi$$
$$\Sigma mr^2 = MK^2$$

Donc :

$$L = M\omega^2 aR\sin\Phi + M\frac{d\omega}{dt}(K^2 + aR\cos\Phi)$$

Tel est le moment qui, pour une position donnée du disque, tend à faire pivoter celui-ci autour de C.

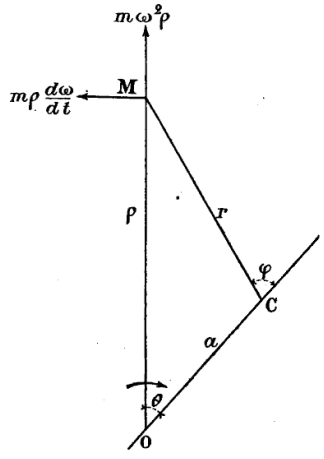


Fig. 5.

Le premier terme du second membre représente le moment dû à la force centrifuge; le second terme donne le moment dû à la force d'inertie tangentielle. A l'état de régime, $\frac{d\omega}{dt}$ est nul. Si l'on désigne par ω_0 la vitesse moyenne de régime et par Φ_0 la valeur correspondante de Φ, le moment se réduit à $M\omega_0^2 aR\sin\Phi_0$; il doit être équilibré par l'action d'un ressort approprié. Quand $\sin\Phi_0$ est nul, l'appareil fonctionne presque exclusivement sous l'action de la force tangentielle. Quand, au contraire, c'est l'expression $K^2 + aR\cos\Phi_0$ qui est nulle ou négligeable, la force centrifuge agit à peu près seule.

Au lieu d'un disque plat, on peut avoir un corps de forme quelconque; le même calcul demeure applicable pourvu qu'il y ait symétrie par rapport à un plan perpendiculaire à l'axe de rotation. Dans le cas particulier d'un corps dont le centre de gravité coïncide avec le centre C de pivotement, on a $R = o$, et le moment L se réduit à $MK^2\frac{d\omega}{dt}$; il est indépendant de la force centrifuge et de la distance du centre C à l'axe du volant.

Au lieu d'une seule masse, il peut y en avoir deux, mobiles autour de deux pivots distincts, et réunies par des bielles de manière à former un système à liaisons complètes. Si l'axe de rotation n'est pas vertical, il est utile, pour éliminer l'action de la pesanteur, que le centre de gravité de l'ensemble ne puisse s'écarter de cet axe. Cependant, quand la rotation est très rapide, l'action de la pesanteur devient négligeable en présence de celle de la force centrifuge. Pour faire la théorie d'un pareil système, on calcule d'abord les moments résultant des forces apparentes par rapport à chacun des deux pivots, en supposant les deux masses séparées l'une de l'autre, puis, par le théorème des travaux virtuels, on détermine sans peine le moment supplémentaire qu'il faudrait appliquer à l'une des masses pour remplacer l'effort que l'autre masse lui transmet par l'intermédiaire des liaisons.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

D'après un article publié par le professeur Carpentier, en 1898, dans le *Power* de New-York, un brevet pris en juin 1839 par J. D. Custer présenterait déjà l'application de l'inertie tangentielle à la construction d'un véritable régulateur volant servant, comme ceux qu'on construit de nos jours, à manœuvrer directement l'excentrique de distribution. L'appareil était évidemment peu pratique, trop compliqué et établi de manière à annihiler presque entièrement la force centrifuge; il ne pouvait donner des

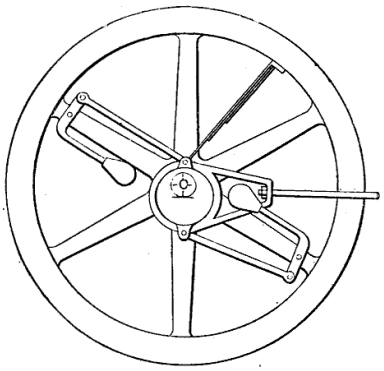


Fig. 6. — Régulateur *Custer* (1839).

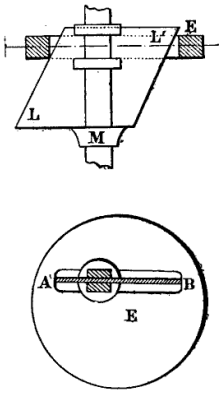


Fig. 7. — Régulateur *Robey et Richardson*.

résultats satisfaisants. On doit néanmoins s'étonner de voir apparaître à une époque aussi lointaine le germe d'une invention destinée à prendre, un demi-siècle plus tard, un brillant développement. La figure 6 représente le régulateur Custer.

Dans le régulateur breveté en 1869, en Angleterre, par Robey et Richardson, on voit

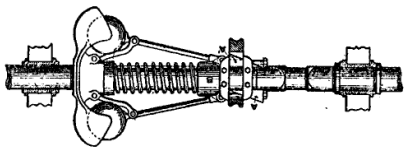


Fig. 8. — Régulateur *Robey et Richardson* (1869).

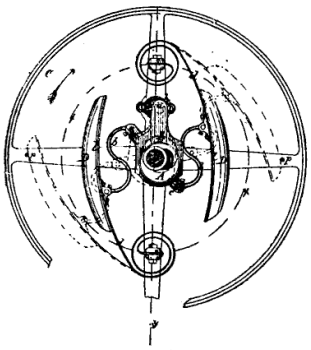


Fig. 9. — Régulateur *Woodbury* (1870).

reparaître la manœuvre directe de l'excentrique. La figure 7 fait comprendre le principe de l'appareil. L'excentrique E présente une fente rectangulaire AB, qui embrasse une partie équarrie de l'arbre, et permet ainsi le déplacement transversal de cet excentrique. Le manchon M porte une lame LL', en forme de parallélogramme. Quand cette lame monte ou descend avec le manchon, ses bords obliques appuient contre les petits côtés du rectangle AB, et provoquent ainsi le déplacement de l'excentrique. Malheureusement, le frottement de la lame contre les bords de la rainure rend le fonctionnement assez défectueux. La figure 8 donne une vue d'ensemble du régulateur dont il s'agit.

En 1870, l'Américain Woodbury fit breveter un régulateur dans le volant (fig. 9),

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

présentant l'ensemble des dispositions qui caractérisent aujourd'hui les régulateurs américains : masses mobiles dans un plan perpendiculaire à l'axe, rappelées par des ressorts et manœuvrant directement l'excentrique. Les ressorts étaient spiraux et portaient eux-mêmes les masses mobiles. Cet appareil ne semble pas avoir été mis en pratique.

Bientôt après, MM. Hartnell et Guthrie imaginèrent, en Angleterre, un régulateur qui fut appliqué en 1872 sur une machine figurant à l'exposition de Cardiff.

Nous empruntons à M. Hartnell lui-même (communication faite en 1882, à l'*Institution of mechanical Engineers*) la description de son appareil (fig. 10).

Les boules B, B sont portées par des leviers oscillants autour des centres C, C. Ces leviers sont réunis au moyen d'une barre DD sur laquelle agit le ressort E. L'excentrique F est relié à un support G qui peut osciller autour du centre H. Sur l'un des leviers portant les boules est calé un bras K, mobile autour du même centre C, et terminé par une pièce I, en forme d'arc de cercle, qu'on appelle le quadrant. Celui-ci sert de guide à un étrier J porté par l'excentrique. Le quadrant a son centre à une petite distance du point C, de telle façon, qu'en tournant autour de C, il oblige l'excentrique à tourner autour de H ; mais l'effet inverse est impossible parce que la rotation de F autour de H déplacerait J presque perpendiculairement au quadrant, ce qui donne lieu à un arcboutement.

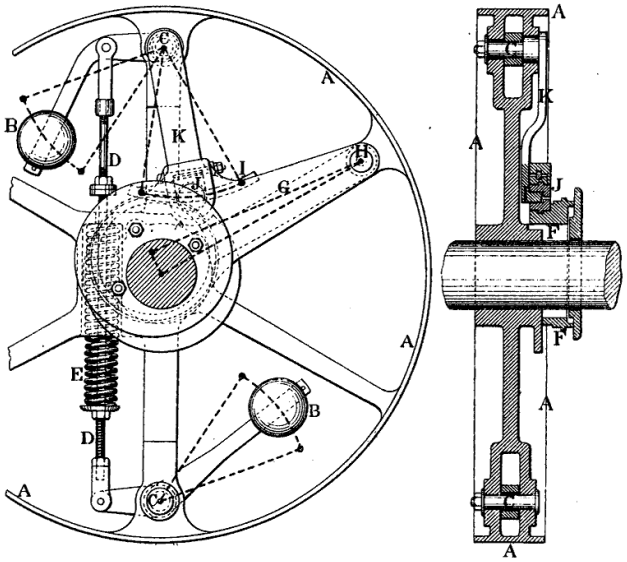


Fig. 10. — Régulateur *Hartnell et Guthrie* (1872).

Le fonctionnement est facile à comprendre : quand les boules s'écartent sous l'action de la force centrifuge, elles compriment le ressort antagoniste E et font tourner le quadrant. Celui-ci, à son tour, fait tourner la pièce G autour de H, ce qui diminue l'excentricité et réduit, par conséquent, la course du tiroir. La résistance du tiroir tend alternativement à faire osciller la pièce G dans un sens ou dans l'autre ; mais cet effort, d'après ce qui vient d'être dit, ne se transmet pas au régulateur ; il est supporté uniquement par le volant. Pour réduire autant que possible la course de l'excentrique, on le fait agir sur un tiroir auxiliaire à persiennes, placé sur le dos du tiroir principal.

Pour les petites machines de 8 à 10 chevaux au maximum, M. Hartnell préfère, dans

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

un but de simplicité, n'employer qu'un seul tiroir. Le régulateur est logé dans une boîte de 45 centimètres de diamètre ; il est établi de façon à utiliser tout l'espace disponible. La figure 11 correspond à l'écartement maximum des masses, et la figure 11 *bis*, à l'écartement minimum. B_1B sont les masses; C, C leurs axes d'oscillation; D la barre d'accouplement; E, E les ressorts, au nombre de deux; F, l'excentrique, porté par la pièce G qui peut osciller autour de l'axe H; I, le quadrant porté par le bras K. Ce quadrant est fixé à F, une des masses B (celle qui occupe la partie supérieure des figures), par deux points d'attache L et E. Quand les masses se déplacent, le quadrant fait marcher, comme dans le cas précédent, l'étrier J, ce qui oblige la pièce G et l'excentrique F à osciller autour de H.

L'appareil est disposé de façon qu'on puisse, au repos, renverser le sens de la marche. A cet effet, on desserre une vis placée en N, et l'on fait tourner le quadrant autour du second point d'attache L, jusqu'à ce que la vis N occupe l'autre extrémité de la rainure *k*, visible sur la figure 11, puis on resserre la vis N. Cette opération très simple a pour effet de changer le sens de l'angle de calage de l'excentrique.

M. Hartnell indique encore une troisième forme d'appareil (fig. 12), basée toujours sur les mêmes principes, mais destinée à rendre la construction plus économique. L'excentrique est directement porté par la barre d'accouplement, et le quadrant est supprimé. L'inconvénient est que les masses ne sont plus aussi complètement soustraites aux réactions provenant du tiroir ; aussi cette combinaison ne fonctionne-t-elle bien qu'avec un arbre tournant à grande vitesse, de manière à développer des forces centrifuges de grande intensité.

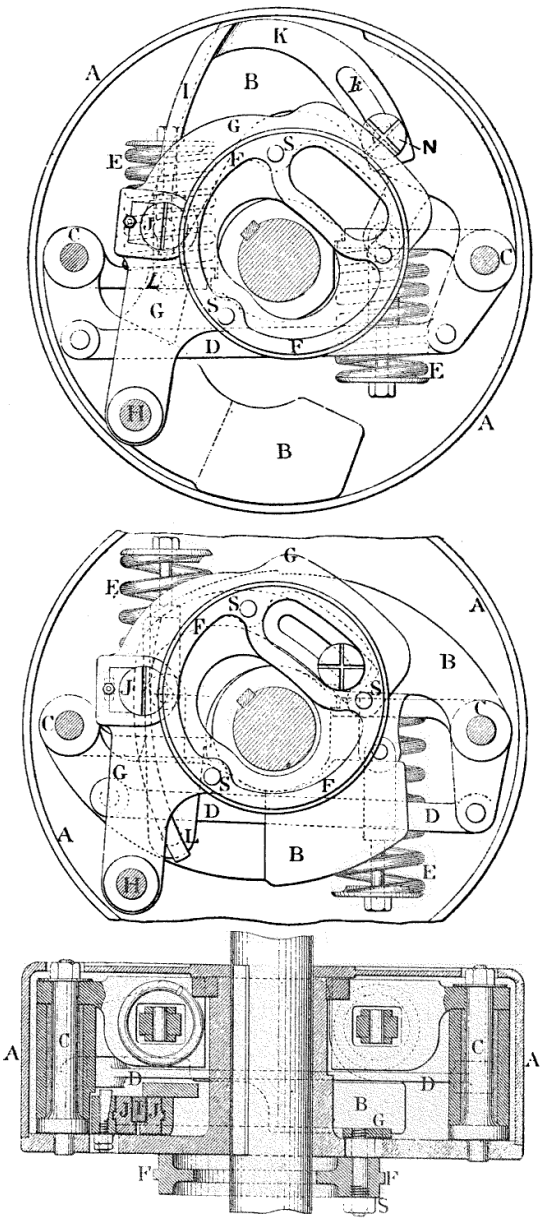


Fig. 11, 11 *bis*, 11 *ter*. — Régulateur *Hartnell*.

La maison Westinghouse a simplifié plus tard, d'une autre manière, le régulateur

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Hartnell. L'excentrique est porté par une barre suspendue à la périphérie du volant, et actionnée directement par les masses centrifuges que rappellent deux ressorts en hélices.

Pour compléter cet historique, nous devons dire encore qu'en 1872 M. Hoadley,

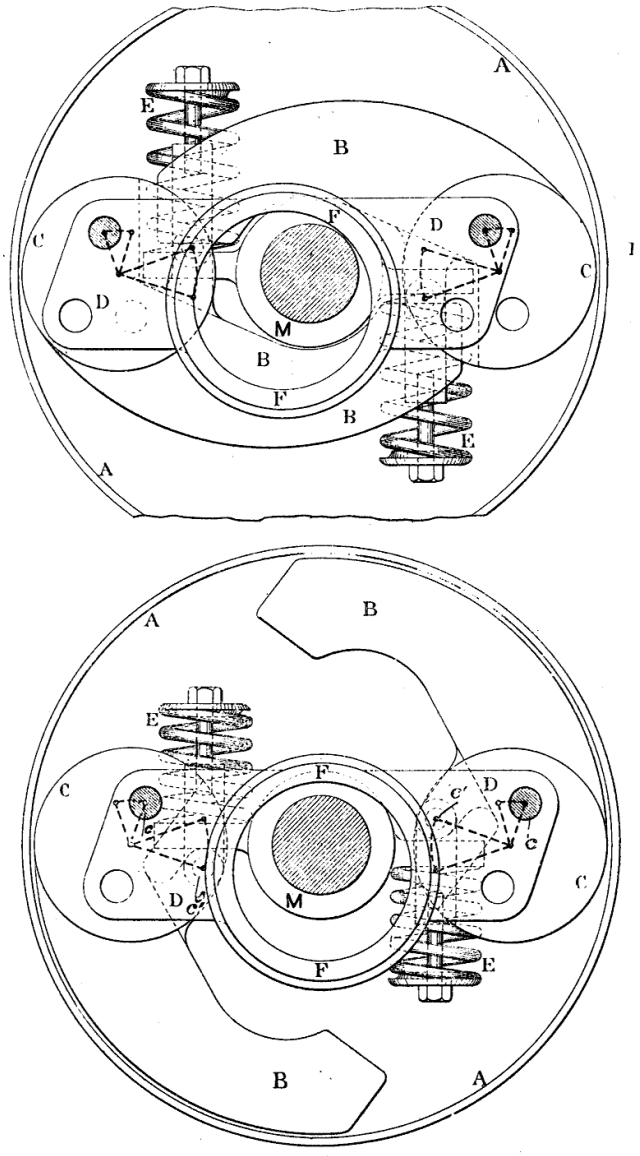


Fig. 12. — Régulateur *Hartnell* simplifié.

aidé de M. Sims, qui, plus tard, devrait collaborer à l'invention du régulateur Armington et Sims, construisit une machine pourvue d'un régulateur-volant, machine qui est devenue la propriété du Laboratoire de mécanique de l'Université Columbia à New-York.

A peu près à la même époque, la Compagnie américaine Buckeye commençait de

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

son côté l'établissement d'un appareil semblable. Après quelques tâtonnements, cette compagnie adopta définitivement, en 1876, un type très simple, dans lequel l'excentrique, sous l'action des masses centrifuges, tourne autour de l'axe du volant: c'est-à-dire qu'on change l'angle de calage sans modifier l'excentricité. Aucune précaution particulière n'est prise pour éviter la réaction du tiroir sur le régulateur. Nous reviendrons un peu plus loin sur ce point. La détente est à double tiroir : un tiroir principal de distribution, conduit par un excentrique calé sur l'arbre, et un tiroir auxiliaire, conduit par l'excentrique variable. La tige du tiroir auxiliaire passe à l'intérieur de celle du tiroir principal.

Citons aussi le régulateur un peu plus récent de Grist, décrit dans l'*American Machinist* de 1883, dans lequel, au contraire, on agit sur l'excentricité sans modifier sensiblement l'angle de calage. Ainsi que le montre la figure 13, il n'y a qu'un seul ressort à lames flexibles.

Ces quelques exemples suffisent déjà pour faire saisir la variété des solutions auxquelles on peut être conduit.

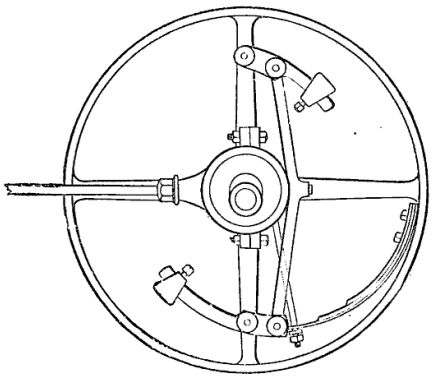


Fig. 13. — Régulateur *Grist*.

Ce qu'il y a, en somme, de particulièrement intéressant à considérer, c'est la loi de déplacement de la poulie d'excentrique, et nous devons insister un peu sur ce point.

Considérons l'excentrique à l'instant où le piston moteur est à l'une des extrémités de sa course. Deux éléments caractérisent sa position, savoir : la distance r de son centre de figure c à son centre de rotation o, et l'angle ρ formé par la droite oc avec la barre d'excentrique. Nous supposons d'ailleurs que cette barre puisse être considérée comme infinie, et que sa direction coïncide par conséquent avec celle de la tige du tiroir à laquelle elle est articulée. L'avance à l'admission dépend uniquement de la projection $r \cos \varphi$ de la ligne oc sur la direction ds la barre. On sait qu'il est utile de maintenir constante la grandeur de cette avance. Un appareil qui, comme le régulateur Buckeye, modifie l'angle de calage φ sans agir en même temps sur l'excentricité r, donne nécessairement une avance variable. Il en est de même pour les régulateurs tels que celui de Grist, dans lesquels on fait varier l'excentricité r en conservant l'angle de calage. Avec le dispositif Hartnell, on peut arriver à un résultat plus satisfaisant: car, dans le mouvement de réglage, la poulie d'excentrique oscille autour d'un centre assez éloigné pour que son déplacement puisse être considéré comme rectiligne, et si l'on a soin de placer ce centre de telle manière qu'il se trouve sur le prolongement de la barre d'excentrique au moment où le piston arrive à fin de course, on est assuré que la quantité $r \cos \varphi$ ne pourra éprouver que de très faibles variations.

Une autre solution propre à donner une avance linéaire à peu près constante a été réalisée dans le régulateur *Armington et Sims :* elle consiste à employer deux poulies d'excentriques à rotations inverses. Sur l'arbre o du volant, est montée follement une première poulie de centre c' (fig. 14). Une seconde poulie, de centre C, forme collier par rapport à la première et porte à son tour le collier D, prolongé par la barre d'excentrique E. Deux bielles AB, A'B', attachées en deux points A et A' des poulies C et C', s'articulent en B et B' à l'une des masses susceptible de tourner, sous l'action de la force centrifuge, autour d'un point F du volant. Cette masse est rappelée, à la manière

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

ordinaire, par un ressort non figuré. Elle peut en outre être conjuguée par une barre quelconque avec une autre masse.

Imaginons que la figure corresponde à un fond de course du piston, et, qu'à ce moment, les quatre points O, C, A, A′ se trouvent (pour l'état moyen de régime) sur une même parallèle à la tige du tiroir. On veut que, pour une légère rotation ρ du système FBB′ autour de F, le point C éprouve un déplacement perpendiculaire à la droite AA′, de manière à ne pas modifier l'avance linéaire à l'admission. Ce résultat sera obtenu si le mouvement élémentaire de la poulie qui a pour centre C se réduit à une translation perpendiculaire à AA. Or, ce mouvement résulte de deux rotations effectuées autour de O et de C′. Pour que l'ensemble de ces rotations produisent une translation perpendiculaire à la ligne des centres, il faut et il suffit, comme l'on sait, qu'elles soient égales et de signes contraires. Soit φ leur valeur commune. Admettons, pour fixer les idées, que la rotation autour de O s'effectue dans le sens du mouvement des aiguilles d'une montre. Elle abaisse le point A d'une longueur $OA \times \varphi$ et elle élève le point B

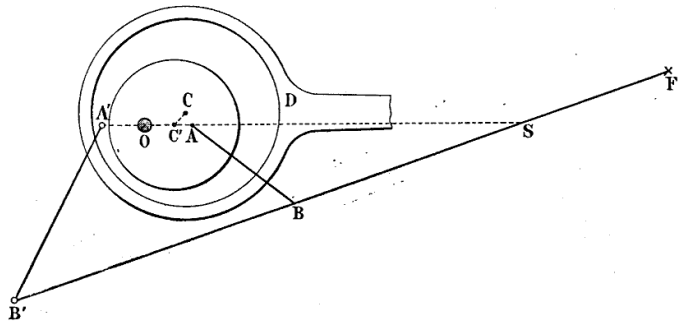


Fig. 14. — Dispositif *Armington et Sims*.

d'une longueur $O A' \times \varphi$. La rotation contraire autour de C′ abaisse B d'une longueur $C'A' \times \varphi$, sans déplacer A. Le mouvement définitif de A′ est donc un abaissement égal à $OC' \times \varphi$, et le rapport des vitesses de A et A′ doit être par suite $\frac{OA}{OC'}$. D'autre part, si l'on prolonge la ligne AA′ jusqu'à sa rencontre en S avec la ligne BF, on reconnaît sans peine, en appliquant la théorie des centres instantanés de rotation, que le rapport des vitesses imprimées aux pointes A, A′ par une rotation de BF autour de G a pour valeur :

$$\frac{FB \times AS \times B'S}{FB' \times A'S \times BS}$$

On est ainsi conduit à la relation :

$$\frac{FB \times AS}{FB' \times A'S} = \frac{OA \times BS}{OC' \times BS'}.$$

Telle est la condition nécessaire et suffisante pour qu'un déplacement élémentaire des masses centrifuges, à partir de l'état de régime, n'altère pas l'avance à l'admission.

On peut encore réaliser la constance de l'avance linéaire en dirigeant le déplacement de la poulie d'excentrique au moyen de guides convenables. Tel est le principe du régulateur français de Lecouteux et Garnier. Trois masses symétriquement disposées en trois points de la jante du volant, et pourvues chacune d'un ressort analogue à un res-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

sort de voiture, agissent sur trois barres attachées en trois points de la poulie. Celle-ci présente un œil allongé formant glissière sur une partie méplate de l'arbre. On est assuré de cette manière que l'excentrique ne peut prendre, par rapport au volant, qu'un mouvement de translation; mais il est à craindre que les frottements ne nuisent au bon fonctionnement de l'appareil.

Un point important dans la construction des régulateurs-volants concerne les précautions à prendre pour éviter que les efforts venant du tiroir et de sa tige ne modifient périodiquement la position de l'excentrique. Nous avons déjà vu en quoi consiste le dispositif imaginé à cet effet par MM. Hartnell et Guthrie.

Pour les régulateurs tels que celui de Buckeye, dans lesquels l'excentrique tourne autour de l'axe du volant, l'influence perturbatrice du tiroir n'est guère à craindre. Considérons en effet une poulie d'excentrique de rayon R, ayant pour centre de figure le point C (fig. 14 *bis*), et mobile autour de l'axe O du volant. Si le collier exerce une pression P sur le contour, cette pression, en raison du jeu existant nécessairement entre les deux pièces, peut être regardée comme appliquée en un point unique A. Supposons que l'effort ainsi exercé déplace la poulie et la fasse tourner dans le sens indiqué par la flèche.

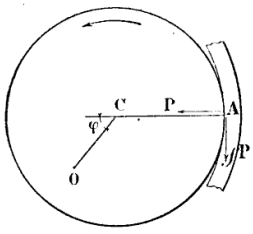


Fig. 14 *bis*.

Il y aura glissement relatif en A, et ce glissement développera une réaction tangentielle fP (f étant le coefficient de frottement), réaction opposée au mouvement. Pour que celui-ci soit impossible. Il suffit que le moment de fP par rapport à O soit supérieur à celui de P, ce qui conduit à l'inégalité :

$$f\mathrm{P}\,(a\cos\varphi + \mathrm{R}) > \mathrm{P}\,a\sin\varphi$$

dans laquelle a désigne la distance OC et φ le supplément de l'angle COA. On tire de là :

$$f > \frac{a\sin\varphi}{a\cos\varphi + \mathrm{R}}$$

Cette inégalité sera vérifiée quel que soit φ, pourvu que f soit supérieur à $\frac{a}{\sqrt{\mathrm{R}^2 - a^2}}$.

On peut en conclure qu'un excentrique dont l'excentricité est inférieure au sinus de l'angle de frottement ne peut être déplacé par la pression de son collier. Lorsque l'excentrique est mobile autour d'un point éloigné, comme dans le régulateur Harnell-Guthrie, la même impossibilité n'existe pas, et c'est ce qui justifie l'emploi du *quadrant* précédemment décrit. Il en est de même pour les régulateurs à guidage rectiligne, tels que celui de Lecouteux et Garnier. On peut, en pareil cas, atténuer, sinon supprimer, les oscillations de la poulie d'excentrique sous l'action du tiroir, en se bornant à adopter un frein à huile. L'action du frein est d'autant plus efficace que l'arbre tourne avec une plus grande vitesse, parce que les mouvements alternatifs du tiroir se succèdent alors à très brève période. D'ailleurs la grandeur de la vitesse de rotation permet d'employer des ressorts très raides, et peu sensibles, par conséquent, à l'action du tiroir.

Nous terminerons le présent chapitre en décrivant rapidement quelques-uns des nombreux régulateurs-volants imaginés dans ces dernières années. Nous suivrons à peu près l'ordre chronologique d'apparition, et nous nous bornerons aux inventions postérieures à 1888.

Régulateur Sweet. — Le régulateur Sweet fonctionnait à l'Exposition de 1889, appliqué à la machine dite *Straight Line Engine*. Ainsi que le montre la figure 15, il y a une

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

seule masse M et un seul ressort R. Le poids de la masse M est équilibré par celui des leviers qu'elle commande. L'excentrique est mobile autour du pivot P.

Régulateur Berger Noël (1889). — L'unique masse mobile M (fig. 16), en s'écartant du volant par l'effet de la force centrifuge, fait osciller un secteur denté qui communique un mouvement de rotation à une roue dentée concentrique au volant. Cette roue est folle sur l'arbre, et elle porte un excentrique intermédiaire dont on va voir le rôle. Le collier dudit excentrique est muni d'un bras dont l'extrémité B est reliée par un pivot avec un bras tout pareil appartenant à la poulie de l'excentrique de distribution. Enfin l'excentrique de distribution porte un second bras, dont l'extrémité C est articulée en un point du volant renfermant tout le système.

L'excentrique de distribution ne peut prendre, par rapport au volant, d'autre mouvement qu'une rotation autour de C, mouvement qui équivaut à une variation de l'excentricité sans changement sensible de l'angle de calage. Ce mouvement est commandé par la position de B, déterminée par celle de la masse centrifuge. L'excentrique de distribution ne pourrait déplacer la masse centrifuge qu'en faisant tourner l'excentrique auxiliaire par l'entremise de son collier; mais une pareille action est d'autant moins à craindre ici que les deux bras pivotés en B et C sont à peu près à angle droit, et que, par conséquent, la rotation de l'excentrique de distribution autour de C tend à déplacer l'extrémité B suivant un rayon du volant, déplacement évidemment impossible.

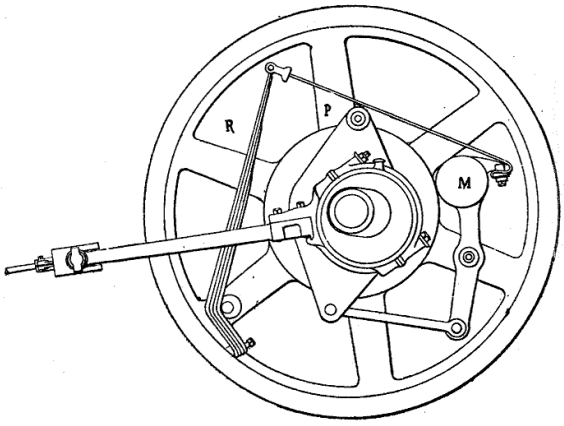


Fig. 15. — Régulateur *Sweet.*

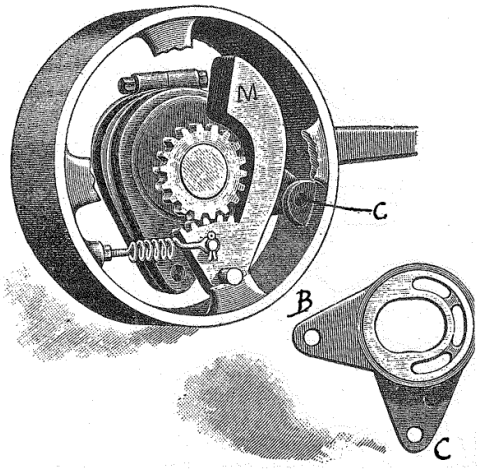


Fig. 16. — Régulateur *Berger Noël.*

Régulateur Green (1892). — L'excentrique est porté par une pièce A (fig. 17) qui peut tourner autour de l'axe du volant, et qui est équilibrée par un contrepoids C. Les masses centrifuges G G agissent sur la pièce A par l'intermédiaire de deux courtes bielles O O. A l'état de repos, ces bielles sont sensiblement dans le prolongement des tiges H portant les masses G.

Dans cette position, il faut un grand déplacement des masses G pour produire un déplacement appréciable de l'excentrique. Au contraire, quand les masses sont très écartées du centre, l'excentrique devient très sensible à leurs déplacements. Cette disposition a pour objet, d'après l'inventeur, d'obtenir une régulation également rapide dans toutes les positions, tout en assurant une stabilité suffisante. Les ressorts sont attachés

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

au volant de telle manière que leurs extrémités M puissent être déplacées le long de la

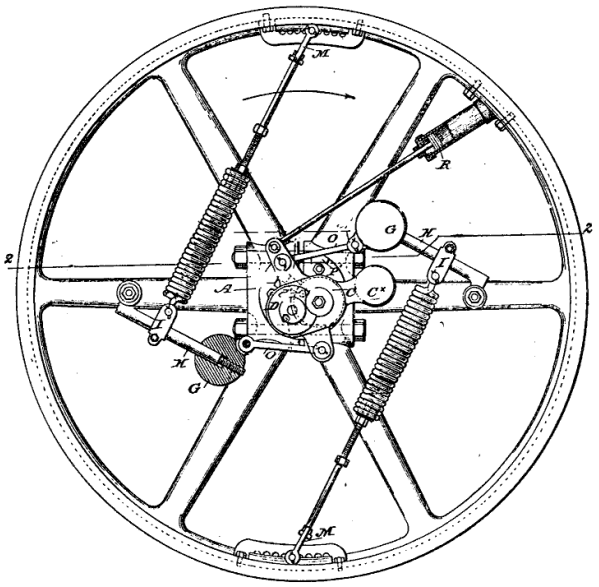


Fig. 17. — Régulateur *Green* (1).

jante en vue de changer au besoin leur obliquité pour compenser leurs variations d'élasticité. L'appareil est pourvu d'un frein à air R.

Régulateur Manifold (1892). — L'excentrique comprend trois parties : le collier H (fig. 18) portant, comme d'habitude, la bielle de distribution I; l'excentrique proprement dit C, muni d'un bras J, dont l'extrémité est articulée, a une douille L pouvant glisser le long d'un guide K implanté radialement sur le contour du volant; enfin un disque D, monté excentriquement sur l'arbre, autour duquel il peut tourner. Le disque D est solidaire d'une pièce E à laquelle s'attachent, en deux points diamétralement opposés *a a*, les extrémités de deux tiges portant les masses F_1 F_2. Ces tiges peuvent glisser longitudinalement dans deux tubes creux M_1 M_2, articulés au volant; sous l'action de la force centrifuge, les masses s'écartent en faisant glisser leurs tiges et donnent à la pièce E une rotation qui comprime un ressort spiral N. Le disque D tourne avec E et change ainsi le calage de l'excentrique. Une roue à rochets, maintenue par le doigt Q, permet de régler à volonté la tension initiale du ressort spiral. Les cylindres M_1 et M_2 servent au besoin de frein à air.

Régulateur Mac Ewen (1892) (2). — Dans ce système, il y a un double jeu de masses : la masse A (fig. 19) agit principalement sous l'action de la force centrifuge, tandis que la barre B, mobile autour du pivot P, est disposée de façon à obéir surtout à la force d'inertie tangentielle. Sur cette barre se trouve le pivot G, qui commande les mouvements du tiroir; la distance de ce pivot à l'axe de rotation joue ainsi le rôle de l'excentricité d'un excentrique ordinaire. Il y a un frein à air E. Les déplacements de la barre B sont limités dans chaque sens par des taquets placés sur la jante du volant. D'après

(1) *Bulletin de la Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale*, août 1894, p. 549.
(2) *Bulletin de la Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale*, août 1894, p. 551.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

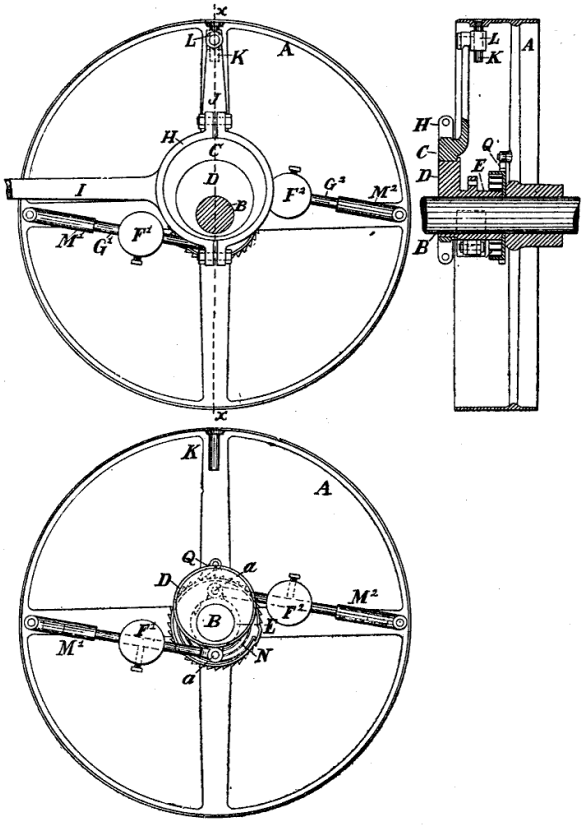


Fig. 18. — Régulateur *Manifold*.

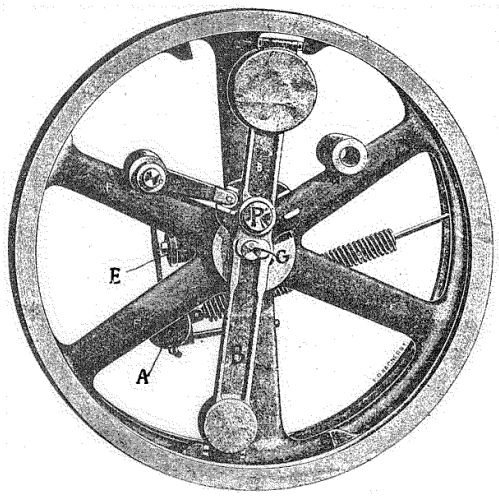


Fig. 19. — Régulateur *Mac Ewen*.

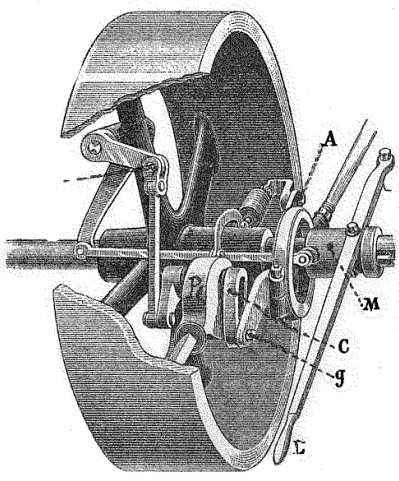


Fig. 20 — Régulateur *Kelley*.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

l'« Electrical world », on a constaté qu'une machine pourvue de ce régulateur et marchant à 200 tours par minute, avec un volant de 600 kilogrammes ayant $1^m,35$ de diamètre, ne donnait pas une variation de vitesse d'un tour quand on faisait varier le travail de 0 à 217 chevaux. On a même constaté qu'on pouvait disposer le régulateur de manière à avoir une plus grande vitesse à pleine charge qu'en marchant à vide, et cela sans aucune tendance à l'apparition d'oscillation de vitesse.

Régulateur Kelley (*1894*). — La masse P (fig 20) est mobile sur un guide rectiligne dirigé suivant un rayon du volant, et elle est retenue par un ressort en hélice. L'excentrique est suspendu à un bras articulé en un point A de la jante du volant. La masse porte une coulisse C, dans laquelle peut glisser un galet g, fixé à l'excentrique. Quand la masse se meut sous l'action de la force centrifuge, elle entraîne la coulisse et déplace par suite le galet. Un mécanisme supplémentaire permet de renverser la marche en agissant sur le même excentrique. A cet effet, un levier L fait glisser sur l'axe du volant un manchon M, disposé à la façon d'un manchon d'embrayage. Ce glissement, par un mouvement de sonnette bien visible sur la figure, change la position du point B, auquel la coulisse est suspendue par l'intermédiaire d'une petite bielle. Nous trouvons donc ici une combinaison de changement de marche ordinaire, à coulisse et excentrique, avec le régulateur dans le volant.

Régulateur Shepherd (*1894*). — L'une des masses D (fig. 21) est fixée à l'une des

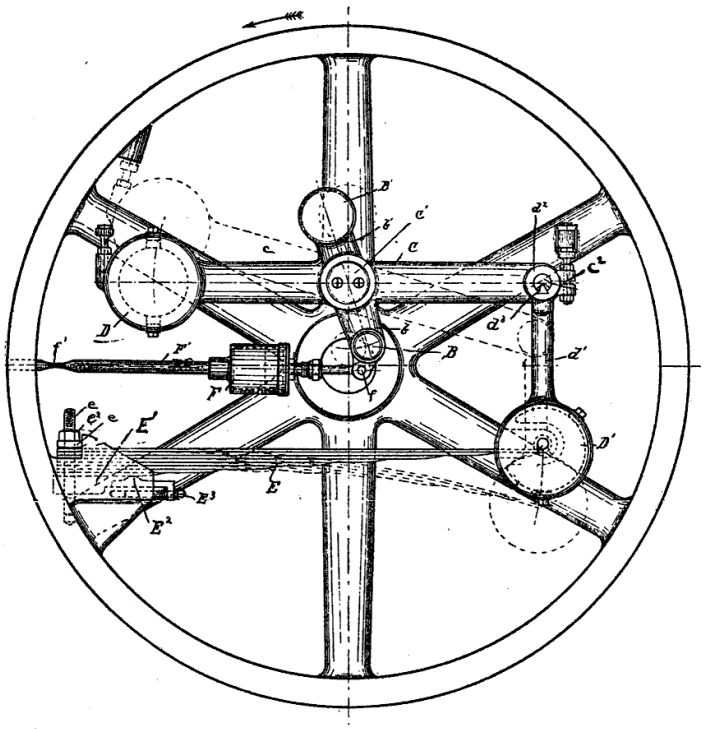


Fig. 21. — Régulateur *Shepherd*.

extrémités d'un levier C, qui pivote autour du point C'. L'autre extrémité C_2 est articulée avec une tige d', portant la seconde masse D'. Celle-ci est, en outre, reliée à l'extrémité

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

d'un ressort E, à lames étagées, encastré en E′ sur la jante du volant, et calculé de telle manière que le centre de D′ et celui de D restent, dans toutes leurs positions, diamétralement opposés par rapport au volant. Le déplacement des masses, en faisant tourner le levier C, fait également tourner la barre *b b′*, venue de fonte sur C. L'extrémité *b* est le point de suspension de l'excentrique. La masse auxiliaire B′, placée à l'autre extrémité *b′*, a pour objet d'équilibrer les poids du levier C et de l'excentrique. F est un frein à air articulé près de *b* sur la barre *b b′* et relié au volant au moyen d'une tige flexible F′*f′*. La tension du ressort à lames E se règle au moyen de l'écrou e^2, mobile sur la vis *e*. Une autre vis E_3 permet de déplacer le point d'appui E_2 du ressort, et de modifier ainsi la longueur de la partie flexible, de façon à régler au besoin la forme de la trajectoire centrale de la masse D′.

Régulateur O'Hara (*1894*). — L'excentrique *e* (fig. 22) suspendu à un pivot C présente un œil allongé qui entoure l'arbre A du volant et permet les oscillations autour du

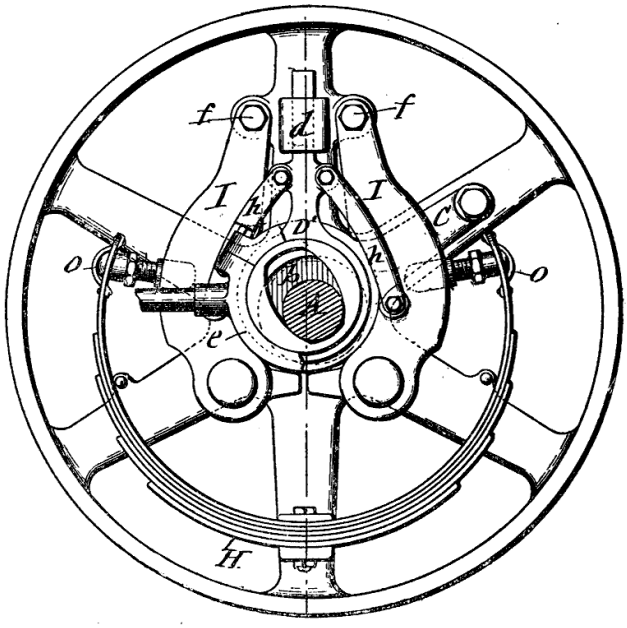


Fig. 22. — Régulateur *O'Hara*.

point C. Il est en outre entouré d'une bague D′, folle par rapport à lui, et pourvue d'une tige guidée par le manchon *d*. Celui-ci est susceptible de pivoter autour de son point d'attache, qui se trouve sur l'un des bras du volant. Deux autres pivots *f f*, placés de part et d'autre du manchon, portent les masses I I, qui commandent la bague D′ au moyen des bielles *h*, La force centripète est fournie par un ressort à lames H, dont les extrémités présentent des chapeaux *o o*, appliqués contre les têtes rondes des deux vis portées par les masses I. En enfonçant plus ou moins les vis, on règle l'action du ressort.

Régulateur Raworth (*1895*). — L'inventeur s'est proposé de construire un appareil aussi simple et aussi robuste que possible, comprenant un très petit nombre de pièces et ne présentant ni tiges ni petits pivots. L'excentrique 2^a (fig. 23) fait partie d'une large pièce plate 2, pourvue de deux œilletons 2^b, dans lesquels passent des tourillons 5, appar-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

tenant aux masses mobiles 3. Celles-ci, sous l'action de la force centrifuge, tournent autour de deux larges pivots 3^a, déplaçant ainsi les tourillons 5 et par conséquent la pièce 2 qui est soutenue par deux points d'appui 6 6^a en même temps que par les deux tourillons.

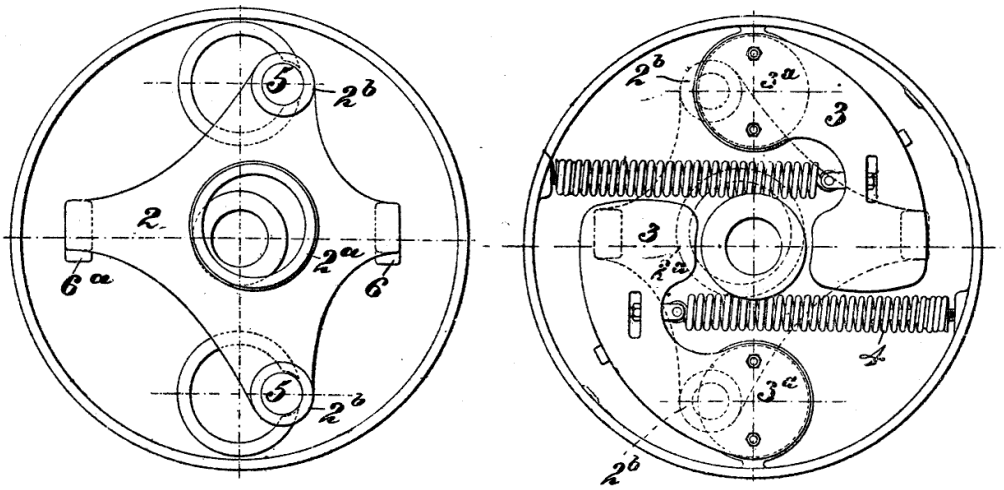


Fig. 23. — Régulateur *Raworth*.

Deux ressorts en hélice fournissent la force centripète. Observons que, si la grosseur des pivots rend l'appareil plus robuste, elle a, par contre, l'inconvénient d'augmenter la résistance due au frottement.

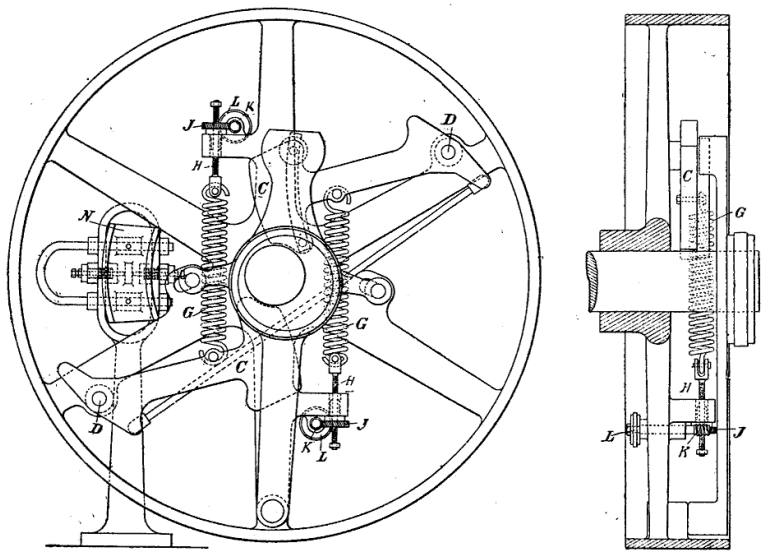


Fig. 24. — Régulateur *Mac Laren*.

Régulateur Mac Laren (1895) (1). — La seule particularité de cesystème consiste dans le moyen employé pour varier à volonté, en pleine marche, l'allure de la machine. La ten-

(1) *Bulletin de la Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale*, avril 1896, p. 616.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

sion de chacun des deux ressorts G (fig 24) est réglée par une vis H, dont l'écrou J présente extérieurement un filetage engrenant avec une vis sans fin K. Celle-ci est portée par un axe pourvu d'un rouleau de friction L. Une pièce N, indépendante du volant et soutenue par un pied fixe, est pourvue de deux guides en forme d'arc de cercle. Dans l'état normal, les rouleaux L passent librement, à chaque révolution, dans l'intervalle laissé libre entre ces deux guides. En poussant la pièce N dans un sens ou dans l'autre, on amène l'un des guides en contact périodique avec les rouleaux, ce qui détermine leur rotation progressive. Suivant que le contact s'opère avec le guide extérieur ou avec le guide intérieur, la rotation des rouleaux a pour effet d'augmenter ou de diminuer la tension des ressorts, et par conséquent d'augmenter ou de diminuer la vitesse du volant. Des butoirs empêchent la pièce N de dépasser les limites convenables, et des ressorts la ramènent à sa position neutre aussitôt qu'elle est abandonnée à elle-même.

Les mênes inventeurs (John et Henry Mac Laren, de Leeds) on fait breveter, en 1896, une disposition consistant à monter le pivot de chaque masse mobile sur un axe légèrement excentré, de manière à pouvoir régler à volonté la position moyenne de l'excentrique de distribution.

Régulateur Hall (*1895*). — L'excentrique, libre d'osciller autour d'un pivot E (fig. 25), est en outre attaché au milieu de la barre *flexible* K, qui sert à accoupler les deux masses

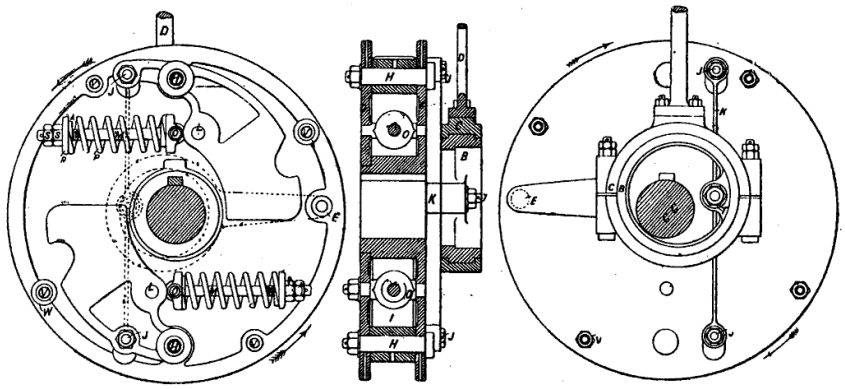


Fig. 25. — Régulateur *Hall*.

I, pivotées en H H. La barre est perpendiculaire à la direction moyenne de la ligne allant du point E au centre de l'excentrique. La flexibilité de cette barre a pour but de supprimer toute combinaison de tiges articulées.

Régulateur Armstrong (*1896*). — L'excentrique B (fig. 26) qui pivote librement autour d'un point P, porte au point *a*, diamétralement opposé, une oreille que la bielle *c* relie au levier *b*, muni de la masse C. Une tige flexible *d* réunit, d'autre part, le levier *b* à l'extrémité d'une lame *e* formant ressort.

La particularité la plus intéressante de l'invention consiste dans la disposition de la masse C. A l'intérieur de celle-ci, est pratiquée une rainure courbe remplie d'huile, dans laquelle peut se mouvoir un cylindre *g*. La forme de la rainure est calculée de façon, qu'à chaque position du contrepoids, corresponde une position d'équilibre du cylindre *g* déterminée par la condition que *g* soit le plus loin possible de l'axe du volant (on admet que la force centrifuge est assez grande pour qu'il n'y ait pas à tenir compte

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

de l'action de la pesanteur). Dès que, sous l'influence d'une variation de vitesse de la machine, le levier *b* commence à se déplacer, le cylindre *g* prend à l'intérieur du poids une nouvelle position, qui change le moment d'inertie de la masse soumise à la force centrifuge.

On conçoit la possibilité de déterminer la forme de la trajectoire de la masse *m* de

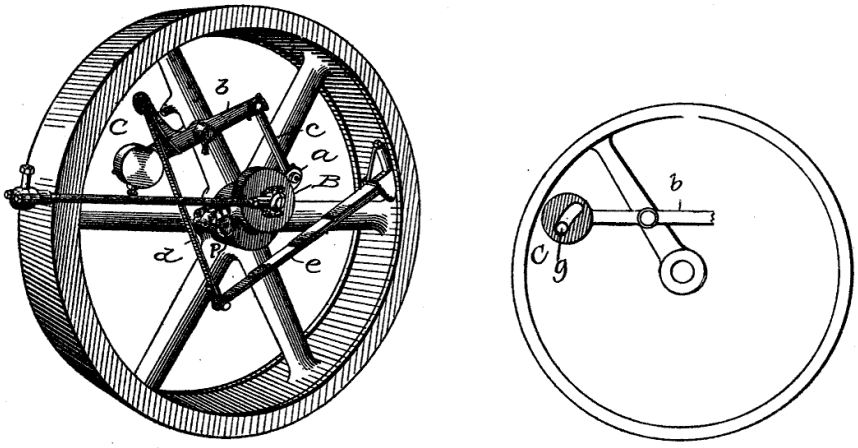


Fig. 26. — Régulateur *Armstrong*.

manière à se rapprocher autant qu'on le désire de l'isochronisme théorique. La présence de l'huile est indispensable pour éviter les oscillations désordonnées du poids auxiliaire : il faut, en effet, pour qu'un pareil système marche bien, que les déplacements relatifs de ce poids soient beaucoup plus lents que ceux de la masse principale.

M. Armstrong a indiqué diverses variantes de son système. Dans l'une d'elles, la masse mobile est formée d'un liquide qui peut passer alternativement d'une cavité à une autre, ou inversement, les deux cavités étant creusées dans la masse principale et réunies par deux canaux suffisamment étroits.

Régulateur Bullock (*1896*). — Ce système, appliqué par M. Bullock, de Chicago, pour la régularisation des machines Willans, est d'une grande simplicité. La masse unique L (fig. 27), attelée par une bielle à l'extrémité d'un ressort à lames étagées, commande, au moyen d'un levier et d'une bielle, l'excentrique suspendu à un pivot *k*.

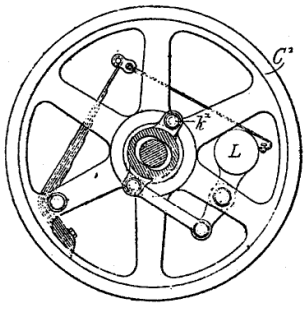


Fig. 27. — Régulateur *Bullock*.

Régulateur Robinson (*1897*). — M. Robinson a fait breveter en Angleterre, en 1894, un régulateur qui supprime presque toutes les articulations en les remplaçant par le jeu de lames flexibles. Deux ressorts, en forme de lames courbes tournant leurs concavités en sens contraires, sont réunis par leurs extrémités comme dans une suspension de voiture. L'une des extrémités communes est fixée au volant; l'autre peut se mouvoir radialement, et elle porte une tige qui la relie à l'excentrique. Celui-ci est en même temps guidé par deux lames flexibles parallèles, encastrées d'une part sur le volant et attachées d'autre part à deux points diamétrale-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

ment opposés de l'excentrique. Les boules sont fixées au milieu des deux ressorts principaux. Quand elles s'écartent sous l'action de la force centrifuqe, elles obligent l'extrémité mobile de ces ressorts à se rapprocher du centre et à diminuer ainsi l'excentricité. La tension peut se régler en tournant une vis à deux filetages qui traverse l'extrémité fixe des ressorts. Sur cette vis est montée une roue dentée engrenant avec une crémaillère parallèle à l'axe du volant. La crémaillère est attachée à un manchon mobile dans le sens de l'axe, comme une poulie d'embrayage. En déplaçant ce manchon au

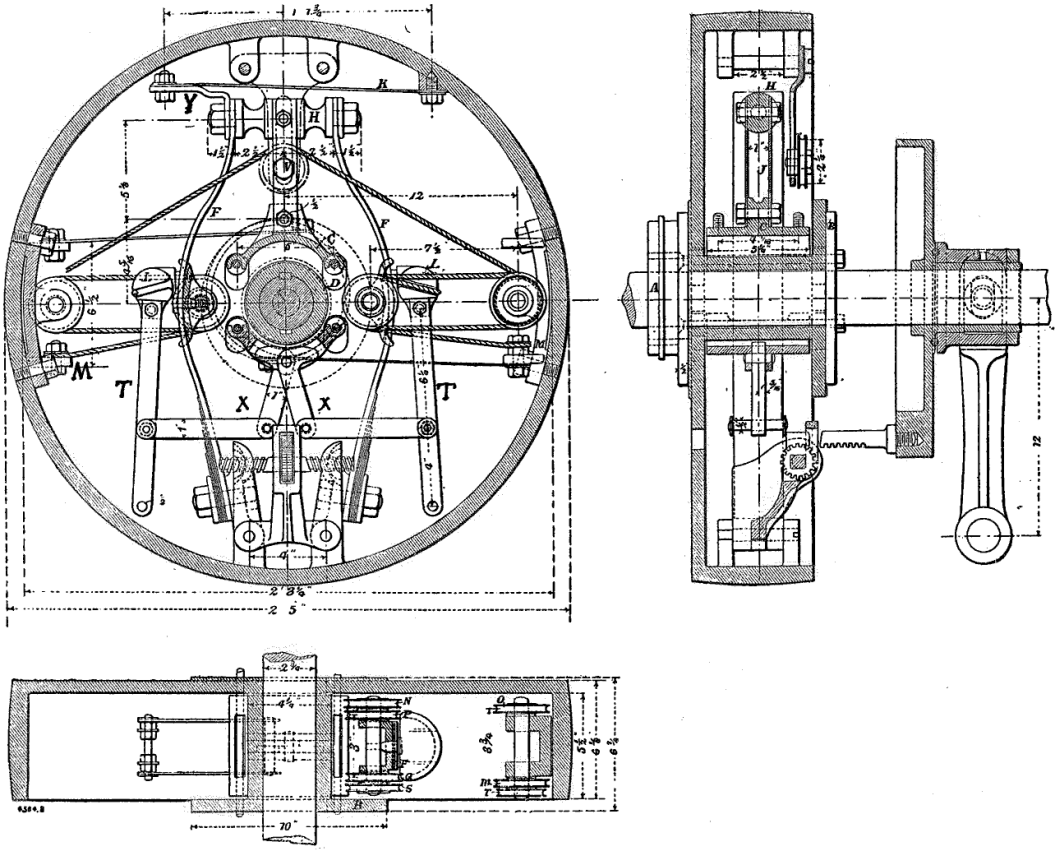


Fig. 28. — Régulateur *Robinson*.

moyen d'un levier, on peut faire varier, même en marche, la tension des ressorts, et par conséquent l'allure de la machine.

En juillet 1807, M. Robinson a présenté une modification qui n'a été complètement décrite qu'en mai 1898, et qui fait l'objet d'un brevet du 23 juillet suivant. Dans ce nouveau système, représenté par la figure 28, l'inventeur s'est proposé d'obtenir une grande puissance avec des boules légères. A cet effet, tout en conservant les dispositions essentielles de son premier appareil, il supprime l'attache directe des boules L avec les ressorts F. Les boules, simplement soutenues par deux tiges T, sont embrassées par une corde dont les deux extrémités s'amarrent aux deux points M du volant. Cette corde s'enroule en outre sur un système assez compliqué de poulies N, O, P, Q, R, S, T, dont les unes ont leur axe fixé au volant, tandis que l'axe des autres est attaché au milieu des

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

ressorts. Une poulie de renvoi V permet à la corde de laisser libre l'espace destiné aux mouvements de l'excentrique. Ces poulies constituent, en somme, un double jeu de palans par lesquels les boules agissent sur les ressorts avec une puissance triplée. Pour prévoir le cas de rupture de la corde, on a muni les tiges T, qui portent les boules, de transmissions auxiliaires X, au moyen desquelles les boules, en s'écartant à fond, ramèneraient

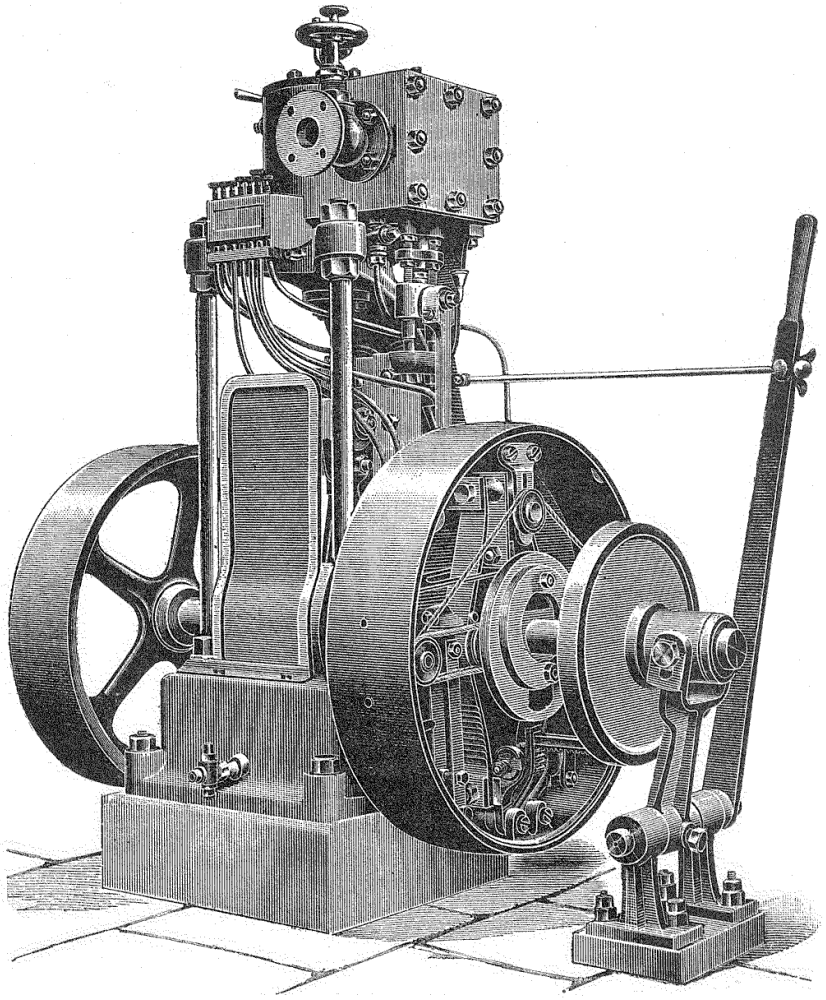


Fig. 29. — Régulateur *Robinson*.

l'excentrique à la position neutre. Une autre innovation introduite dans le brevet de 1898 consiste dans le mode de suspension de la traverse H, qui joint les extrémités libres des ressorts. Cette traverse est attachée, par une sorte d'oreille Y, à l'extrémité libre d'une lame flexible K, encastrée sur le volant. La figure 29 montre l'installation complète du système.

Les essais faits à la station d'éclairage électrique d'Oxford ont donné, paraît-il, d'excellents résultats. En 1899, le système Robinson a reçu de nouvelles modifications. (Voir *Revue de Mécanique* du 31 mars 1900.)

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Régulateur Heggem (*1898*).— L'inventeur emploie deux excentriques. L'excentrique auxiliaire, fou sur l'arbre, porte des oreilles sur lesquelles les masses H H′ (fig. 30) agissent par l'intermédiaire de deux petites bielles F F′, et le collier de cet excentrique auxiliaire est claveté (non concentriquement) sur l'excentrique principal, qui est mobile autour d'un pivot à la manière ordinaire.

Quand l'appareil est au repos, les masses rappelées par deux longs ressorts à boudin, compriment contre le collier de l'excentrique auxiliaire deux petits ressorts P, formant matelas élastique. Ces petits ressorts cessent d'agir dès que les masses prennent

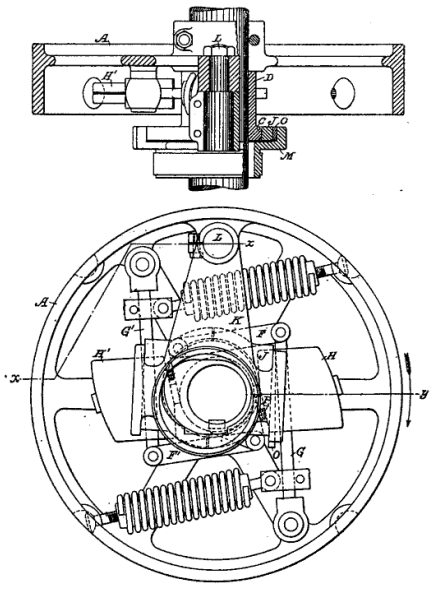


Fig. 30. — Régulateur *Heggem*.

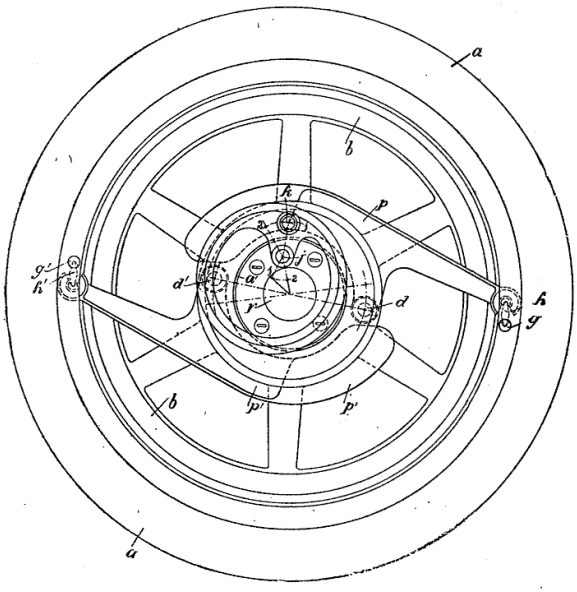


Fig. 31. — Régulateur *Lenz*.

un écartement notable. Le but de cette disposition est d'obtenir une action rapide au début de la course, tout en évitant les mouvements désordonnés du régulateur.

Régulateur Lanz (*1898*). — L'excentrique, mobile autour d'un pivot fixé à volant, est en outre relié en *k* (fig. 31) à l'un des bras d'un anneau *b* de grand diamètre, monté follement sur l'arbre, mais maintenu dans une position stable au moyen de deux ressorts en spirale, analogues à des ressorts de montre. Les masses *pp′* sont pivotées sur la masse centrale de l'anneau en deux points *d d′*, diamétralement opposés. En outre, elles sont reliées au volant principal par deux articulations à couteaux *h* g, *h′* g′, qui leur laissent un jeu léger, sans frottement. Quand les masses s'écartent, elles font tourner l'anneau et déplacent conséquemment l'excentrique. L'inertie de l'anneau intervient pour accélérer et aider ce déplacement.

Régulateur William (*1898*). — L'inventeur ne réclame un droit de priorité que pour le dispositif destiné à faire varier, en marche, la position de l'excentrique correspondant à une position donnée de la masse mobile en vue de modifier à volonté la vitesse de régime. L'idée est d'ailleurs analogue à celle que nous avons déjà rencontrée en parlant du système Mac Laren. Deux anneaux, 15 et 15ª (fig. 192), sont placés sur les deux faces du volant, concentriquement à celui-ci, qui les supporte par l'intermé-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

diaire de galets de roulement 16. Deux patins 17, 17ª, fixés au bâti, permettent de ralentir à volonté l'un des deux anneaux. Si l'on agit, par exemple, sur l'anneau 15, le

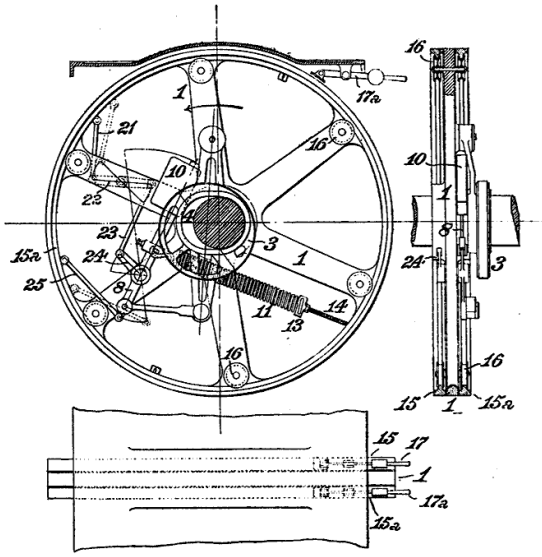


Fig. 32. — Régulateur *William*.

déplacement relatif qu'il éprouve par rapport au volant met en jeu les tiges de transmission 21, 22, 23, 24, et modifie ainsi la position de l'excentrique 3 correspondant à une position donnée de la masse 10. Si l'on agit sur l'anneau 15ª, la tige 25 produit un effet inverse du précédent.

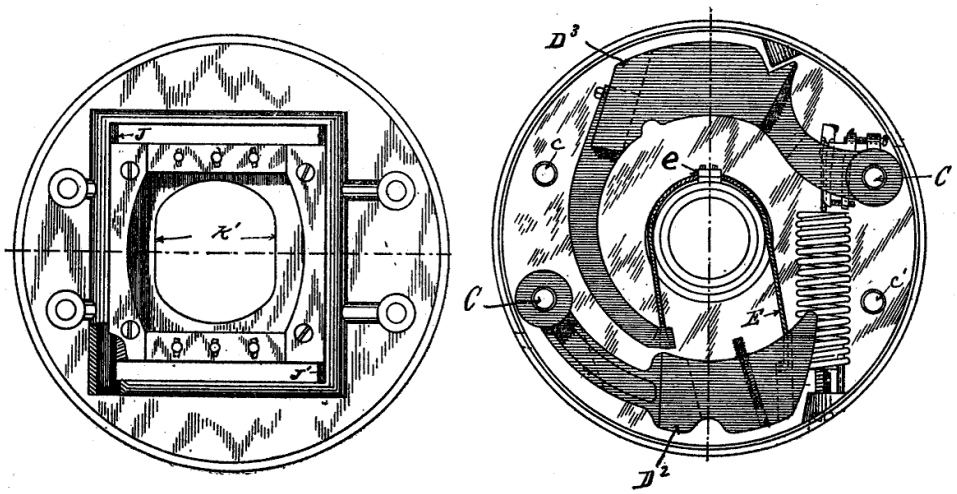


Fig. 33. — Régulateur *Gidding*.

Régulateur Gidding (1898). — Les masses D_2 D_3 (fig. 33), pivotées autour des axes C C', sont reliées par un câble flexible E, qui entraîne un manchon fou sur l'arbre.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Le câble est attaché en *e* sur le manchon, de manière à éviter le glissement. Le manchon porte un excentrique auxiliaire dont le collier, pourvu de deux méplats, s'engage dans la cavité *k'* d'une plaque adaptée au couvercle de l'appareil. Cette plaque est susceptible de glisser le long de deux guides J J', perpendiculaires aux méplats du collier, et c'est sur elle que se trouve attaché l'excentrique de distribution. Quand les masses se déplacent sous l'action de la force centrifuge, elles font tourner l'excentrique auxiliaire: le collier de celui-ci imprime un glissement à la plaque le long des guides J J', et la course du tiroir est par là augmentée ou diminuée. Ce système permet de changer facilement l'excentrique principal, de manière à rendre l'appareil susceptible d'être adapté à une machine quelconque sans modifier le reste du mécanisme. Si l'on veut renverser le sens de la marche, il suffit de retourner les masses en reportant leurs pivots dans deux trous *c c'* prévus à cet effet.

Régulateur Rite. — Le régulateur de Rite, qui, d'après un article de M. Hall paru en juin 1898 dans l'*Electrical World*, est adopté en Amérique par vingt-cinq con-

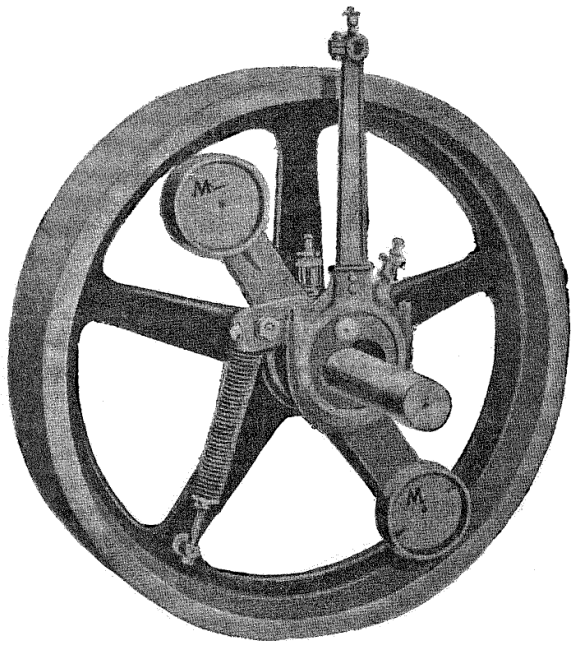


Fig. 34. — Régulateur *Rite*.

structeurs de machines à grande vitesse, est essentiellement un *régulateur d'inertie;* la figure 34 montre, en effet, que les masses M sont pivotées autour d'un centre très voisin de l'axe de rotation et s'équilibrent sensiblement par rapport à ce centre. Cependant on s'arrange pour ne pas annuler entièrement l'effet de la force centrifuge, et M. Hall déclare que cette donnée ne peut être utilement déterminée que par l'expérience. Les masses sont creuses de façon à pouvoir être chargées plus ou moins, ce qui permet de faire varier leur inertie tangentielle et en outre de déplacer le centre de gravité de l'ensemble. Un accident survenu dans une usine américaine le 1er juin 1898, et relaté dans le journal *Power*, montre que ces régulateurs à grande vitesse ne sont pas sans présenter quelque danger. Le volant de 3 mètres de diamètre, tournant à raison

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

de 120 tours par minute, contenait un régulateur de Rite. Le bras réunissant les deux masses, dont l'une pesait 600 kilogrammes et l'autre 300, se rompit entre le pivot et la masse la plus lourde. Celle-ci, projetée contre le volant, le brisa complètement.

La simplicité de ce régulateur et l'absence de frottement due à cette simplicité même ont contribué pour beaucoup à son succès. Il y a aussi un type à double barre et double ressort basé sur le même principe.

Régulateur Hershey et Allen (1898). — Ici encore, l'action de l'inertie tangentielle est prédominante. La figure 35 montre la disposition d'ensemble, ainsi que le détail des barres mobiles et de l'excentrique. Celui-ci porte deux butées *h*, destinées à limiter

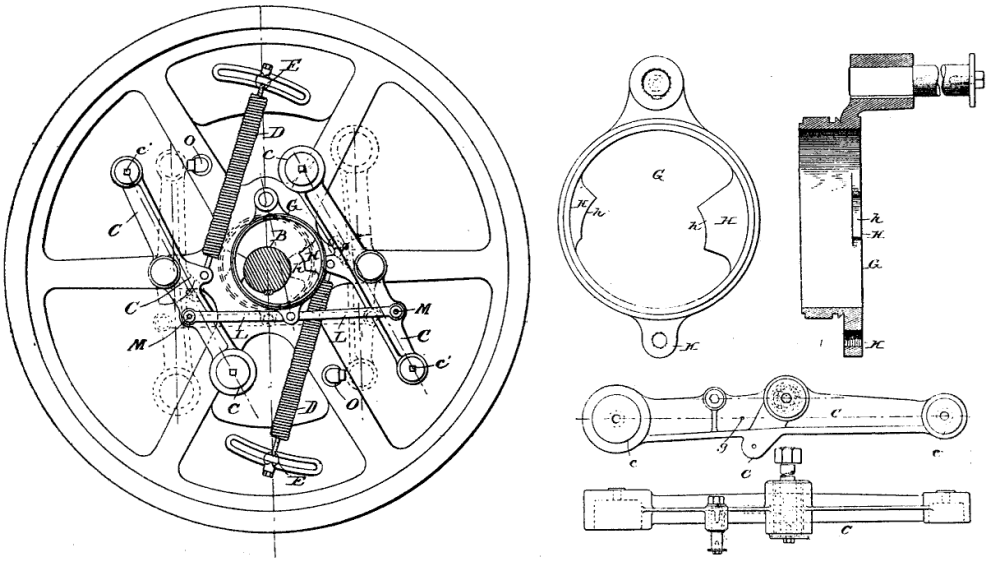


Fig. 35. — Régulateur *Hershey et Allen.*

l'amplitude de ses excursions. Les points d'attache E des ressorts avec le volant sont disposés de manière à permettre de faire varier la direction moyenne de ces ressorts, en vue d'arriver à un bon réglage.

Régulateur Ball et Wood. — La maison américaine Ball et Wood applique le régulateur-volant à la distribution de machines Compound pourvues d'obturateurs genre Corliss. Nous trouvons dans l'*Engineer* de 1998 la description de l'une de ces machines. On sait que les distributeurs Corliss ne conviennent pas pour les machines rapides; aussi peut-on s'étonner tout d'abord de cet emploi des régulateurs-volants. Mais, en réalité, tout en conservant la forme et la position ordinaire des obturateurs, les constructeurs ont substitué à la manœuvre par déclenchement la commande continue, qui permet d'atteindre sans inconvénient de grandes vitesses. Le régulateur représenté par la figure 36 présente, au lieu d'un excentrique, une manivelle équilibrée portant un bouton B, auxquelles s'attachent les tiges commandant les obturateurs. Cette manivelle est pivotée sur des tourillons dont l'axe coïncide avec celui du volant de manière à éviter toute fatigue; elle forme une masse insensible à la force centrifuge mais très sensible à l'inertie tangentielle. Il y a en outre une masse P, sensible à la fois à la force centrifuge et à l'inertie tangentielle.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Régulateur Rice (*1898*). — L'inventeur indique plusieurs dispositions de son appareil. Nous nous bornons à décrire la suivante (fig. 37). Les masses centrifuges R,

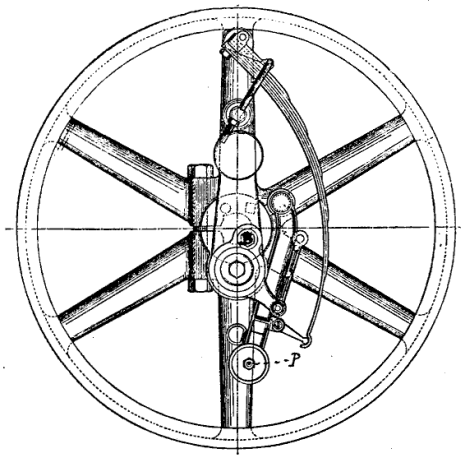


Fig. 36. — Régulateur *Ball et Wood.*

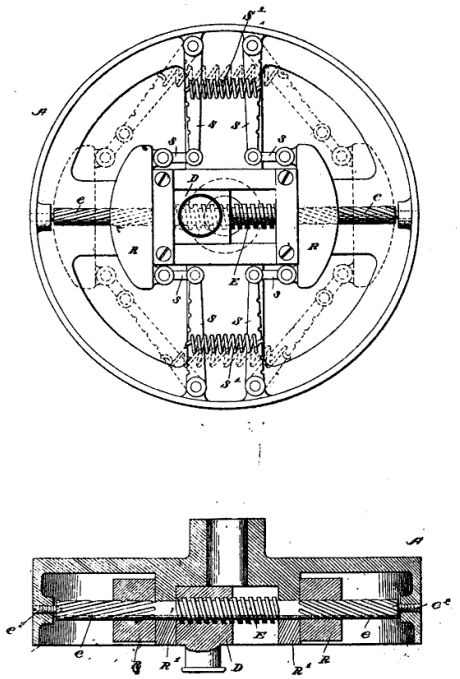


Fig. 37. — Régulateur *Rice.*

rappelées par deux ressorts en hélice, sont enfilées sur une tige commune, et forment écrou par rapport à deux vis à long pas *ee*, pratiquées sur cette tige. Elles ne peuvent

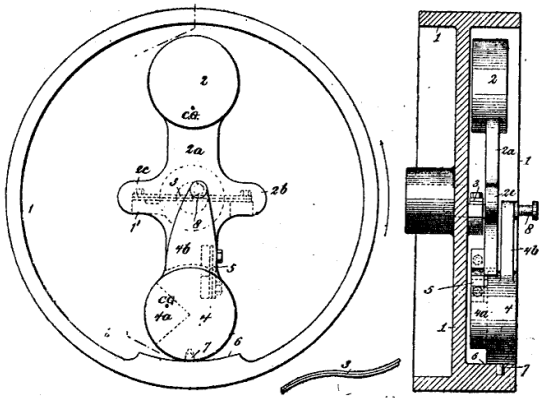


Fig. 38. — Régulateur *Rites.*

donc s'écarter du centre sans communiquer à la tige un mouvement de rotation. Une troisième vis E, d'un pas moins fort, entoure la partie centrale de la tige, et porte comme écrou une pièce D, munie d'un bouton de manivelle. Le déplacement des masses R a dès lors pour effet de modifier la distance entre le bouton de manivelle et

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

l'axe du volant. C'est ce bouton qui, par l'intermédiaire d'une bielle, commande la distribution. La figure montre clairement comment les ressorts agissent sur les masses R, par l'intermédiaire de leviers S, pourvus de dentures qui permettent de déplacer à volonté les points d'attache des ressorts quand on veut changer la vitesse de régime.

Régulateur Rites (*1899*). — La massse 4 (fig. 38), guidée par la dent d'engrenage 7, peut rouler sur l'arc 6 du volant. Elle porte un bras 4^b, solidaire du bouton d'excentrique 8. Elle est lestée en 4^a de telle manière que, quand l'inertie tangentielle intervient, le bouton 8 se rapproche de l'axe du volant. D'autre part, elle est reliée par une lame flexible 5 à une autre masse 2, 2^a, 2^b, 2^c, que le ressort 3 relie au volant, et qui, sous l'influence d'un accroissement de force centrifuge, tend également à diminuer l'excentricité.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

HUITIÈME QUESTION

MOTEURS THERMIQUES

LE MOTEUR THERMIQUE SYSTÈME *DIESEL*

Par R. DIESEL

INGÉNIEUR

Depuis les premières communications publiées sur le moteur thermique système Diesel, celui-ci a été l'objet de nombre de publications, parmi lesquelles se trouvent beaucoup de travaux remarquables, mais aussi maintes considérations erronées sur cette machine nouvelle, principalement dans les journaux non techniques.

Je crois utile de faire remarquer, qu'en dehors de mon ouvrage purement théorique [1], paru en 1893, je n'ai fait personnellement que deux communications publiques au sujet de mon moteur, toutes deux reproduites dans le *Journal de la Société des Ingénieurs allemands* [2]. On y trouvera un exposé technique des résultats atteints et des progrès faits par la suite, mais l'on n'y verra rien de ces conclusions exagérées que la presse a quelquefois répandues.

En présence des opinions souvent erronées provoquées par ces publications inexactes, il est peut-être d'un certain intérêt de faire, sur le nouveau moteur, une communication authentique et complète. Cela entraînera sans doute à quelques redites, mais je m'efforcerai de les faire aussi courtes que possible.

Dès l'année 1880, je recherchai le moyen de réaliser pratiquement un cycle moteur dans lequel l'addition de chaleur à l'agent moteur ne donnât lieu à aucun travail moléculaire interne, mais seulement à du travail mécanique externe; c'est en effet ce cycle qui, au point de vue théorique, devait conduire au rendement maximum de travail par rapport au calorique dépensé. Cette pensée ne m'a plus quitté depuis; je suis resté, toutefois, longtemps sans trouver un moyen positif de la réaliser. Je croyais, tout d'abord, qu'on s'en rapprocherait par la surchauffe d'une vapeur difficilement condensable, et j'ai travaillé longtemps dans cette voie.

Lorque parut, en 1897, le tome I[er] de la *Thermodynamique technique* de Zeuner, on y trouva pour la première fois la discussion du problème de la valeur dynamique des

1. *Théorie et Construction d'un Moteur thermique rationnel.* Berlin, JULIUS SPRINGER, 1893.

2. Moteur thermique rationnel de DIESEL. Deux conférences, par RUDOLF DIESEL et M. SCHRÖTER. (*Journal de la Société des Ingénieurs allemands*, 1897, n[os] 18 et 30 et *Revue de mécanique*, Novembre 1897, p. 1074.) Communication sur le moteur thermique de DIESEL. (Même journal, 1899, n[os] 2 et 5.)

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

combustibles. Zeuner arrive, aux pages 388 et 389, aux conclusions textuelles suivantes : « L'on se heurte malheureusement ici à une question à laquelle l'état actuel de la thermodynamique ne fournit pas le moyen de répondre; » et plus loin : « Dans l'état actuel de la thermodynamique, nous n'avons que peu d'espoir d'avoir bientôt une réponse satisfaisante à la question de savoir de quelle manière il faut conduire la combustion, c'est-à-dire quelle forme il convient de donner à la courbe de combustion pour en obtenir le rendement maximum en travail. »

Frappé par ces conclusions, j'ai tenté quand même d'aborder de plus près la question posée par Zeuner et de déterminer la courbe de combustion qui conduit à ce rendement maximum. Ma brochure : *Théorie et Construction d'un Moteur thermique rationnel*, est le résultat de ces études. Elles m'ont amené, en particulier, à ne plus chercher la solution de l'utilisation maxima de la chaleur dans la surchauffe d'une vapeur, mais dans l'application de l'air ou de la combustion directe. Il fallait, pour poursuivre ce problème, renoncer à une exactitude scientifique absolue, car, comme l'avait dit Zeuner, en raison des réactions chimiques qui se produisent pendant la combustion et de la variabilité des chaleurs spécifiques des gaz, il était impossible d'obtenir des bases suffisamment précises pour la solution rigoureusement mathématique du problème. Il fallut donc se contenter d'approximations, dont la préface de ma brochure démontre la légitimité. Me fondant sur ces approximations, je suis arrivé à établir trois conditions théoriques auxquelles une machine thermique rationnelle doit, selon moi, satisfaire.

J'avais pris pour point de départ cette considération : que la quantité de chaleur à soustraire par les parois du cylindre est sensiblement proportionnelle à l'excès de la température moyenne de tout le cycle sur la température extérieure. Il en résultait que les efforts devaient se porter sur l'abaissement, dans la plus large mesure possible, de la température moyenne du cycle, ce qui a pour conséquence de ne pas dépasser une certaine température maxima du cycle, que j'admettais comme comprise entre 600 et 800° C., afin qu'il fût inutile d'avoir recours à une réfrigération artificielle des parois.

En poursuivant cet ordre d'idées, je fus conduit à poser les trois conditions suivantes pour une combustion motrice rationelle :

1° La température de combustion ne doit pas être produite par la combustion elle-même, ni pendant cette combustion; elle doit être atteinte préalablement, et indépendamment d'elle, par une compression mécanique;

2° Le combustible doit être introduit graduellement dans cet air amené à la température de combustion par compression, de sorte que toute quantité de chaleur dégagée soit immédiatement consommée, dans toute la mesure possible, par une détente correspondante; c'est ainsi, en effet, que le calorique ne sera pas transformé en travail interne moléculaire (élévation de température), mais uniquement en travail externe mécanique;

3° On doit employer un grand excès d'air, à déterminer, pour chaque cas spécial, par le calcul.

Des principes analogues ont été depuis longtemps, comme le remarque entre autres M. Aimé Witz, établis par Carnot. Mais celui-ci ne connaissait pas encore la combustion à l'intérieur des cylindres de machines. Carnot ne parle jamais, dans la discussion de ce problème, que d'addition et de soustraction de chaleur à travers des parois, sur l'agent moteur qui effectue le travail.

Or il est impossible de porter à travers des parois un corps gazeux quelconque à la température de la combustion, car les parois s'échaufferaient au rouge. L'on ne peut pas davantage chauffer un gaz suivant l'isothermique à travers une paroi, au moyen d'un foyer extérieur, en le laissant simultanément produire du travail. Les principes établis

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

par Carnot étaient donc, jusqu'ici, restés à l'état purement théoriques, et les moyens de les réaliser n'avaient pas été indiqués. Or ce sont précisément ces moyens que renferment les conditions énoncées ci-dessus.

J'ai démontré, dans mes recherches ultérieures, qu'il n'est pas possible de réaliser par ces moyens le véritable cycle de Carnot, d'une part à cause des difficultés pratiques de la compression isothermique, et, d'autre part, à cause de la pression extraordinairement élevée qu'elle exige; c'est pourquoi j'ai proposé un cycle rapproché, qui renonce à la compression isothermique, et dans lequel le rendement thermique n'est que peu inférieur au rendement du cycle parfait de Carnot, avec cette compensation d'ailleurs que les difficultés inhérentes à ce dernier sont éliminées, et j'ai posé alors comme quatrième condition :

4° L'abandon de la compression combinée isothermique et adiabatique, exigée par le cycle de Carnot, et son remplacement par une simple compression adiabatique.

J'ai démontré en outre qu'il était possible, dans l'application de ce cycle rapproché, de réduire encore sensiblement la pression, et, qu'avec une compression certainement réalisable de 40 atmosphères, l'on pouvait encore atteindre un rendement théorique de 60 p. 100, tandis que les machines à vapeur et les moteurs à gaz alors en usage ne pouvaient dépasser un rendement théorique de 25 à 30 p. 100[1].

Le diagramme que devait réaliser un semblable moteur est représenté par la figure 1, dans laquelle la partie *d a b* représente la compression adiabatique; la partie *bc*, la combustion isothermique; la partie *cd*, la détente adiabatique : il était bien évident *a priori*, que la pointe finale *dad'* de la détente devait disparaître en pratique à cause des grandes dimensions de cylindre qu'elle exige, ce qui, d'ailleurs, est d'un usage courant dans toutes les machines à vapeur et autres moteurs, et ce que j'avais déjà fait remarquer dans ma brochure.

Ici s'arrêtait l'étude théorique. Elle avait conduit à s'affranchir de l'idéal absolu du cycle de Carnot et à proposer un cycle approché, au moyen duquel, tout en consentant à sacrifier une partie relativement faible du rendement maximum, on pouvait espérer un rendement très supérieur à celui des machines alors en usage.

Les expériences qui succédèrent à cette théorie révélèrent que, dans l'état actuel des procédés industriels, il existait certaines limites aux compressions, qu'il était difficile de dépasser pour le moment. Or ce besoin pratique de limiter les pressions avait un inconvénient grave, consistant dans la diminution de la puissance d'une machine de dimensions données, autrement dit, dans l'élévation du prix de revient de la machine et dans l'accroissement des résistances passives, ainsi que l'on peut s'en rendre compte par l'examen de la figure 1. En effet, lorsque la compression cessait en b' ou en b'', au lieu de b, et que les isothermiques devenaient $b'c'$ ou $b''c''$, la surface du diagramme devenait sensiblement inférieure pour la même machine.

On fut donc amené à faire avec la pratique un compromis. D'une part, on ne pouvait pas comprimer assez loin (jusqu'à b) pour obtenir une surface suffisante du diagramme avec la combustion isothermique; d'autre part, avec la pression que l'on pouvait pratiquement atteindre, pour le moment, de 30 à 40 atmosphères (b' ou b''), le diagramme devenait trop étroit. A côté des conditions purement théoriques de l'application du procédé, vint se poser la question purement pratique de la meilleure utilisation des dimensions de la machine (réduction du prix de revient), et il fallut jeter un pont entre la compression actuellement réalisable et la combustion isothermique correspondant à une compression beaucoup plus élevée.

1. J'appelle rendement théorique la partie de la chaleur amenée au cylindre qui est théoriquement utilisable d'après le cycle employé, et rendement thermique la partie de la chaleur amenée au cylindre qui se trouve transformée en travail indiqué.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Si l'on est contraint, par suite de considérations pratiques, de renoncer à la pression b et d'arrêter en un point donné b'' la compression, l'examen de la figure 1 montre qu'il est avantageux de faire une partie de la combustion sous pression constante b'', et d'y ajouter, si possible, encore une combustion isothermique ec, parce qu'on ne perd ainsi,

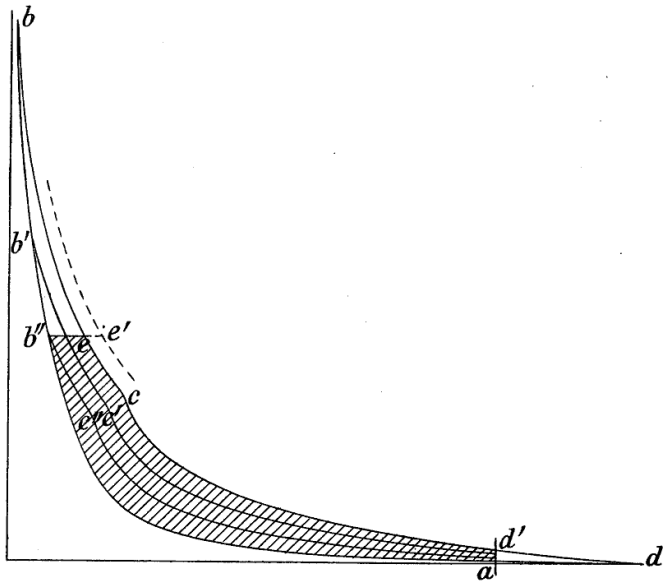


Fig. 1.

de tout le diagramme complet a, b, c, d', que la pointe très étroite située à la partie supérieure.

C'est sous cette forme que le procédé a été appliqué, comme le démontrent les diagrammes réels pris sur les machines construites (voir les diagrammes nos 1, 2 et 3 de

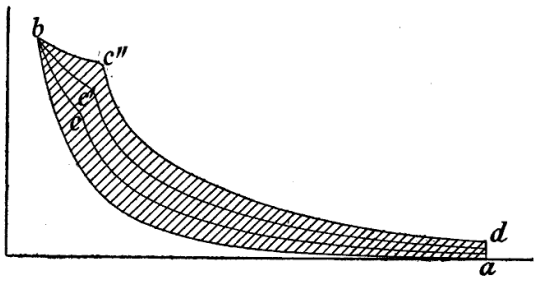


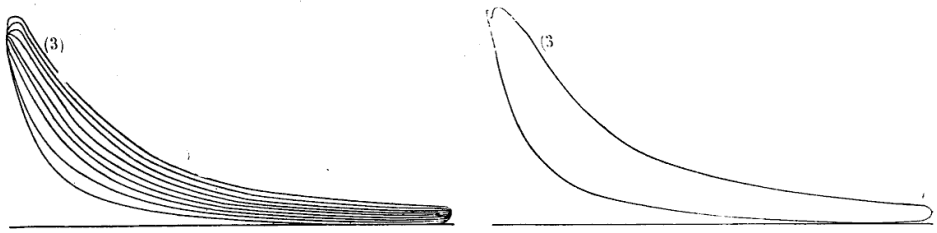
Fig. 2.

la figure 3, relevés tous par M. le professeur Schröter dans ses expériences du 17 février 1897). La fin de la phase de combustion y est partout facilement reconnaissable et elle y est designée par le chiffre 3.

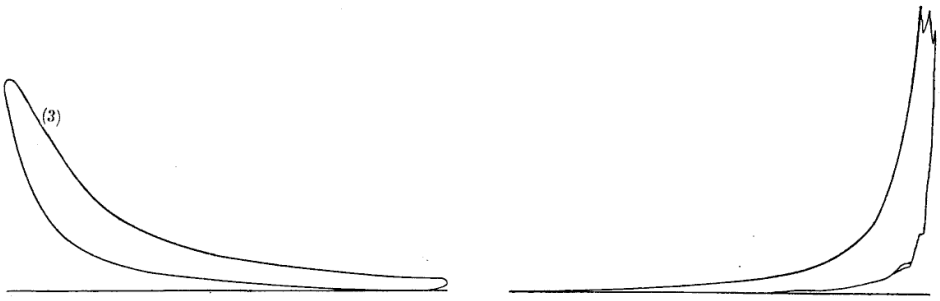
Ces essais démontrèrent que la limitation de la température *maxima* à 600 ou 800° qui avait été un *desideratum* théorique, entraînait une restriction dans l'utilisation des dimensions du cylindre. Dans la machine réelle, on se trouve amené à prolonger la

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

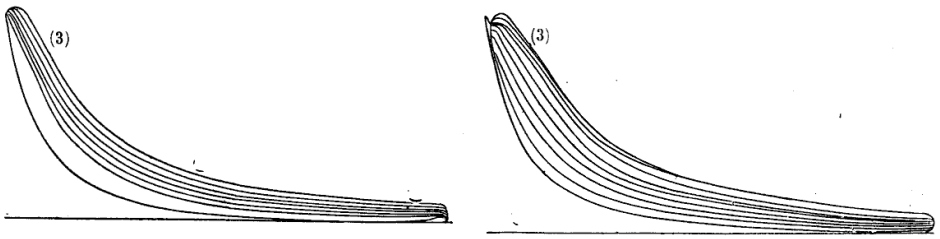
N^{os} 1 à 4. — Essais du Professeur *Schroter* (1897).



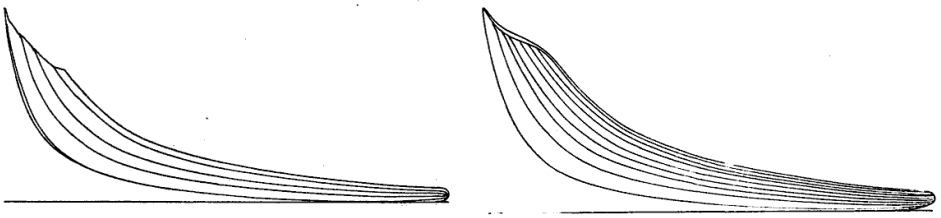
N° 1. Diagramme de réglage. N° 2. Essai au frein à pleine charge.



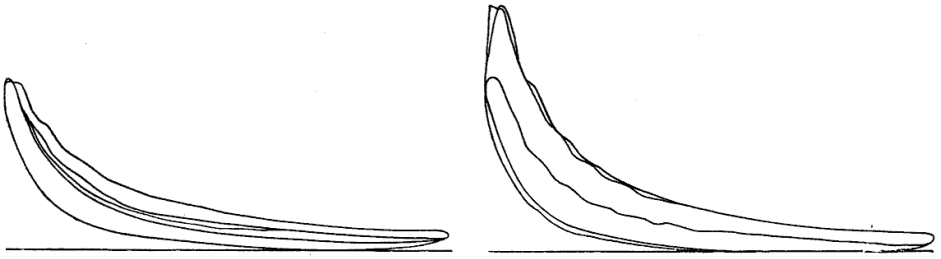
N° 3. Essai au frein à moitié charge. N° 4. Pompe à air.



N^{os} 5 et 6. Nouveaux diagrammes obtenus avec du combustible liquide (1898 et 1899).



N^{os} 7 et 8. Diagrammes obtenus avec du gaz d'éclairage (1897).



N^{os} 9 et 10. Diagrammes obtenus avec du poussier de charbon (1899).

Fig. 3.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

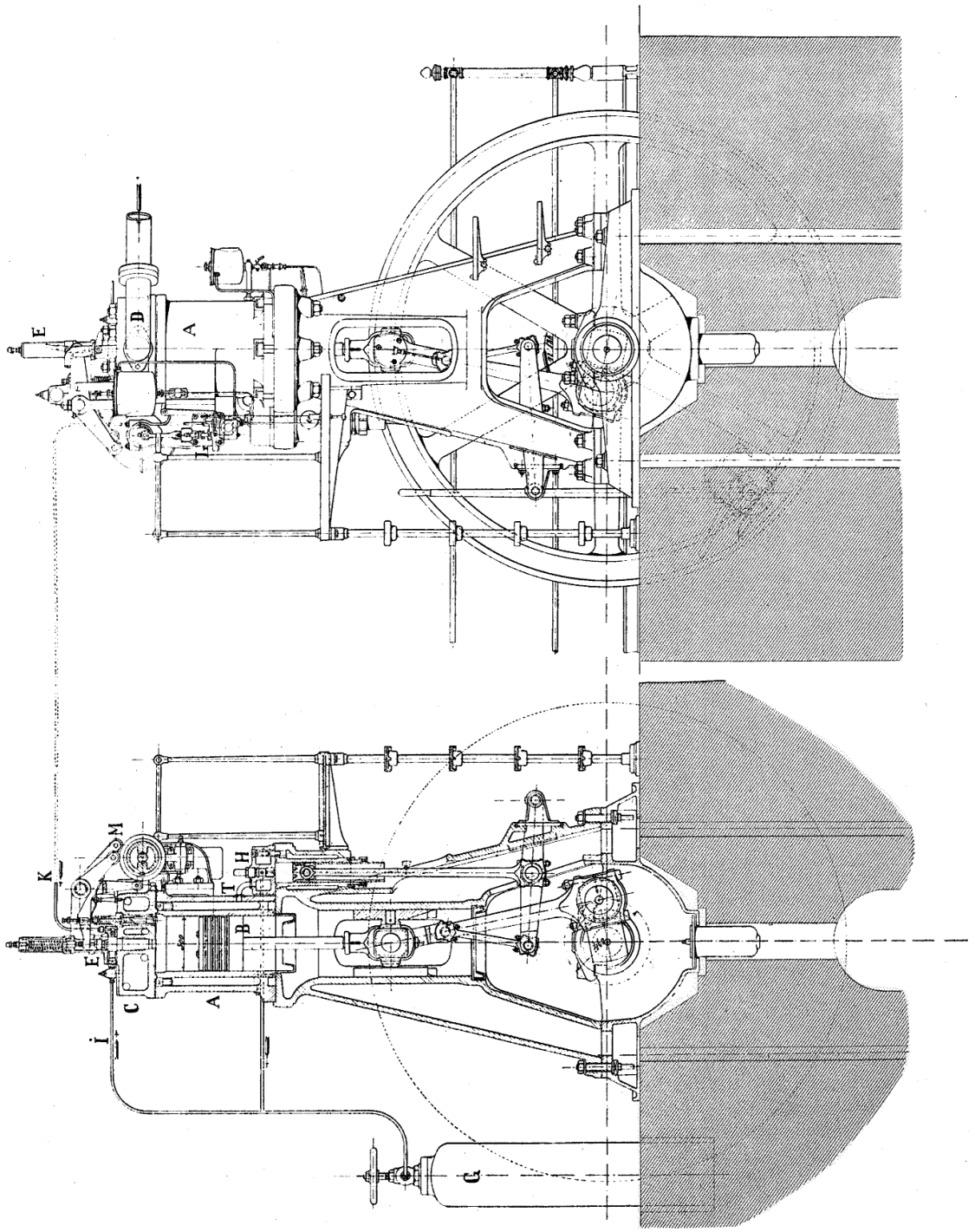


Fig. 4 et 5. — Moteur *Diesel* de 30 à 40 chevaux effectifs. Coupe verticale par le cylindre moteur et élévateur.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

combustion b'' e au delà de l'isothermique b c, jusqu'à un point e', correspondant à une isothermique plus élevée, et à réaliser ainsi un diagramme de surface beaucoup plus étendue, dans lequel, évidemment, l'accroissement de température de b'' à e' devenait assez important pour obliger à recourir à une réfrigération artificielle des parois, et où l'excès d'air comburant était sensiblement réduit, par suite de la plus grande quantité de combustible introduit. On réduisait, par ces modifications pratiques, encore plus le rendement thermique; mais l'on arrivait, par contre, à obtenir d'une même machine une puissance plus élevée, et c'est encore là, pour l'acheteur, le point capital, puisqu'il influence directement le prix d'achat.

C'est ainsi que la nouvelle machine s'est peu à peu développée sur la base des conditions théoriques établies; les deux premières machines fonctionnaient encore sans enveloppe réfrigérente, ce n'est que la troisième qui en fut pourvue, et dont la marche fut réglée comme il a été expliqué ci-dessus, suivant la figure 2, c'est-à-dire avec une combustion à peu près isothermique b c pour les faibles charges, avec des courbes de combustion de plus en plus ascendantes, bc' et bc'', pour les charges plus importantes, finissant par la combustion à pression constante pour la charge *maxima*.

La construction proprement dite du moteur a été décrite à diverses reprises. Les éléments fondamentaux de cette construction ne se sont guère modifiés depuis l'origine : par contre, les détails ont naturellement varié d'un constructeur à l'autre. Les figures 4 à 8 représentent l'un des modes d'exécution les plus récents. Elles donnent les détails d'un moteur à combustible liquide d'une force normale de 30 chevaux et *maximum* de 40 chevaux effectifs.

A est le cylindre dans lequel se meut le piston B, relié par la tige de piston, le croisillon et la bielle à l'arbre coudé de l'arbre du volant; C est le fond du cylindre, renfermant toutes les soupapes et l'ensemble des organes de la distribution. La machine fonctionne à quatre temps, comme il suit :

1er Temps. — Descente du piston, aspiration dans le cylindre de l'air atmosphérique par la soupape d'admission D.

2^{e} Temps. — Course ascendante du piston, compression de cet air à environ 35 atmosphères en produisant une température supérieure à la température d'inflammation du combustible, avant la combustion, et indépendamment d'elle.

3^{e} Temps. — Seconde course descendante du piston ou *cource motrice* proprement dite. Introduction graduelle de combustible par l'ajutage central E, dans cet air chauffé au rouge, pendant une période d'admission déterminée, et combustion lente de ce combustible pendant une partie de la course du piston, suivant une courbe de combustion qui varie avec la charge de la machine, depuis l'isothermique jusqu'à la pression constante; ensuite arrêt dans l'introduction du combustible et détente des gaz comburés.

4^{e} Temps. — Seconde course ascendante du piston; *échappement* des gaz brûlés par la soupape F.

L'introduction du combustible pendant le troisième temps est faite par insufflation, au moyen d'air comprimé accumulé dans le réservoir G (figure 4) sous une pression d'environ 40 à 45 atmosphères, par une petite pompe H actionnée, ainsi qu'on peut le voir sur la figure 5, par la bielle de la machine. Cette pompe aspire l'air dans l'atmosphère et le comprime dans le réservoir G; ce dernier communique par un tuyau I avec l'ajutage E (fig. 6), qui, d'autre part, communique par un tuyau K, avec une petite pompe à pétrole L visible sur la figure 5. Cette pompe refoule à chaque coup de piston une toute petite quantité de combustible dans le corps de l'ajutage E, et, dès que la distribution M (fig. 4) ouvre la soupape de cet ajutage, le combustible est insufflé graduellement dans la chambre de combustion du cylindre par suite de l'excès de pression de l'air enfermé dans le réservoir G.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

L'air comprimé du réservoir G sert en même temps pour la mise en marche de la machine au moyen d'une soupape spéciale N (fig. 8), qui communique avec le réservoir G par un tuyau non représenté sur les figures. Lorsqu'on veut mettre la machine en marche, on dispose les cames de distribution de façon à actionner cette soupape de mise en marche N; si l'on tourne ensuite à la main le volant un peu au delà du point

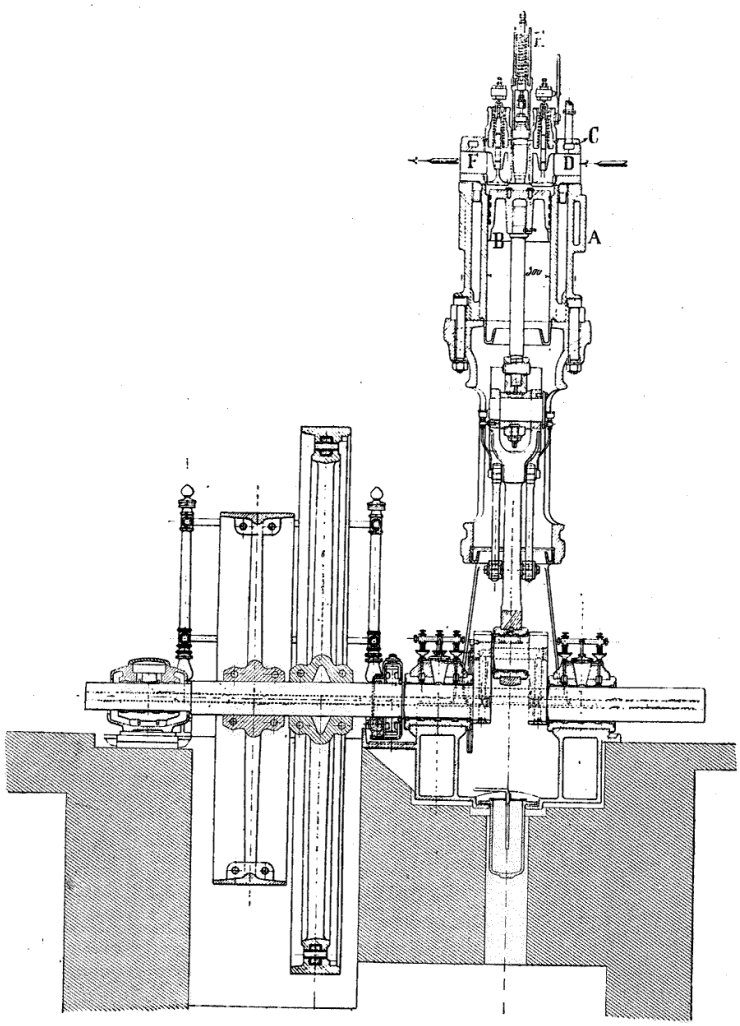


Fig. 6. — Moteur *Diesel* de 30-40 chevaux. Coupe par l'arbre moteur.

mort supérieur, la distribution ainsi disposée ouvre la soupape N, l'air du réservoir pénètre à une pression de 45 atmosphères dans l'intérieur du cylindre, et pousse en avant le piston avec une grande puissance. Lors de la course rétrograde du piston, l'air, une fois son travail accompli, s'échappe par la soupape normale d'échappement F; cette marche à l'air comprimé continue pendant plusieurs révolutions, jusqu'à ce que la machine ait atteint la vitesse nécessaire; à ce moment, les cames se placent automatiquement dans leur position normale, cessant alors d'actionner la sou-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

pape de mise en train, et mettant au contraire en action la soupape d'insufflation du combustible. A partir de ce moment, la machine entre en marche normale. Il y a quelque chose de surprenant et d'élégant dans cette manière de mettre ainsi instantanément le moteur en pleine activité, sans aucun préparatif, sans allumage ni chauffage préalable, par une simple pousssée du volant.

La distribution se voit le mieux dans son ensemble sur le plan figure 7. Le système de cames P, qui commande les différentes soupapes, est disposé sur un arbre de distribution horizontal, monté dans deux paliers RR, venus de fonte avec le cylindre. Cet arbre de distribution est commandé par l'arbre du volant au moyen d'engrenages hélicoïdaux et d'un arbre intermédiaire S. Le tambour des cames P peut coulisser le long de l'arbre et être fixé dans deux positions, dont l'une correspond à la période de mise en marche, la seconde au fonctionnemnt normal de la

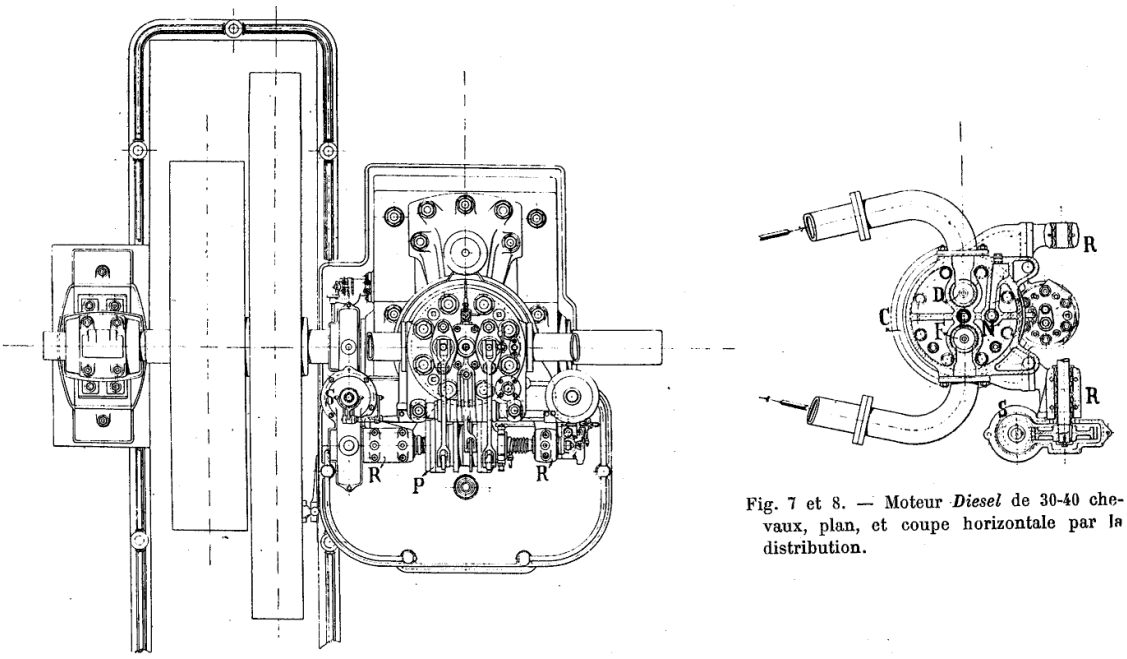


Fig. 7 et 8. — Moteur *Diesel* de 30-40 chevaux, plan, et coupe horizontale par la distribution.

machine. Le passage des cames de la position de mise en train à la position normale se fait automatiquement, par le déclenchement d'un cliquet sous l'action du régulateur, dès que la machine a pris, sous l'impulsion de l'air comprimé, la vitesse nécessaire. Dans certains modèles construits, le passage de la position de départ à la position de marche normale s'effectue à la main par les soins du mécanicien.

L'eau destinée à la réfrigération de la machine passe d'abord dans l'enveloppe de la pompe à air (fig. 6), de là dans le couvercle de cette pompe, et enfin, par la tubulure T, dans la chemise d'enveloppe du cylindre moteur; elle se rend ensuite dans le fond C, d'où elle est ensuite évacuée. Le reste des détails de construction est représenté très complètement sur les dessins.

On a représenté en fig. 9 la construction de la pompe à pétrole et son mode de réglage. Le piston plongeur *a* de la pompe est actionné par une pièce rotative quelconque de l'arbre de distribution du moteur, et aspire en montant le combustible liquide d'un réservoir quelconque par la soupape d'aspiration *b*. Lorsque ce piston redescend, il

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

refoule le pétrole dans le réservoir d'aspiration si la soupape *b* reste ouverte; si, au contraire, cette soupape est fermée, le pétrole passe à travers la soupape de refoule-

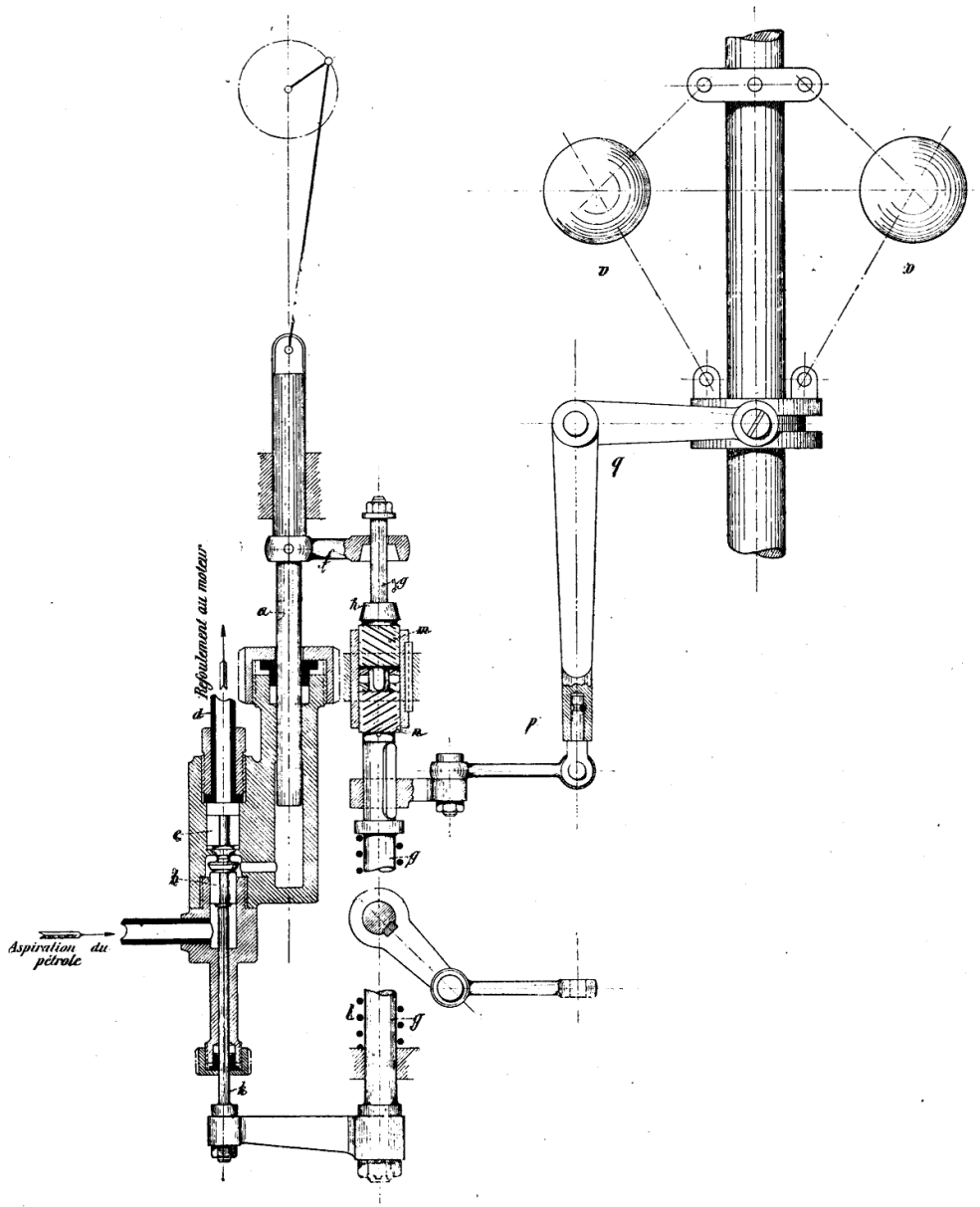


Fig. 9. — Moteur *Diesel*, détail du réglage de la pompe à pétrole.

ment *c* et, de là, par le tuyau *d*, dans l'ajutage d'insufflation du moteur. Le piston est relié à un bras *f*, qui monte et descend avec lui, et qui entraîne la tige *g* lorsqu'il vient s'appuyer sur l'épaulement *h* de cette dernière. Il en résulte, qu'à chaque descente du piston, cette tige *g* est entraînée à un certain moment, et fait descendre avec

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

elle la petite tige k, qui abandonne le clapet d'aspiration b, qu'elle tenait ouvert jusqu'ici. Ce clapet se ferme par conséquent, et oblige, à ce moment précis, le pétrole à passer par le refoulement c vers le moteur. La tige g, rappelée par le ressort l, remonte d'elle-même, avec le piston. Pour déterminer le quantité de pétrole amenée à la machine, il suffit donc de régler en conséquence la longueur de la tringle g, ce qui se fait très facilement au moyen de l'écrou avec filetage à droite et à gauche m et n.

Le régulateur de la machine v est relié par les leviers p q à la tige g, qu'il peut faire tourner autour de son axe, ce qui en entraîne l'allongement ou le raccourcissement, et produit un réglage très précis de la puissance du moteur; comme les mouvements de la tige g sont parfaitement libres, le régulateur n'a aucune espèce de résistance à vaincre, de sorte que les régulateurs les plus élémentaires permettent d'obtenir, d'une façon entièrement satisfaisante, le résultat cherché.

Primitivement, je m'étais proposé de réaliser le nouveau cycle dans une machine à trois cylindres à compression et détente compound. Le schéma de ce dispositif a été publié à diverses reprises [1]. Une machine de 150 chevaux de ce type a été construite pour combustibles liquides. Les essais ont démontré que l'augmentation du rendement thermique, comparativement aux moteurs à un seul cylindre, se trouvait compensé par les pertes mécaniques occasionnées, pendant la compression compound, par le transport de l'air d'un cylindre à l'autre à travers un réservoir intermédiaire, et surtout par les pertes de chaleur qui se produisaient dans la détente en deux temps, pendant le passage des gaz du cylindre à haute pression au cylindre à basse pression. C'est là la raison pour laquelle le système compound n'a pas été adopté. On construit aujourd'hui exclusivement des machines à un cylindre ou bien à deux ou trois cylindres accouplés, mais non compound.

Les diagrammes obtenus dans les moteurs sont reproduits sur la figure 3 : les nos 1, 2 et 3 ont été obtenus sur les premières machines d'expériences, le no 4 est le diagramme de la pompe à air. Il est inutile de dire que les courbes de ces diagrammes ne sont ni des isothermiques, ni des adiabatiques pures, et qu'elles ne s'en approchent qu'autant que cela est possible dans des cylindres matériels; les passages d'une courbe à l'autre n'ont pas une précision théorique, ils sont plus ou moins arrondis. Il est superflu de discuter ces divergences absolument inévitables entre la théorie et la pratique. Les diagrammes nos 1 à 4 ont été pris en 1897 par M. le professeur Schröter, de Munich, puis plus tard par M. Sauvage, professeur à l'École des mines de Paris, ainsi que par le professeur Watkinson de Londres et le professeur Denton de New-York, qui les publièrent avec les résultats correspondants. Ces résultats ont été en outre contrôlés par un grand nombre d'ingénieurs éminents et de délégués d'établissements industriels. Rappelons ici les chiffres les plus importants fournis par ces expériences :

	A pleine charge. P. 100.	A demi-charge. P. 100.
Chaleur transformée en travail indiqué.	34,2	38,5
Chaleur transformée en travail effectif.	25,7	22,4
Rendement mécanique.	75	
	kilogr.	kilogr.
Pétrole consommé par cheval-heure au frein.	0,238	0,276
Pétrole consommé par cheval-heure indiqué.	0,180	0,161

Les diagrammes nos 5 et 6 proviennent de machines plus récentes; les petites irrégularités dans la courbe de la combustion, que l'on constatait encore sur les dia-

1. *Revue de mécanique.* Novembre 1897, p. 1075.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Essais au frein d'un moteur thermique à un cylindre système Diesel d'une puissance normale de 30 chevaux.

INSTALLÉ A LA FONDERIE DE LA « MASCHINENFABRICK AUGSBURG » (ATELIERS DE CONSTRUCTIONS MÉCANIQUES D'AUGSBOURG

Décembre 1899

	TABLEAU D'ESSAIS N° I												TABLEAU D'ESSAIS N° II											
Nature du combustible	NAPHTE BRUT DE RUSSIE (Puissance calorique : 10 000 calories par kilogr.)												PÉTROLE DE ROUMANIE (Puissance calorique : 10 000 calories par kilogr.)											
Numéros de l'essai	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Durée de l'essai (en minutes)	15	15	15	30	30	30	30	30	30	30	30	30	15	15	20	30	30	30	31	30	30	15	15	20
Charge (en kilogrammes)	120	110	100	90	80	70	60	50	40	30	20	0	120	110	100	90	80	70	60	50	40	30	20	0
Puissance effective	39,2	34,4	33,1	30,4	26,9	23,6	20,4	17,52	13,8	10,3	6,90	0	39,5	36,6	33,2	30,0	26,6	23,5	20,3	16,9	13,5	10,25	6,8	0
Nombre de tours par minute	174,5	167,0	177,2	180,2	180,0	180,5	181,9	187,5	184,7	183,72	184,4	189,0	175,6	178,66	178,1	177,4	178,46	179,0	181,0	181,06	181,0	183,46	182,0	187,0
Pression effective moyenne (en kilog. par cm²)	6,2	5,69	5,18	4,66	4,14	3,60	3,1	2,57	2,05	1,55	1,03	0	6,2	5,64	5,11	4,65	4,09	3,62	3,1	2,58	2,06	1,54	1,0	0
Puissance indiquée dans le cylindre principal	58,2	52,5	51,7	50,2	45,3	42,0	38,2	36,1	32,3	29,9	23,3	16,65	57,5	54,1	50,6	45,2	41,9	38,6	37,7	33,4	29,4	28,6	25,6	16,9
Pression indiquée moyenne dans le cylindre princip.	9,17	8,66	8,02	7,72	6,93	6,4	5,76	5,28	4,81	4,47	3,77	2,42	9,07	8,35	7,8	7,02	6,46	5,94	5,72	5,09	4,48	4,32	3,89	2,49
Puissance indiquée de la pompe à air	3,27	3,29	3,22	3,85	3,85	3,38	2,98	3,185	3,17	3,06	2,86	2,015	3,24	3,29	3,32	9,91	2,88	2,92	2,82	2,71	2,79	2,82	2,50	1,87
Pression indiquée moyenne dans la pompe à air	3,85	3,84	3,73	4,40	4,4	3,85	3,37	3,49	3,53	3,42	3,19	2,19	3,82	3,8	3,85	3,4	3,34	3,36	3,22	3,09	3,17	3,17	2,84	2,06
Résultat indiqué. Puissance du cylindre princip.	54,93	49,29	48,48	46,35	41,45	38,62	35,22	32,915	29,13	26,84	22,44	14,635	54,26	50,81	47,28	42,29	39,02	35,68	34,88	30,69	26,61	25,78	23,1	15,03
— Pression dans le cyl. princip.	8,6	8,1	7,50	7,08	6,34	5,91	5,34	4,84	4,36	4,04	4,34	2,14	8,55	7,81	7,30	6,58	6,02	5,51	5,31	4,66	4,06	3,88	3.5	2,29
Dépense totale de pétrole par heure et en kilogr.	10,0	3,4	7,4	6,9	6,1	5,4	4,9	4,6	4,1	3,7	3,1	2,37	8,60	8,00	6.90	6,4	6,06	5,3	5,02	4,44	4,00	3.28	2,8	1,95
Dépense de pétrole par cheval-heure indiqué	182	171	153	149	147	139,5	139,0	144,8	140,8	137,8	137,0	162,0	158,0	157,0	146,0	151,5	154,0	148,5	144,0	145,0	153,0	127,5	121,0	130,0
— — effectif	255	244	223,3	227	227	229	240	272	297	359	449	»	217,0	218	208	213	226	226	248	263	296	320	412	0
Rendement thermique	35,0	37,3	41,6	42,7	43,3	45,7	45,8	44,0	45,3	46,2	46,5	39,3	40,3	40,6	43,6	42,1	41,5	42,8	44,2	44,0	41.6	50,0	52,8	49,0
— mécanique	71,4	70,2	68,3	65,6	62,5	61,1	57,9	53,2	47,3	38,3	30.8	»	72,8	72,2	70,5	71,2	68,2	66,0	58,2	55,2	51,0	40,0	29,5	»
— économique	25,0	26,2	28,4	28,0	27,1	27,9	26,8	23,4	21,5	17,7	14,6	»	29,3	29,3	30,7	29,8	28,3	28,3	25,8	24,2	21,2	20,0	15,5	»
»	15,73	14,82	15,38	15,95	14,55	15,02	14,82	15,39	15,33	16,54	15,54	14,635	14,76	14,24	14,08	12,29	12,42	12,18	14,58	13,79	13,11	15,53	16,3	15,03

Dimensions du moteur en millim. : Diamètre du cylindre moteur, 301. — Course du piston moteur, 460. — Diamètre du cylindre de la pompe à air, 110. — Course du piston de la pompe à air, 230.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

grammes de Schröter nos 1, 2 et 3, ont complètement disparu. Les diagrammes de réglage nos 1, 5 et 6 montrent clairement que l'allure suivie en pratique par la courbe de combustion est telle que nous l'avions expliquée théoriquement par la figure 2, c'est-à-dire sensiblement isothermique pour les petites charges, la courbe prenant peu à peu une allure ascendante en s'écartant de l'isothermique pour les charges moyennes, puis arrivant à peu près à la pression constante en charge maxima. Ces courbes variables de la combustion s'obtiennent simplement par la variation de la pression de l'air d'insufflation ou par celle de la durée de la période d'insufflation ou d'admission du combustible, ou encore par la variation simultanée de ces deux moyens. Tous ces diagrammes

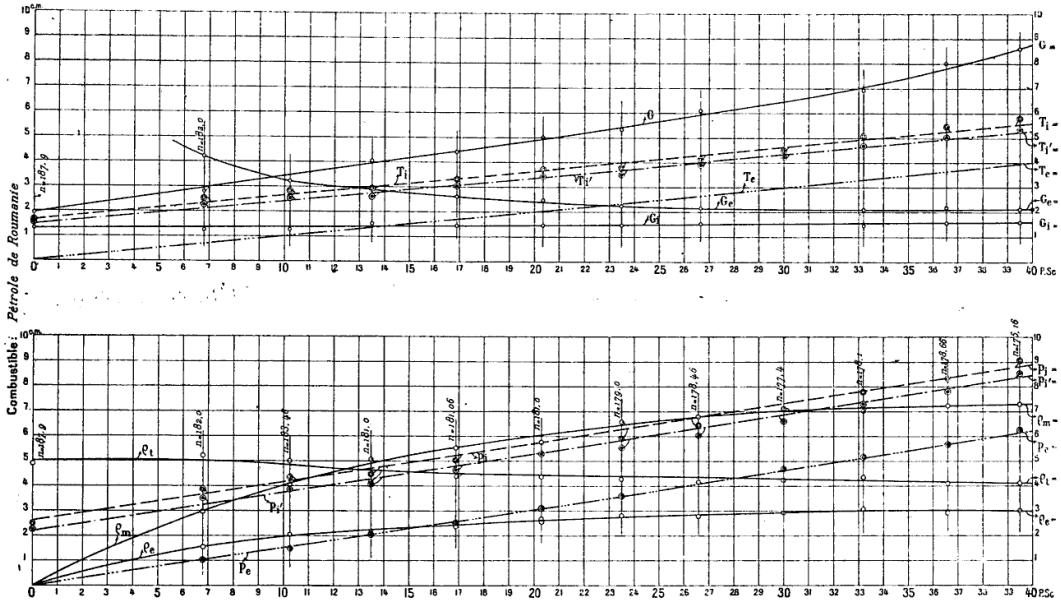


Fig. 10. — Essais au frein d'un moteur thermique *Diesel* à un cylindre d'une puissance normale de 30 chevaux, installé à la fonderie de la « Maschinenfabrik Augsburg » en décembre 1899.

G. Dépense totale par heure. — *Ti*. Puissance indiquée totale dans le cylindre moteur. — *Ti'*. Puissance nette indiquée ou puissance du cylindre moteur déduction faite de la résistance des pompes à air. — *Te*. Puissance effective. — *Ge*. Dépense par cheval-heure effectif. — *Gi*. Dépense par cheval-heure indiquée. — *pi*. Pression indiquée moyenne dans le cylindre moteur. — *pi'*. Puissance nette totale indiquée. Pression moyenne dans le cylindre moteur. — *ρm*. Rendement mécanique. — *pe*. Pression effective moyenne. — *ρt*. Rendement thermique. — *ρe*. Rendement économique.

laissent également voir, aux points désignés par les chiffres 3, la fin de la période de combustion, expliquée plus haut théoriquement par la figure 1.

Les essais correspondant à ces nouveaux diagrammes ont été exécutés avec le même soin que celui qui avait présidé aux expériences faites sur la première machine. Mais les résultats en sont essentiellement meilleurs, ce qui s'explique par les progrès réalisés dans l'exécution des machines. Le tableau, page 498, donne un compte rendu complet des résultats d'expériences faites sur un moteur à un cylindre de 30 chevaux effectifs en fonctionnement normal, et d'environ 40 chevaux au maximum, installé à la fonderie de la fabrique de machines d'Augsbourg. Ces essais ont été faits avec différents combustibles, savoir : 1° avec du pétrole brut de Russie; 2° avec du pétrole lampant de Roumanie.

Chaque série d'essais a été répétée plusieurs fois et contrôlée de la façon la plus sévère.

La figure 10 donne une représentation graphique des résultats les plus importants

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

fournis par ces expériences. Il démontre que la consommation de pétrole à 10000 calories est actuellement réduite à 208 grammes par cheval effectif en pleine charge, ce qui correspond à un rendement effectif du calorique de 30,7 p. 100, c'est-à-dire à 5 p. 100 de plus que dans les essais faits sur la première machine par M. Sauvage. Le rendement thermique s'est élevé à 43,6 p. 100 en pleine charge et au delà de 50 p. 100 pour des puissances inférieures. Ces chiffres sont très supérieurs à ceux obtenus précédemment. Une comparaison des séries d'essai nos 1 et 2 montre que les résultats obtenus avec le pétrole brut ne s'écartent pas notablement de ceux obtenus avec le pétrole raffiné.

Ce n'est pas seulement en eux-mêmes que ces résultats présentent un grand intérêt, c'est surtout au point de vue des conséquences scientifiques que l'on peut en tirer, et dont les plus importantes sont les suivantes :

1° Du calorique total contenu dans le combustible, le moteur transforme en travail indiqué 40 p. 100 à pleine charge, 50 p. 100 à demi-charge. Ce sont là des chiffres qui surpassent de beaucoup le rendement thermique de toutes les autres machines thermiques actuellement connues, même des plus parfaites et des plus récentes. J'avais prévu, dans une brochure publiée en 1893, en m'appuyant sur les conclusions théoriques, un rendement thermique pratiquement réalisable de 60 p. 100, avec des pressions d'environ 40 atmosphères. On voit que l'approximation actuelle est assez satisfaisante; les progrès qu'il reste à faire permettront certainement de se rapprocher encore plus des données théoriques.

2° Le rendement thermique du cycle augmente sensiblement lorsque la charge du moteur diminue; c'est-à-dire que le rendement thermique est d'autant meilleur que la combustion se rapproche davantage de l'isothermique et que l'excès d'air est plus important.

Il est ainsi démontré par les expériences que les considérations théoriques qui avaient servi de base à l'établissement de la machine, de même que les conditions qui en avaient été déduites pour un procédé de combustion rationnel, étaient exactes.

En présence de ces faits acquis par les expériences, on est un peu étonné de voir dans la majorité des discussions qui ont suivi nos premières publications, tant d'opinions des plus diverses émises sur le meilleur procédé théorique de combustion.

Pour moi, il est indubitablement acquis et prouvé par l'expérience que le meilleur rendement thermique est obtenu par la combustion qui se rapproche le plus de l'isothermique. C'est à la suite de considérations purement pratiques que j'ai adopté une marche s'écartant de l'isothermique pour les fortes charges, simplement pour diminuer le prix de revient de la machine à puissance égale, et non pas parce que je crois ce cycle préférable au point de vue théorique.

Quoique, d'une part, l'on n'ait pas encore atteint la compression désirable, et que, d'autre part, la question purement pratique du prix de revient de la machine (dimensions du moteur) influe encore sur le choix de la courbe de combustion, il reste théoriquement exact qu'une compression aussi élevée que possible, combinée avec une combustion voisine de l'isothermique, constitue le meilleur cycle thermique. Le temps viendra peut-être où l'on emploiera des machines de dimensions un peu plus grandes à forces égales, afin de produire la combustion avec une élévation de température moins grande, c'est-à-dire avec des pertes de chaleur moindres à travers les parois. Ces considérations ont été, dès le début, reconnues exactes par des savants dont l'autorité n'est pas douteuse, tels que MM. Zeuner, Schröter et beaucoup d'autres.

Néanmoins, bien des auteurs se sont efforcés de contester toute importance à ce nouveau procédé. Beaucoup ont dénoncé comme un crime de lèse-science les écarts inévitables entre le cycle pratiquement réalisé et le cycle théorique. Il en est résulté une grande confusion dans les raisonnements, avec beaucoup de jugements et de conclu-

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

sions erronés. Mais les faits simples, claires et précis ressortent sans la moindre incertitude des expériences de MM. Schröter, Sauvage et autres, ainsi que des essais plus récents dont il a été parlé plus haut.

En dehors des conséquences scientifiques que nous venons d'énumérer, nos expériences ont également fourni quelques conclusions pratiques sur les phénomènes de la combustion dans les moteurs ; qu'il me soit permis ici d'en dire quelques mots.

Il est très intéressant d'examiner ces phénomènes sans formules mathématiques ou chimiques, car, en dehors des questions purement scientifiques concernant les proportions relatives d'air et de combustible, les températures des matières venant en contact, la pression sous laquelle la combustion se produit, etc., il existe encore une foule d'autres influences qui ne sont accessibles ni aux considérations chimiques ni aux calculs mathématiques, et qui jouent cependant un très grand rôle dans la combustion et dont les plus importantes sont l'influence des parois de la chambre de combustion, l'intimité du mélange comburant, la forme sous laquelle est employé le combustible ; la manière dont il se comporte lors de l'échauffement qui précède la combustion ; la rapidité de propagation de la combustion, etc. On peut faire sur ces diverses influences des recherches très méthodiques et en tirer des conclusions intéressantes, aboutissant à des règles générales qu'il convient d'observer pour obtenir une combustion parfaite, exempte de fumée et économique.

Une étude semblable, dans toute sa généralité, nous mènerait trop loin. Nous nous contenterons, pour le moment, de comparer le cas particulier de la combustion dans le nouveau moteur, aux phénomènes de la combustion dans les moteurs ordinaires à explosion, en limitant la question aux combustibles liquides, parce que le moteur Diesel, dans sa forme actuelle, emploie spécialement ces derniers.

Il y a tout d'abord quelques règles générales à tirer des observations faites sur les foyers ordinaires des chaudières, dans lesquels la perfection de la combustion dépend, à un haut degré, de l'intimité du mélange de l'air et du combustible et de la température de l'air. Un mauvais mélange et une température trop basse de l'air occasionnent facilement des combustions fumeuses, tandis qu'au contraire un mélange intime et de l'air surchauffé la facilitent et l'améliorent. D'où les deux premières règles suivantes, bien connues d'ailleurs, qui s'appliquent à toute espèce de combustible :

1° Division aussi complète que possible et mélange bien homogène du combustible et de l'air;

2° Élévation aussi forte que possible de la température de l'air comburant.

Il y a lieu de remarquer, en particulier pour les combustibles liquides, que la plupart d'entre eux (à part quelques exceptions, comme l'alcool) sont des mélanges de substances différentes, qui se vaporisent à des températures inégales.

Lorsqu'un semblable combustible traverse avant son entrée dans le moteur, comme cela a lieu le plus souvent dans les moteurs à pétrole à explosion, un vaporisateur quelconque, qui le chauffe et le mélange à l'air dans un état plus ou moins finement divisé, il se produit toujours une distillation fractionnée. Les parties volatiles se séparent sous forme de vapeur des parties plus lourdes, qui restent dans le mélange sous forme de gouttelettes de dimensions plus ou moins grandes, et qui, par suite de l'évaporation des parties plus volatiles, deviennent plus difficilement inflammables. Si l'on aspire un semblable mélange dans un cylindre dont les parois sont refroidies par une circulation d'eau, les produits plus volatils se condensent partiellement, et les parties lourdes non vaporisées restent adhérentes aux parois. En dehors des pertes immédiates qui en résultent, la conséquence de ces circonstances est l'encrassement de la chambre de combustion et des organes de la machine, parce que les matières

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

lourdes ne brûlent qu'imparfaitement. Ces effets nuisibles sont encore augmentés par l'aspiration, dans le cylindre, d'une grande quantité d'air froid. Au moment de la combustion, les vapeurs légères distillées se consument rapidement et complètement, tandis, qu'au contraire, les gouttelettes lourdes ne brûlent que lentement et incomplètement, ce qui rend la combustion impure et imparfaite. Les produits non brûlés sont ensuite entraînés par les gaz d'échappement, ce qui rend ces derniers impurs, chargés de suie, et d'une odeur désagréable.

Cette simple considération a pour conséquence quelques nouvelles règles à appliquer pour perfectionner les combustions motrices, savoir :

3° Éviter toute vaporisation préalable du combustible liquide, toute séparation en parties légères et lourdes ;

4° Éviter tout contact du combustible avec les parois plus ou moins froides de la chambre de combustion. Éviter tout mélange anticipé du combustible avec l'air comburant plus ou moins froid.

En continuant l'examen de ces phénomènes, nous trouvons que, dans le moteur à explosion, le mélange d'air comburant et de combustible, après avoir été comprimé, est enflammé en un point quelconque par une flamme, un tube incandescent ou une étincelle électrique. De ce point d'allumage, la combustion se propage de molécule en molécule. La vitesse de propagation de l'allumage a été longuement étudiée, elle est relativement faible, et dépend de toute une série de circonstances sur lesquelles il est difficile d'avoir une influence telles que :

5° de la plus ou moins grande intimité du mélange d'air et de combustible, de la grosseur des particules de combustible même, les parties lourdes de grandes dimensions ; par exemple, ne prenant presque aucune part à la combustion ; de la richesse, c'est-à-dire du pouvoir calorifique du combustible employé ; de la pression sous laquelle s'opère l'allumage ; enfin, et principalement, de la température du mélange comburant au moment de l'allumage.

L'on comprend combien il est difficile de contrôler tant d'influences diverses et d'essayer de les régler, et combien il a fallu de tâtonnements pour arriver, malgré ces obstacles, aux résultats brillants que donnent les moteurs à explosion. La seule solution pratique consistait dans l'établissement de conditions aussi stables que possible. Dans un moteur à gaz, par exemple, la composition du combustible est à peu près invariable, de même la proportion d'air et de gaz qui constituent le mélange. Lorsqu'on y ajoute une vitesse à peu près constante et une compression constamment la même, on arrive à réaliser un état de régime parfaitement déterminé par l'expérience, et qui se répète très régulièrement en pratique. Les gens du métier savent bien, par contre, combien les difficultés augmentent lorsque les conditions varient ; lorsqu'on emploie des combustibles pauvres, dans lesquels la vitesse de propagation de la flamme est très faible ; lorsque les chambres de combustion sont grandes et exposées à des variations étendues ; lorsqu'on cherche à obtenir des vitesses considérables du piston ; ils savent bien comment, en général, lorsqu'on s'écarte des conditions qui ont été établies comme les plus favorables, il se produit facilement des perturbations et des irrégularités. Ceci nous indique une nouvelle règle pour le perfectionnement de la combustion, savoir :

6° Rendre la combustion, autant que possible, indépendante de la vitesse de propagation de la flamme et de toutes les irrégularités et incertitudes qui en découlent.

Enfin, l'un des éléments les plus importants de la combustion est la pression sous laquelle elle se produit. Les expériences faites à Augsbourg ont démontré que la combustion est d'autant plus facile et plus complète qu'elle est faite sous une pression plus élevée ; cela s'explique d'ailleurs facilement, car une forte pression est synonyme de rapprochement des molécules et produit une pénétration des particules combustibles

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

par l'air comburant. La pression élevée est un acheminement, une transition vers la combinaison chimique, et elle exerce sur la combustion une influence tout à fait surprenante. Cette heureuse influence de la pression a été déjà observée dans les laboratoires des chimistes et des physiciens qui s'occupaient de déterminer les capacités calorifiques avec la bombe de Mahler, et elle a été citée quelquefois dans la littérature. Il en découle la nouvelle règle suivante :

7° Élever la pression le plus possible avant de commencer la combustion.

Examinons maintenant jusqu'à quel point les règles que nous venons d'énoncer sont appliquées dans le nouveau moteur :

1° La division aussi parfaite que possible et l'homogénéité du mélange d'air et de gaz sont obtenues par insufflation de combustible au moyen d'un grand excès de pression, qui assure non seulement une pulvérisation parfaite, mais mélange et brasse le contenu de la chambre de combustion pendant toute la durée de la combustion, de telle sorte que chaque particule de combustible qui y pénètre se trouve environné d'air frais ;

2° La surchauffe de l'air comburant est obtenue par sa compression préalable à une température bien supérieure à celle de l'allumage.

De là, une combustion facile, rapide et indépendante du temps. Toute la marche de la combustion ne dépend plus que de la manière dont le combustible est introduit, c'est-à-dire de la distribution extérieure de la machine, par laquelle elle est commandée d'une manière presque mathématique. On peut effectivement réaliser par la distribution toutes les courbes de combustion décrites plus haut en commençant par l'isothermique, pour s'élever peu à peu jusqu'à l'horizontale, voire même jusqu'à la verticale.

3° La vaporisation ou gazéification préalable du combustible liquide est évitée dans le nouveau moteur. Le combustible y est introduit dans son état normal; chaque molécule est complète, et ses parties volatiles contribuent, lors du passage brusque dans l'atmosphère à haute température de la chambre de combustion, à une division plus fine des parties lourdes, tout en brûlant instantanément avec elles. C'est ce qui explique pourquoi toutes les huiles brutes et les substances contenant, à côté de matières très lourdes, certaines quantités de substances plus volatiles, brûlent en quelque sorte plus facilement dans le nouveau moteur que des combustibles plus réguliers de composition, comme les pétrole lampants. Cela explique également pourquoi ce procédé s'applique à tous les combustibles liquides dont nous disposons.

4° Dans le nouveau moteur, aucun contact entre le combustible et les parois froides du cylindre n'a lieu ; chaque particule du combustible arrive isolément et directement dans l'atmosphère brûlante, et elle y est consumée complètement avant d'avoir pu venir en contact avec une paroi. Il en résulte une propreté parfaite de la chambre de combustion et de toutes les parties intérieures de la machine, quelle qu'ait été la durée du fonctionnement.

5° Il n'y a pas, dans le nouveau moteur, de mélange anticipé du combustible avec l'air comburant.

6° L'indépendance de la combustion de la vitesse de propagation de la flamme est complètement réalisée dans notre moteur, chaque particule de combustible arrivant dans une atmosphère dont l'état correspond à une combustion en pleine activité, et trouvant toutes les conditions nécessaires à la combustion sans avoir à compter sur les particules voisines et sans être assujettie aux vicissitudes de la propagation de la flamme. Ni la richesse, ni la pauvreté du combustible, ni les dimensions de la chambre de combustion, ni la vitesse du piston ne peuvent influencer les phénomènes. Ici encore, la combustion dépend uniquement de la manière dont le combustible est introduit, c'est-à-dire de la distribution de la machine.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

7° Une pression aussi élevée que possible avant le commencement de la combustion est également réalisée dans le nouveau moteur par suite de la grande compression préalable.

On peut donc affirmer que, dans le nouveau moteur, aucune des phases de la combustion n'est livrée à elle-même. Toute sa marche est, au contraire, réglée et commandée presque géométriquement. Comme, en outre, le procédé de combustion donne le meilleur rendement, son succès était nécessaire.

Il résulte de l'exposé qui précède que tous les combustibles liquides qui ont été essayés dans le nouveau moteur se sont montrés immédiatement applicables. Ce sont surtout les suivants :

1° Tous les genres de benzines et d'essences d'un poids spécifique inférieur à 0,79; puissance calorifique : 10400 calories;

2° Tous les genres de pétroles lampants d'un poids spécifique compris entre 0,79 et 0,815; puissance calorifique : 10200 calories, qu'ils soient bien ou mal raffinés, et quelles que soient leurs provenances;

3° Tous les produits lourds de la distillation du pétrole brut d'un poids spécifique supérieur à celui du pétrole lampant : en moyenne, 0,85. Ces huiles sont généralement désignées comme huiles solaires, et portent, en Amérique, des noms divers, tels que *fuel oil*, *lima fuel oil*, *gas oil*, *eagle oil*, etc. Ce sont celles qui ont été employées pour le chauffage des chaudières à l'Exposition de Chicago;

4° Pétroles bruts des sources russes, d'un poids spécifique de 0,871 ; puissance moyenne : 10175 calories, et de sources américaines ou californiennes, huiles brutes allemandes de Oelheim (densité : 0,87 à 0,88). Les matières énumérées sous ce paragraphe sont toutes plus ou moins colorées et souvent visqueuses. Les essais faits avec les huiles américaines ont été conduits par M. I.-E. Denton, professeur de mécanique appliquée à New-York, qui fait surtout ressortir, dans ses rapports officiels, la pureté des gaz d'échappement;

5° Les résidus de l'industrie du naphte, connus en Russie sous le nom de « Masut », produits très visqueux (poids spécifique : 0,905);

6° On peut enfin employer également l'alcool avec une teneur d'eau de 5 à 15 p. 100, tel qu'il est livré dans le commerce.

Toutes ces substances brûlent dans la machine sans aucun résidu et sans entraîner le moindre encrassement des organes. Les produits d'échappement sont parfaitement incolores et invisibles, complètement dépourvus d'odeur (abstraction faite de la légère odeur commune à toutes les machines, sans exception, qu'il ne faut pas confondre avec l'odeur âcre et désagréable des combustibles non consumés).

Nombre d'expérimentateurs ont exposé des feuilles de papier blanc pendant un temps prolongé à l'orifice du tuyau d'échappement de divers de nos moteurs, sans pouvoir y trouver la moindre gouttelette d'huile, la moindre poussière de suie, ni aucune autre trace de la combustion.

Il est à peine besoin de faire ressortir les avantages que l'emploi des combustibles liquides présente dans nombre de cas sur celui des combustibles solides. Ils ne nécessitent aucun soin particulier, coulent d'eux-mêmes dans les machines, et y brûlent sans résidu. Leur transport est, par rapport à celui du charbon, incomparablement plus facile et plus agréable; la production de scories et de cendres est complètement évitée. Ces combustibles offrent donc l'avantage d'une grande commodité, d'une grande propreté et d'une grande économie de main-d'œuvre. Leur envoi immédiat dans le cylindre même du moteur supprime la chaudière et, avec elle, toutes ses sujétions et dangers; il évite enfin complètement la fumée. Il convient de faire remarquer

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

encore que la marche économique du moteur Diesel réduit le poids du combustible liquide au quart de ce qu'il faudrait en charbon à puissance égale dans une machine à vapeur. Tout cela rend le moteur éminemment propre aux services dans lesquels il faut, avant tout, tenir compte de la commodité, de la propreté, de l'absence de fumée et de danger. Il est donc particulièrement indiqué pour presque toutes les industries exploitées à l'intérieur des villes, en première ligne pour la moyenne et la petite industrie, et en outre pour tous les services dans lesquels le poids de combustible et d'eau à transporter joue un rôle important, par exemple, pour le service des transports, particulièrement pour les automobiles, les locomotives et les bateaux. Enfin, il est particulièrement approprié aux locomobiles pour les services de l'agriculture. Signalons encore un point important, susceptible d'étendre les applications du moteur Diesel, c'est l'absence d'une flamme découverte ou d'une étincelle électrique, ce qui permet de le placer sans précautions particulières dans une enceinte inflammable et dangereuse, telle que, par exemple, l'intérieur des galeries de mines, le voisinage des sources de pétrole et autres endroits analogues.

En considérant les avantages importants, signalés ci-dessus, de l'emploi général des combustibles liquides pour l'agriculture, l'industrie des transports, la petite et moyenne industrie et pour l'industrie à l'intérieur des villes, on conçoit l'intérêt qu'il y a à faciliter par tous les moyens le trafic de ces combustibles dans les cercles intéressés. Ce n'est malheureusement pas ce qui s'est fait jusqu'à ce jour. Tous les combustibles que l'on peut employer dans le moteur sont soumis à des charges douanières élevées, qui en doublent et triplent le prix. Il est compréhensible que l'on ait eu, jusqu'ici, de la peine à modifier ces conditions, car l'on n'employait, dans les moteurs à pétrole connus, que les essences légères ou le pétrole lampant, procurant au fisc des revenus importants, auxquels il ne peut renoncer. Comme, dans la pratique, il serait difficile, pour ne pas dire impossible, de vérifier si ces combustibles sont réellement employés à l'usage exclusif des moteurs et non partiellement à l'éclairage, il semblait impossible de résoudre le problème de dégrever des frais de douane le pétrole destiné aux moteurs. Maintenant qu'il est démontré que le nouveau moteur peut fonctionner avec le pétrole brut tel qu'il sort des sources, ou avec les résidus, ou, d'une façon générale, avec toute espèce de combustible, qui ne saurait recevoir aucune application dans l'industrie de l'éclairage ou dans celles des huiles à graisser, la question du dégrèvement de ces substances se présente sous un tout autre aspect, et semble très facile à résoudre. En songeant aux avantages que peuvent en retirer la petite et la moyenne industrie, les exploitations rurales, l'industrie des transports, la navigation et la vie industrielle des grands centres de population, il faut considérer ce dégrèvement des combustibles comme une nécessité absolue.

Il ressort de cette communication que notre moteur, abstraction faite de son économie thermique, donne une *solution générale* du problème de la combustion des combustibles liquides, et qu'il y a lieu d'admettre qu'aucune autre méthode de combustion ne saurait résoudre ce problème dans toute sa généralité. S'il y a des moteurs à explosion employant certains produits distillés, tels que les essences ou le pétrole lampant, ils refusent de fonctionner dès qu'on essaie d'autres combustibles liquides, inconvénient auquel s'ajoute leur faible rendement thermique, qui ne dépasse pas en moyenne la moitié de celui du moteur Diesel.

Dans les considérations théoriques et les résultats d'expériences rappelées ci-dessus, nous avons démontré que le rendement thermique du nouveau moteur surpasse de beaucoup celui des autres machines thermiques; il faut ajouter que son rendement mécanique, qui est de 70 à 75 p. 100, est très sensiblement inférieur à celui de beaucoup d'autres moteurs, car il existe des moteurs à explosion qui donnent un rendement

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

mécanique de 80 à 85 p. 100, et de bonnes machines à vapeur qui atteignent jusqu'à 90 p. 100. Ce n'est pas ici le lieu de rechercher les circonstances qui influent sur ce rendement, mais il faut rappeler que les constructeurs d'une machine aussi nouvelle prennent généralement des excès de précautions, et que l'on a de bonnes raisons pour admettre, malgré la grande compression, que le rendement mécanique pourra être sensiblement augmenté. En outre, on a construit, l'année dernière, un nouveau modèle de moteur notablement plus léger, plus simple, et meilleur marché que celui qui a été décrit précédemment, mais dont les détails ne peuvent pas encore être publiés aujourd'hui.

Ces travaux récents permettent d'affirmer qu'il y a lieu d'espérer une amélioration graduelle de l'utilisation totale effective de la chaleur, et le rendement thermique élevé du nouveau moteur sera, par l'augmentation du rendement mécanique, de plus en plus effectivement utilisé.

Le nouveau procédé a été appliqué également au *gaz d'éclairage*, sans aucune modification de la machine. Dans le cas du moteur à gaz, la pompe à air H (fig. 4) aspire le gaz et le comprime à 40 atmosphères; ce gaz pénètre ensuite par l'ajutage dans la chambre de combustion du cylindre A, à l'aide d'une distribution particulière à admission variable, suivant la force à produire par la machine. Les diagrammes ainsi obtenus sont les nos 7 et 8 de la fig. 3. On y voit très nettement le réglage par variation de l'admission obtenue par une distribution particulière à déclic fonctionnant avec une grande précision.

Le gaz d'éclairage s'enflamme et brûle en général très facilement sous les pressions élevées que l'on réalise dans cette machine, surtout lorsqu'il contient, comme presque toujours, une petite quantité d'hydrocarbures lourds. Les gaz, au contraire, qui n'en contiennent pas, brûlent irrégulièrement; ils ratent parfois brusquement au milieu d'une marche parfaite; il est d'ailleurs facile d'y remédier en carburant le gaz de préférence avec une toute petite quantité de pétrole ordinaire, que l'on mélange au gaz avant l'insufflation, ce qui assure un fonctionnement parfait en toutes circonstances.

Les gaz ne se mélangent pas, pendant l'insufflation, aussi intimement avec de l'air comburant que les combustibles liquides, qui se répandent mieux dans la chambre d'explosion, en raison de leur poids spécifique élevé. C'est pourquoi le gaz d'éclairage a donné, dans la nouvelle machine, un rendement thermique et un rendement effectif légèrement moindres que les combustibles liquides. Les chiffres obtenus ont été les suivants :

En pleine charge, le rendement thermique a été de 36 p. 100, correspondant à 350 litres de gaz d'éclairage par cheval-heure indiqué (gaz de 5000 calories par mètre cube à 0 degré centigrade et à 75 millimètres de pression). Le rendement effectif a été de 26 à 27 p. 100, avec un rendement mécanique de 75 p. 100. ce qui correspond à une consommation de 460 à 480 litres de gaz d'éclairage par cheval-heure effectif.

Il en résulte que, pour le gaz d'éclairage, le moteur Diesel est équivalent aux moteurs à explosion les plus parfaits et les plus nouveaux au point de vue du rendement effectif, et qu'il leur est sensiblement supérieur au point de vue du rendement thermique. En considérant que ces essais ont été faits avec la vieille machine encore imparfaite qui a servi aux expériences de Schröter, il n'est pas douteux que le nouveau moteur à gaz est, au point de vue thermique, la meilleure de toutes les machines thermiques connues, et que, le jour où il aura amélioré son rendement mécanique, il dépassera les moteurs à explosion également dans le rendement effectif.

A l'époque où j'ai commencé mes travaux, la meilleure utilisation de la chaleur dans les machines à explosion était de 15 à 18 p. 100 en travail indiqué, correspondant à un rendement effectif de 10 à 12, au maximum 15 p. 100. En 1893, lorsque parut

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

ma brochure, le rendement effectif connu le plus élevé était de 19 à 20 p. 100. Notre nouveau procédé atteignit du premier coup un rendement économique de 28 à 30 p. 100, dépassant ainsi de 100 p. 100 les meilleurs rendements connus à l'origine de nos travaux, et de 50 p. 100 les meilleurs rendements connus à l'époque des premières publications de nos résultats.

Pour les combustibles liquides, les résultats ont été reconnus comme un très grand progrès, sans exception et sans restriction. Pour les combustibles gazeux, par contre, on a prétendu souvent que les résultats obtenus ne réalisaient pas un progrès très important, car, dans leur forme actuelle, les moteurs à explosion atteignent également quelquefois des rendements de 26 à 28 p. 100; mais on oublie, en raisonnant ainsi, le développement historique de la question. Notre nouveau procédé a d'un seul coup, d'après des données théoriques, réalisé un progrès que le moteur à gaz n'avait pas pu accomplir dans un longue évolution de 30 ans. A l'époque où ma théorie a paru, on considérait le moteur à explosion comme ayant atteint son apogée, et j'étais moi-même de cet avis, généralement admis dans la littérature de l'époque. On oublie trop volontiers la puissante impulsion donnée par le nouveau moteur dans ces toutes dernières années, c'est-à-dire après sa réalisation, à l'industrie des moteurs, impulsion qui consista à oser employer des compressions regardées jusque-là comme impossibles; c'est le nouveau moteur qui a indiqué jusqu'où l'on pouvait aller dans cette voie.

Le nouveau procédé a été également appliqué aux *combustibles solides* pulvérulents. La principale difficulté, dans cette application, consistait en l'injection du combustible en poudre à travers les fines ouvertures des ajutages dans la chambre de combustion à des températures et à des pressions très élevées, et dans la répartition du combustible insufflé dans toute la masse d'air contenue dans la chambre. Cette très grande difficulté technique a été facilement surmontée, ou plutôt tournée, en mélangeant le charbon pulvérulent à l'air comburant pendant la période d'aspiration et en le comprimant avec cet air. Cette compression, étant accompagnée d'une très forte élévation de la température, prépare pour ainsi dire la poussière de charbon à la combustion en la surchauffant et en la distillant, de sorte que, par l'injection d'une toute petite quantité de combustible liquide (pétrole) dans ce mélange comprimé, on en provoque l'allumage; la forme de la courbe de combustion est ensuite influencée par le réglage de la période d'admission du combustible liquide. C'est ainsi que l'on a obtenu les diagrammes nos 9 et 10 de la figure 3. Il montre que, malgré la légère modification apportée au procédé, le développement du diagramme est le même que dans le moteur fonctionnant simplement au pétrole ou au gaz.

Ces deux diagrammes montrent à dessein comment la forme de la courbe de combustion peut être influencée par la distribution; ces courbes sont en partie presque isothermiques, en partie à pression constante, en partie même à volume constant; leur forme dépend simplement de la distribution extérieure.

Comme ces essais au charbon pulvérisé ont été faits non pas avec un moteur construit spécialement dans ce but, mais dans une simple machine à pétrole de construction ordinaire, il a été impossible de maintenir longtemps une marche correcte, les parois du cylindre humectées d'huile de graissage s'encrassant rapidement par le dépôt de la poussière de charbon. Il faut, pour cette application, une machine spécialement construite à cet usage, avec une chambre de combustion distincte, parfaitement séparée du cylindre proprement dit, et dont les parois doivent rester libres de lubrifiant. Sous cette forme spéciale, l'emploi du charbon pulvérisé réussira, et les rendements n'en différeront pas essentiellement de ceux du moteur à combustibles liquides ou gazeux, puisque le procédé a donné jusqu'ici, avec tous les combustibles essayés, des rendements thermiques et effectifs presque identiques.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

C'est d'une façon analogue à celle employée pour le charbon pulvérisé que nous avons également appliqué notre procédé aux *mélanges pauvres de gaz et d'air*, en comprimant ces mélanges à des pressions très élevées, pour les surchauffer, et en provoquant, après cette compression, l'allumage par la simple introduction d'une petite quantité de combustible liquide, puis en variant la courbe de combustion par le réglage du combustible liquide. On a obtenu ainsi les mêmes rendements thermiques et effectifs que pour les gaz riches.

C'est la première fois, à ma connaissance, que l'on a exercé sur les phénomènes de la combustion des recherches aussi complètes, sur une aussi grande échelle, et avec de pareils moyens matériels et scientifiques.

Elles ont eu pour résultat de déterminer le procédé de combustion donnant le meilleur rendement thermique actuellement connu; elles ont acquis à la pratique la solution de la combustion rationnelle et économique du combustible liquide dans l'acception la plus générale de ce mot; elles ont fourni les bases de divers procédés nouveaux pour l'emploi des gaz, et démontré la possibilité de faire marcher un moteur par la combustion directe de charbon pulvérisé dans le cylindre. Il n'est pas douteux, pour moi, qu'elles aboutiront à une machine à gaz et à charbon pulvérisé économique et appropriée aux exigences de la pratique.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

HUITIÈME QUESTION

LES MOTEURS A GAZ DE HAUTS FOURNEAUX

D'après M. BRYAN DONKIN

Les moteurs à gaz de hauts fourneaux se sont développés avec une rapidité et une importance extraordinaires : on en fait actuellement de 1 500 chevaux, et l'on en construira probabablement bientôt de 2 000 à 3 000.

Les hauts fourneaux sont des gazogènes parfaits, dont le gaz, qui ne coûte presque rien, peut être immédiatement utilisé dans des moteurs. Ces moteurs commandent le plus souvent soit des dynamos pour l'éclairage et la distribution très commode de la force motrice dans la grande étendue des forges, soit des souffleries disposées de manière à pouvoir être actionnées directement par la tige du piston moteur.

Le gaz, qui n'a pas besoin d'une épuration spéciale, fournit ainsi la puissance à bien meilleur compte que les machines à vapeur anciennement employées pour ces souffleries, avec un rendement thermique de 7 à 10 p. 100, au lieu des 25 à 30 p. 100 du moteur à gaz. La faible puissance calorifique de ces gaz : d'environ 1 000 calories par mètre cubes au lieu des 3 500 à 6 000 du gaz d'éclairage, n'a d'autre inconvénient que d'exiger une augmentation correspondante du volume du cylindre moteur.

D'après le tableau ci-contre, le rendement thermique par cheval effectif varie de 20 à 30 p. 100.

Moteur à gaz marchant aux gaz des hauts fourneaux.

EXPÉRIENCES AVEC RENDEMENT THERMIQUE

NOM du moteur à gaz.	NOMS des expérimentateurs.	VILLE et pays.	ANNÉES.	MOTEUR A GAZ. Diamètre cylindrique.	MOTEUR A GAZ. Course.	REV. PAR MINUTE.	CHEVAUX. Indiqué.	CHEVAUX. Effectué.	RENDEMENT mécanique.	VALEUR THERMIQUE du gaz colorée par M³.	GAZ PAR HEURE. Par cheval indiqué.	GAZ PAR HEURE. Par cheval effectué.	RENDEMENT thermique du moteur.	RÉFÉRENCE L.
Deutsche				mm	mm				°/₀		m³	m³	°/₀	Œchelhaueser type.
Kraft Gas C°.	Meyer.	Differdingen.	1898	430	685	160	79.5	65.3	82	930	225	2.74	30.2	Z.V.D.I., 22-29 avril 99, avec dynamo.
Simplex. . .	Witz.	Seraing.	1898	800	1000	105	»	182	»	980	»	3.30	20.0	Witz, vol. 3, p. 214, avec dynamo.
Deutz Otto. .	Booth.	Wishaw.	1896	»	»	»	»	»	»	930	»	»	»	»

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

L'origine de ces moteurs date de 1895, année pendant laquelle M. Thwaites, aux Glasgow Iron Works, et la Société Cockeril à Seraing établirent des petits moteurs expérimentaux, dont les résultats satisfaisants les firent bientôt remplacer par des moteurs plus grands.

A Hœrde, fonctionne un moteur von Œchelhauser de 600 chevaux, à deux cylindres de 300 chevaux, 480 à 800 millimètres de course, 135 tours par minute, et quatre pistons très longs, comprimant entre eux le mélange de gaz et d'air, dont l'explosion agit sur les deux pistons en même temps. C'est une machine simple, sans valves ni mécanisme de distribution, avec, dans le cylindre, des lumières découvertes par les pistons, mais elle a trois manivelles sur l'arbre de couche, deux longues bielles latérales, et trois bielles motrices: elle donne une explosion par tours, et chasse complètement les gaz brûlés; allumage électrique. A Fescherhutte, près Hanovre, la Deutsche Kraft Gesellschaft de Berlin est en train d'établir un moteur avec cylindres de 953 millimètres, de 1 000 chevaux à 50 tours et 1 500 à 80 tours, vitesses modérées bien appropriées à la commande directe des souffleries.

Il est nécessaire de connaître, pour le bon établissement de ces machines, la puissance calorifique du gaz qu'elles doivent employer, qui varie d'un haut fourneau à l'autre, et pendant la marche, suivant l'allure même du haut fourneau; on y arrive facilement au moyen de calorimètres spéciaux, dont celui de Junker est le plus employé.

A Seraing, on établit, en 1895, la première machine à gaz de haut fourneau de 8 chevaux, et, en 1897, une simplex de 200 chevaux à cylindre de 800 × 1 mètre de course, marchant à 500 tours, compression pour 8 atmosphères, puissance au frein 180 chevaux avec des gaz à 1000 calories par mètre cube, rendement organique 85 p. 100, d'après M. Witz. Le gaz ne subit aucune épuration spéciale, on le refroidit par son passage dans des scrubbers et on le refoule dans un gazomètre par un injecteur Körting.

A Differdingen, la Société Cockeril installe quatre moteurs simplex de 550 chevaux à cylindres de $1^m,30 \times 1^m,40$ de course, actionnant directement, et à 80 tours, des souffleries de $1^m,70$ de diamètre, avec clapets en acier : l'une de ces machines figure à l'Exposition. L'installation comprendra en outre trois moteurs pour dynamos, soit, au total, 3 500 chevaux.

La Gasmotoren Fabrik Deutz a construit, en 1895, un petit moteur Otto de 4 chevaux pour Hoerde, puis un de 16 chevaux, en 1897, pour Friedrickshutte et 5 moteurs de 200 chevaux, pour commande directe des dynamos, avec un plein succès. Cette usine a depuis établi, notamment à Oberhausen, un moteur de 600 chevaux à deux cylindres pour l'éclairage électrique, puis deux de 300 chevaux et deux de 1000, toujours pour l'éclairage électrique, à quatre cylindres opposés deux par deux sur manivelles à 180°, avec la dynamo au milieu de l'arbre de couche. Elle a en construction un grand nombre de ces machines à gaz de hauts fourneaux, notamment une de 500 et deux de 1000 à 4 cylindres 800 × 1 mètre de course pour les forges de Dudelingen (Luxembourg). Une de ces machines, de 60 chevaux, installée à Differdingen, a donné, aux essais par M. Meyer, le rendement thermique très élevé de 30 p. 100 rapporté au cheval effectif, rendement que M. Donkin considère comme le meilleur criterium de la valeur comparative des différents moteurs à gaz ou à vapeur.

La Compagnie Française des moteurs à gaz construit pour la Société de Vezin-Aulnoye trois moteurs de 600 chevaux à quatre cylindres opposés de 660 × 850, marchant à 150 tours.

La Société Korting en construit de 100 et 125 chevaux à un cylindre pour dynamos.

En France, le Creusot se propose d'installer pour 3 000 chevaux de moteurs à gaz de haut fourneau, et MM. de Wendel une installation de 5 000 chevaux.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

En Angleterre, on ne semble pas se presser. La première machine à gaz de haut fourneau y fut établie par Twaites, à Wishaw, en 1895, avec un cylindre de 305 × 457 ; puis on monta, aux forges de Frodingham, Doncastre, un moteur Acmé de 25 chevaux, qui marche bien. A Barrow, il existe un moteur de 160 chevaux, et l'on établit une installation de 1000 chevaux. La maison Crossley construit des moteurs de 530 chevaux à deux cylindres opposés et une manivelle. Andrews en a construit deux de 250 chevaux pour gaz de fours à coke, et la Premier Gas C° un moteur de 250 chevaux pour gaz de haut fourneau.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

HUITIÈME QUESTION

LES MOTEURS A GAZ DE GRANDE PUISSANCE

EN MÉTALLURGIE

Par M. AIMÉ WITZ

La construction de puissants moteurs à gaz, assez robustes pour qu'on puisse les installer au pied des hauts fourneaux, et permettant l'utilisation directe de leurs gaz, est un grand événement, qui marquera dans l'histoire de la mécanique appliquée ; c'est, d'autre part, au point de vue économique, un fait d'une extrême importance, qui a provoqué chez les métallurgistes un intérêt d'autant plus vif qu'il coïncidait avec une hausse extraordinaire du prix des combustibles. Aucun sujet n'est plus digne de l'attention des membres du Congrès.

Le moteur à gaz a grandi lentement, et sa croissance s'est effectuée dès lors dans les meilleures conditions. A l'Exposition de Paris de 1867, on ne vit que des machines Lenoir, Hugon, Langen et Otto et de Bischop, de 1 ou 2 chevaux, qu'on s'estimait heureux de faire marcher quelques heures de suite en utilisant un gaz qu'on n'était pas obligé de fabriquer et dont on disposait à son gré ; en 1878, parurent les moteurs Otto, Gilles, Ravel, Simon, Brayton, et la puissance des unités s'éleva à 4 ou 6 chevaux, avec une marche silencieuse et relativement assez économique : jusque-là l'ambition des constructeurs ne dépassait pas les limites de la petite industrie. Un grand progrès était réalisé en 1889 : trente et un constructeurs exposaient quarante-trois machines, dont la puissance totale dépassait 1 000 chevaux, et l'on annonçait déjà des consommations de 600 litres de gaz de ville, à 5 300 calories, par cheval-heure effectif. C'est alors que la Compagnie française des Moteurs Otto présenta son modèle de 100 chevaux effectifs à quatre cylindres conjugués, dont les cylindres avaient 340 millimètres de diamètre et $0^m,600$ de course ; en même temps, la maison Matter de Rouen exposait un moteur Simplex, dont l'unique cylindre de 575 millimètres de diamètre et $0^m,950$ de course développait 100 chevaux par 107 tours à la minute. Les créateurs de ce modèle, MM. Delamare-Debouteville et Malandin, abordèrent bientôt après le diamètre de 870 millimètres et la course de 1 mètre pour ce fameux moteur des moulins de Pantin, qui fut considéré comme le mammouth de l'espèce ; il développa 220 chevaux effectifs et consomma moins de 500 grammes d'anthracite par cheval-heure effectif. Cet essai hardi donna lieu à une école féconde, d'où est sorti le remarquable moteur de la société Cockerill, dont le cylindre mesure $1^m,300$ de diamètre et dont le piston a une course de $1^m,400$, et qui développe près de 600 chevaux quand on l'alimente au gaz de hauts fourneaux.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Les ingénieurs de Deutz ont réalisé la même puissance par leur type à quatre cylindres, auquel ils donnent encore la préférence; ils ont, d'ailleurs, en chantier, des moteurs de 1000 et de 1200 chevaux, ainsi que nous le dirons plus loin. D'autres constructeurs, allemands et anglais, entrent dans la même voie et montrent une initiative qui est d'autant plus remarquée qu'elle s'est fait plus longtemps attendre : d'ici peu, tout constructeur qui se respecte aura son type de 1000 chevaux.

La marche à explosion et à quatre temps présentait pour les gros moteurs des difficultés pratiques qui ont été heureusement surmontées, mais qu'on éviterait plus aisément peut-être par le fonctionnement à deux temps; M. Von OEchelhaeuser a adopté ce type pour ce motif, et il a créé des moteurs de 600 et de 1200 chevaux, qui sont caractérisés par une réelle originalité, et dans lesquels l'emploi de deux pistons opposés se mouvant dans un même cylindre a permis une réduction notable de diamètre du cylindre : en effet, le moteur de 300 chevaux, dont la vitesse de rotation est de 135 révolutions par minute et la course de $0^{m},800$, développe sa puissance nominale par un cylindre qui n'a que 480 millimètres de diamètre. Cet avantage est compensé d'autre part, il est vrai, par un allongement considérable du moteur, par la complication d'une commande en retour et par la nécessité d'une pompe auxiliaire.

Il y a lieu de s'étonner de ce qu'aucun constructeur ne se soit adressé au type de moteur à combustion avec compression préalable, qui donne une marche si douce et si sûre, qui possède une si grande élasticité, et dont le rendement peut devenir excellent lorsque la compression est suffisante, ainsi que je l'ai démontré il y a longtemps [1]. A-t-on voulu laisser le champ libre à M. Diesel, qui essaie son moteur à l'usine Krupp d'Essen? C'est vraisemblable, car, en toute hypothèse, que cet habile ingénieur réussisse ou échoue, il y a tout intérêt à profiter de son expérience et à attendre. Il faut d'ailleurs reconnaître aussi que l'adjonction d'un compresseur et d'un réservoir d'air comprimé compliquerait singulièrement la construction des puissants moteurs alimentés de gaz pauvre.

La marche à deux temps adoptée par M. von OEchelhaeuser, combinée avec l'emploi de deux pistons se mouvant dans un seul cylindre, a l'avantage de compenser les efforts moteurs et par suite de ménager les fondations, de permettre une réduction de la surface des pistons, de régulariser la vitesse cyclique, puisqu'il y a une impulsion motrice par chaque tour, de simplifier les organes de distribution, etc.; elle doit, par contre, être un peu moins économique que la marche à quatre temps.

C'est sans doute cette dernière considération qui oriente tous les efforts vers le cycle classique d'Otto à quatre temps ; joignons-y aussi l'effet de la tradition établie par vingt ans d'efforts et de succès en faveur des quatre temps. Mais convient-il de n'employer qu'un seul cylindre ou bien faut-il en accoupler quatre?

La question du moteur mono ou polycylindrique peut être longuement discutée : il y des arguments pour et contre, dont les uns et les autres séduisent les esprits prévenus, mais entre lesquels on peut rester perplexe et hésitant. Mettons d'abord hors de contestation le rare mérite de ceux qui ont rendu possibles ces cylindres de grand diamètre et qui ont établi ces machines de 600 chevaux à un cylindre, dont la marche régulière et le fonctionnement économique ont conquis l'admiration de tous les ingénieurs qui ont assisté à nos essais de Seraing. A eux l'honneur de ces puissants moteurs, qui prennent la place des machines à vapeur et qui créent en métallurgie une disponibilité de milliers de chevaux perdus jusqu'ici; en établissant le moteur de 600 chevaux à un cylindre, ils ont rendu possible le moteur de 2400 chevaux.

1. Voir *Etudes sur les Moteurs à gaz tonnants*, page 23; Paris, Gauthier-Villars, 1883; *Traité des Moteurs à gaz*, tome I, page 142; Paris, Bernard et Cie, 1891, 3e édition.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Cet hommage rendu à qui de droit, discutons froidement l'opportunité du cylindre unique, et, pour poser nettement la question, cherchons à reconnaître s'il vaut mieux construire un moteur de 600 chevaux à un cylindre qu'à deux ou quatre cylindres; nous admettrons que le cylindre unique mesure $1^m,300$ de diamètre et $1^m,400$ de course, alors que les cylindres multiples n'auraient que 650 millimètres de diamètre et $0^m,900$ de course. M. Munzel, directeur des ateliers de Deutz, près de Cologne, répond par la négative, et il prétend que, pour des machines exigeant une très grande régularité, le prix de revient du moteur monocylindrique est plus élevé des deux tiers que celui du moteur à quatre cylindres; les prix ne s'égaliseraient même pas pour des moteurs possédant une régularité moyenne. Cette affirmation de l'éminent ingénieur serait facile à contrôler; je la crois exacte. Mais le prix de revient n'est pas le seul élément à considérer dans un moteur : il en est d'autres encore qu'on invoque en faveur des deux ou quatre cylindres. La consommation des moteurs polycylindriques est au plus égale à celle des premiers. J'ai constaté en effet, par les nombreux essais que j'ai effectués sur les types les plus divers de moteurs, que le rendement thermique ne s'améliore pas avec les dimensions du cylindre; la masse des organes en mouvement croît, d'une part, rapidement avec la puissance; d'autre part, les pertes par l'échappement et par la détente incomplète augmentent plus vite que ne diminuent les pertes par les parois; de plus, les nécessités de la réfrigération par circulation d'eau imposent des dispositions et des charges plus onéreuses pour les cylindres de très fort diamètre; enfin la division des efforts et du travail assure une sécurité relative plus grande à l'égard de certains accidents produits par des allumages intempestifs. Bref, on fait valoir des arguments séduisants en faveur des quatre et des deux cylindres.

Mais écoutons les défenseurs de la thèse opposée. Le cylindre unique se prête bien mieux à la commande directe de certaines machines, et notamment des machines soufflantes. D'ailleurs la mutiplication des cylindres et de leurs organes de distribution entraîne des difficultés de conduite plus grandes, des nécessités de surveillance et de graissage plus pressantes, des chances d'avaries plus nombreuses, des éventualités d'obstruction par les goudrons et par les poussières plus graves, etc. : nous reconnaissons que ces arguments ont une grande valeur et qu'ils méritent d'être l'objet des discussions des membres du Congrès. Nous exprimons, du reste, le vœu que des expériences sérieuses soient faites en vue de résoudre cette intéressante question, et que les moteurs à quatre cylindres de 600 chevaux de puissance soient l'objet d'essais analogues à ceux qui ont été faits à Seraing et à Differdange sur des moteurs monocylindriques, indiquant toutes les données de consommation de gaz, d'eau, d'huile, et les données de fonctionnement relatives à la régularité moyenne et cyclique, aux températures d'échappement, à la netteté des soupapes et des cylindres, etc. C'est par des études de ce genre, poursuivies avec patience et dirigées avec méthode, que sera résolu le problème dont nous venons d'indiquer les solutions contradictoires.

Les moteurs de grande puissance étaient donc réalisés; où allait-on trouver des gazogènes assez grands pour fournir les 1 800 mètres cubes de gaz qu'absorbe par heure un moteur de 600 chevaux?

C'est ici qu'est intervenu le bon sens de tout le monde.

C'était un axiome indiscuté parmi les chimistes et les métallurgistes que les hauts fourneaux constituaient les meilleurs des gazogènes[1]; on savait qu'un haut fourneau de 100 tonnes consomme au moins 100 tonnes de coke et fournit, en vingt-quatre heures, environ 400 000 mètres cubes d'un gaz dont le pouvoir calorifique est compris entre 900

1. C'est ainsi que s'exprimait, en 1878, M. Lencauchez, dans son *Étude sur les Combustibles en général.* Paris, Lacroix, p. 58.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

et 1 000 calories; on utilisait ces gaz du mieux qu'on le pouvait pour chauffer des appareils à air chaud du système Cowper Whitwell et pour produire la vapeur nécessaire aux machines soufflantes, aux pompes, aux monte-charges et aux concasseurs de minerais; quelquefois, les gaz chauds étaient employés au grillage des minerais. En somme, on perdait beaucoup de mètres cubes de gaz, parce qu'on n'avait pas grand bénéfice à les capter, et on perdait beaucoup de calories, parce qu'on les utilisait mal. En effet, on a trouvé dans certaines installations nouvelles, parfaitement étudiées, que le cheval-heure effectif coûtait 8 mètres cubes de gaz; mais M. Lürmann, qui connaît parfaitement cette question, estime cette dépense à $12^{m3},6$, et je suis porté à croire, à la suite d'expériences que j'ai faites, que ce chiffre est très souvent dépassé.

Dans un intéressant travail, publié dans *Stahl und Eisen*, en 1890 [1], M. Gredt, dont la compétence est grande en cette matière, a estimé à 50 374 372 les calories utilisées par les chaudières adjointes à un haut fourneau de 100 tonnes, et à 339 633 147 les calories emportées par les gaz non recueillis. Quelqu'un a dû se dire un jour que le haut fourneau pourrait donc servir de gazogène à de puissants moteurs à gaz, qui tireraient un excellent partie des calories des gaz et permettraient de les employer en totalité : cet ingénieur était dans le vrai.

Est-ce M. Thwaite, M. Œchelhaeuser, M. Greiner, ou MM. Bailly et Kraft, qui ont émis l'idée et l'ont lancée dans le public? Je ne sais. Mais l'idée a fait rapidement son chemin [2].

De petits moteurs de tout système furent essayés à Frondingham et à Wishaw, en Angleterre, en 1894, à Hœrde, le 12 octobre 1895, et à Seraing, le 20 décembre de la même année; ces dates montrent que ces essais ont été faits simultanément partout; les résultats furent encourageants partout et les études commencèrent aussitôt en vue de la généralisation et de l'extension du procédé.

Il s'agissait d'abord de s'assurer que le gaz de haut fourneau était *toujours* assez riche pour permettre une marche continue et régulière des moteurs. Le calcul assigne au gaz de haut fourneau un pouvoir qui oscille de 850 à 11 000 calories, suivant la proportion relative d'oxyde de carbone et d'anhydride carbonique [3]; mais il fallait faire de nombreux essais pour contrôler ces résultats et ce calcul.

J'ai été amené à effectuer un grand nombre de déterminations de pouvoir à l'aide de ma bombe eudiométrique, qui permet une opération rapide et exacte : je crois intéressant de donner ici un certain nombre des résultats obtenus.

Les pouvoirs ci-dessous sont mesurés à volume constant, par mètre cube à 0° et 760 millimètres de pression, vapeur d'eau condensée vers 15° environ. La combustion est complète.

Pouvoir calorifique de gaz des hauts fourneaux.

BELGIQUE

A.	1 001, 978, 993, 999, 937.	Moyenne :	981
B.	990, 964, 949, 1 084, 1 032, 1 020, 968, 970, 1 022, 1 012, 991, 961.	—	997
C.	986, 999, 995, 977, 965.	—	984
D.	989, 993, 987, 1 003, 1 021.	—	999

1. J'ai reproduit ce bilan dans un article que j'ai publié, le 18 mars 1899, dans l'*Éclairage électrique*, sous le titre de : *les Stations centrales de Hauts Fournaux.*

2. Voir dans le t. III de mon *Traité des Moteurs à Gaz*, p. 70 et 587, l'exposé complet de la question en 1898.

3. De nombreuses études ont été publiées sur ce sujet; je signalerai particulièrement un beau travail de M. Hubert, paru en 1897 dans les *Annales des Mines de Belgique.*

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

LUXEMBOURG

E.	935.	935
F.	1 098, 1 204, 1 053, 1 023.	Moyenne : 1 094
G.	1 046.	1 046
H.	1 045, 1 047, 1 024, 1 024, 1 027, 1 019, 988, 980, 1 013, 958, 1 020, 959, 989.	Moyenne : 1 006

ALLEMAGNE

I.	1 013, 1 012, 995, 981, 980, 1 011.	Moyenne : 998
J.	768, 1 001, 813, 885.	— 867
K.	927, 963, 1 047, 977, 958.	— 974
L.	1 007, 1 017.	— 1 012
M.	961, 927	— 944
N.	1 003, 1 043.	— 1 023
O.	1 033, 912.	— 972

ANGLETERRE

P.	981.	981

ESPAGNE, FRANCE (Fourneaux du Midi).

Q.	875.	875
R.	990, 995, 951, 1 018, 966, 926.	Moyenne : 974
S.	1060, 974.	— 1017

Les soixante-dix-neuf analyses qui précèdent confirment les résultats du calcul; ces chiffres sont supérieurs à ceux que l'on obtient par les calorimètres à brûleur du genre Hartley ou Junkers, parce qu'ils correspondent sans doute à une combustion complète que ces appareils n'assurent pas aussi rigoureusement, quand les gaz sont très pauvres.

J'estime donc le pouvoir moyen des gaz de hauts fourneaux à 981 calories par mètre cube, à 0° et 760 millimètres sous volume constant; il s'élève accidentellement quelquefois à 1 050, à certaines allures des fourneaux, alors que le laitier devient plus acide; il tombe fort rarement au-dessous de 850. La pauvreté du gaz est, dans ce cas, extrême, et elle peut donner lieu à de mauvaises combustions sous les chaudières et à un fonctionnement défectueux des moteurs à gaz, quand on utilise directement les gaz. Mais j'estime qu'alors même le mélange tonnant s'allumera encore, étant données les compressions préalables de 7 à 9 kilogrammes auxquels on les soumet généralement. L'étude calorimétrique des gaz de hauts fourneaux démontre donc qu'ils sont, malgré leur irrégularité de composition, de nature à assurer dans de bonnes conditions la marche des moteurs.

Restait l'objection des poussières entraînées hors des fourneaux par le courant qui les emporte dans les canalisations : M. Lürmann craignait que ce ne fût un obstacle à l'utilisation directe des gaz et ses craintes étaient partagées par la plupart des maîtres de forges. Ces poussières étaient, en effet, redoutables, car on estime que 1 mètre cube emporte avec lui 125 grammes de poussières par mètre cube [1]; 100 grammes se séparent d'eux-mêmes dans les premières conduites, et on les repasse généralement aux fourneaux; 23 grammes qui accompagnent le gaz à grande distance, peuvent toutefois être retenus assez facilement encore dans les épurateurs; mais 2 grammes sont à un état de

1. Nous empruntons les chiffres qui suivent au savant et remarquable rapport présenté par M. Greiner, directeur général de la Société Cockerell, à l'*Iron and Steel Institute*, en mai, 1898.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

ténuité tel qu'on ne peut les arrêter par aucun moyen de lavage et d'épuration, et ils traversent les cylindres des moteurs.

La question était de savoir s'ils s'y arrêteraient. Des précautions minutieuses furent prises à Seraing, à Differdange, à Hœrde et ailleurs, et l'on multiplia les scrubbers et les appareils laveurs; la précaution était bonne, car on eut partout des ennuis par l'obstruction des soupapes; mais de faciles tours de main, que chacun a découverts et qu'il se garde bien de confier à son voisin, ont permis de supprimer presque entièrement tous ces épurateurs, et on se contente aujourd'hui de chambres à chicanes à ruptures de courant contre une nappe d'eau ou munies de pulvérisateurs, qui suffisent parfaitement, du moment qu'ils refroidissent bien les gaz.

Les poussières qui ne sont pas fixées par ces épurateurs rudimentaires ne sont pas non plus retenues par le cylindre des moteurs, et on constate que les gaz de l'échappement forment à la sortie du cylindre le même brouillard blanc qu'on voit apparaître au sommet des cheminées des fourneaux.

On redoutait aussi les variations de pression qui se produisent lors de la charge des fourneaux, mais ces oscillations n'ont pas l'étendue qu'on leur suppose, ainsi que j'ai pu le constater à Differdange, où j'ai placé un anémomètre, un thermomètre et un manomètre sur la conduite verticale de $1^m,70$ de diamètre desservant les chaudières. La vitesse du gaz a varié de $2^m,75$ à 9 mètres; leur température, de 60° à 90°, et leur pression ont subi une modification totale de 40 millimètres d'eau durant un essai de plus de six heures, correspondant à toutes les phases de la marche d'un fourneau et à ses allures les plus différentes. Or, pendant cette expérience, un moteur Otto de 60 chevaux a fourni un fonctionnement d'une régularité parfaite. On avait, d'ailleurs, fait déjà à Seraing une constatation fort rassurante : un petit moteur Simplex avait marché quelque temps sous une dépression de 200 millimètres, résultant du calage accidentel du compteur placé sur la conduite[1].

La pratique devait faire évanouir toutes ces craintes, et les résultats obtenus ont dépassé les plus brillantes espérances des plus optimistes.

Il y a maintenant un grand nombre de moteurs à gaz de toute puissance, qu'on alimente depuis deux ou trois ans de gaz de hauts fourneaux et qui ont fonctionné continuellement sans se détériorer, sans exiger de démontages trop fréquents, sans avoir donné lieu à aucun accident. Et pourtant, il faut reconnaître qu'il se développe derrière ces énormes pistons de formidables pressions. Ainsi, le moteur Cockerill, de $1^m,30$ de diamètre, présente au gaz explosé une surface de 13273 centimètres carrés, sur laquelle se développe une pression instantanée de 16 kilogrammes par centimètre carré, atteignant près de 213000 kilogrammes, laquelle se répète quarante fois par minute, et permet d'assimiler un moteur à un pilon de grande puissance; un allumage prématuré soumettrait l'arbre de ce moteur à un effort gigantesque. Mais cette éventualité est peu à craindre et, malgré les variations de richesse et de pression du gaz, on n'a constaté aucun raté d'allumage intempestif durant les essais officiels des 19 et 20 mars dernier; la température du cylindre, du piston et des organes de distribution a été maintenue assez basse, par la circulation d'eau qui réfrigère le métal, pour que les chances d'accident ne soient pas plus grandes que dans les petits moteurs alimentés de gaz de ville. Quant à la consommation de gaz, elle est remarquablement réduite, ainsi qu'en témoignent les résultats d'essais que nous allons faire connaître.

A Differdange, j'ai expérimenté sur un moteur Otto, construit par la *Berlin-Anhaltischen Maschinenbau Actien Gesellschaft*, dont le cylindre avait 431 millimètres de dia-

1. Ce fait a été rapporté par M. Hubert, dans sa note sur l'utilisation directe des gaz de hauts fourneaux, publiée dans les *Annales des Mines de Belgique* en 1897.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

mètre, $0^m,700$ de course, et qui a développé $64^{ch},45$ par $160^{trs},6$ à la minute; or, il a consommé 2825 litres de gaz par cheval-heure effectif (le volume étant réduit à 0° et 760 millimètres) pour un pouvoir de 1046 calories par mètre cube.

M. le professeur Meyer, de Gœttingen, ayant répété ces essais sur le même moteur, a observé une consommation moyenne de 2740 à 2810 litres pour un travail compris entre 64 et 67 chevaux effectifs. Mes résultats se sont donc trouvés absolument d'accord avec ceux de mon savant et distingué collègue. Dans les deux essais, le travail effectif a été déterminé indirectement en le déduisant du travail électrique mesuré au tableau d'une génératrice Schuckert, dont on a estimé approximativement le rendement à 87 p. 100; mes expériences ont fait ressortir la consommation par kilowatt-heure à environ 4400 litres, et ce chiffre est à retenir, car il se créera autour des hauts fourneaux de nombreuses stations centrales d'électricité. M. Meyer a évalué comme il suit la répartition des calories fournies au moteur :

Travail indiqué.	30,2 p. 100
Chaleur emportée par l'eau de réfrigération.	24,3 —
— par les gaz de la décharge.	45,5 —

Mais le pouvoir assigné au gaz par le calorimètre Junkers avait été plus faible, comme toujours, que celui que j'ai cru devoir lui attribuer à la suite de mes expériences de laboratoire faites à l'aide de ma bombe; je trouve d'ailleurs préférable d'estimer le rendement thermique en travail effectif plutôt qu'en travail indiqué. Or, 2825 litres de gaz à 1046 calories équivalent à 2955 calories par cheval-heure effectif, d'où un rendement net de 21,5 p. 100[1]; ce résultat est très intéressant à relever, parce qu'il permet d'apprécier les services que peuvent rendre de petits moteurs à gaz, quand on les alimente de gaz de hauts fourneaux. Notons, du reste, que ce moteur ne présentait aucun dispositif particulier, si ce n'est un agrandissement de section des soupapes; il a pu marcher avec du gaz qui n'avait subi aucune épuration spéciale.

Ce moteur de la Société de Berlin-Anhalt est, à vrai dire, un Otto, ou plutôt un Crossley; nous pouvons donc attribuer ces résultats de rendement et de consommation aux moteurs Otto en général; l'absence de publication de tout essai nous prive de toute autre base d'appréciation.

A Hœrde, le moteur de 600 chevaux de M. von Œchelhaeuser a consommé, dit-on, 3170 litres de gaz à 961 calories par cheval-heure effectif; ce pouvoir a dû être déterminé par le calorimètre Junkers, et il conduit par suite à un rendement trop élevé. Il convient de faire ressortir que l'air comprimé fourni au moteur était prélevé sur la canalisation portant le vent aux tuyères des fourneaux. Nous exprimons le vœu que M. von Œchelhaeuser fasse connaître bientôt les résultats obtenus avec son puissant moteur de 1000 chevaux, à un seul cylindre, de 935 millimètres de diamètre.

A Seraing, le premier gros moteur établi par M. Delamare-Debouteville a développé $181^{chx},82$ en consommant 3329 litres de gaz ayant un pouvoir moyen de 981 calories ; tel est le résultat des essais de 24 heures que j'ai faits sur cette belle machine à la date des 19 et 20 juillet 1898. Le rendement thermique net, rapporté au travail effectif disponible sur l'arbre du moteur, était très voisin de 20 p. 100[2]; le rendement organique a été trouvé égal à 0,85. La régularité du fonctionnement a été remarquable, ainsi qu'en a témoigné la courbe relevée sur le cinémographe enregistreur. J'ai résumé dans les conclusions suivantes le résultat qui se dégageait de ces essais de

1. La compression, qui n'était pas de 5 kilogrammes au plus, aurait pu être renforcée, et la consommation se serait encore trouvée réduite par le fait même.

2. Les résultats de cet essai ont été publiés dans le numéro d'août 1898 de la *Revue Universelle des Mines*, t. XLIII, 3e série, p. 113.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

vingt-quatre heures. « En somme, la société Cockerill possède un moteur de 200 chevaux qui lui donne le cheval-heure effectif par 3 mètres cubes et demi environ de gaz de ses hauts fourneaux, en consommant par heure et par cheval près de 100 litres d'eau et moins de 18 grammes d'huile et de graisse; sa marche est aussi régulière que celle d'une machine à vapeur, et les poussières du gaz ne nuisent en rien à son fonctionnement. » Ce jugement a été confirmé par la suite : le même moteur marche en effet depuis un an et demi sans arrêt, en actionnant dans les meilleures conditions une génératrice appliqué à un transport d'énergie ; cette épreuve vaut mieux encore qu'un essai de vingt-quatre heures.

Ce premier succès a fait concevoir le projet du moteur de 600 chevaux, que j'ai déjà mentionné plus haut. Cette puissante machine, qui peut développer momentanément 700 chevaux, a les dimensions suivantes :

Diamètre du cylindre	1^m,300
Course du piston	1^m,400
Diamètre de la tige du piston	244 millimèt.
Longueur de la bielle	4^m,400
Diamètre —	300 millimèt.
Diamètre de l'arbre	460 millimèt.
Poids de l'arbre	20 tonnes.
Volant, diamètre	5^m,500
— poids	33 tonnes.
Poids total du moteur	127 tonnes.

Ce moteur actionne en tandem une soufflante de 1^m,700 de diamètre de cylindre et de 1^m,400 de course, pesant 31 tonnes; comme le moteur fait quatre-vingts-dix tours par minute, elle donne cent quatre-vingts coups à la minute. Son débit normal est de 500 mètres cubes par minute sous la pression de 40 centimètres de mercure.

Cet ensemble a été essayé les 20 et 21 mars derniers par les ingénieurs de la Société Cockerill, sous la direction éclairée de M. Hubert, qui a dressé le rapport, et en présence de nombreux ingénieurs, parmi lesquels je citerai MM. Cochrane, Dwelshauvers-Dery, Bryan Donkin, Gœrrich, Lürmann, Meyer, de Wendel et Wurth. On m'a fait l'honneur de m'inviter à assister à ces expériences et à prélever dix échantillons de gaz pour les étudier à l'aide de ma bombe.

A la marche au frein, la moyenne des résultats obtenus a été la suivante :

Nombre de tours par minute	94,37
Nombre d'admissions	41,90
Travail indiqué en chevaux	786,16
Travail effectif	575,00
Rendement organique	73,14
Consommation de gaz par cheval-heure effectif	3 495 litres.
Température des gaz de la décharge	508°
Consommation d'eau par cheval-heure effectif	69^{lit},5

Je n'ai pu prélever de gaz que dans l'après-midi du 20 mars et j'ai trouvé un pouvoir de 984 calories environ; mais la moyenne de la journée avait été un peu inférieure. Le rendement thermique total, frein compris, a varié de 18,46 à 20,48 p. 100.

L'essai à la machine soufflante a été plus satisfaisant encore; à un moment donné, la dépense en gaz par cheval-heure effectif s'est abaissée à 2 725 litres, alors que la puissance utile du vent soufflé atteignait 743 chevaux.

Une curieuse expérience a donné la mesure de l'élasticité de ce moteur; ayant fait croître la pression du vent par l'introduction d'une résistance artificielle, la pression

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

monta subitement de 450 à 600 millimètres et, grâce à un ingénieux dispositif inventé par M. Bailly, la vitesse du moteur se régla d'elle-même à soixante-deux tours au lieu de quatre-vingt-douze, alors que la pression moyenne au diagramme passait de $4^{kg},79$ à $5^{kg},67$. A ce régime, le rendement organique était de 82,4 p. 100. La compression préalable avait varié de $8^{kg},44$ à $10^{kg},13$ et la pression explosive montait de $16^{kg},41$ à $19^{kg},24$.

On peut déduire de ce qui précède que l'utilisation directe des gaz de hauts fourneaux est résolue dès maintenant.

La rapidité avec laquelle ce grave problème a trouvé sa solution, montre d'une part que l'on ne s'était point trompé en considérant le haut fourneau comme un excellent gazogène et que, d'autre part, le moteur à gaz s'adapte merveilleusement à l'emploi de ces gaz très pauvres dont on redoutait l'extrême misère.

En estimant à 3 mètres cubes environ la consommation d'un moteur par cheval-heure effectif, on voit qu'un haut fourneau de 100 tonnes, qui envoyait généralement 8000 mètres cubes de gaz par heure à ses chaudières, aura une disponibilité de plus de 2600 chevaux effectifs quand il utilisera directement ses gaz par des moteurs ; en comptant que le service du vent et des accessoires du fourneau absorbe 600 chevaux, il restera 2000 chevaux pour les industries annexes. C'est le chiffre même auquel le calcul avait conduit M. Hubert dès l'année 1897 : il n'a pas besoin d'être commenté. M. Greiner a fait ressortir, avec plus d'autorité que nul autre ne saurait le faire, les avantages que retirera la métallurgie de l'emploi des moteurs à gaz.

La conclusion était immédiate et elle s'imposait: il fallait, sans tarder, remplacer par des moteurs à gaz les machines à vapeur de tout genre qui actionnaient les machines soufflantes et les autres mécanismes installés au pied des hauts fourneaux.

Il faut reconnaître que c'est la Société Cockerill qui a été le plus hardiment de l'avant; ses types de 220 à 600 chevaux sont en service, et elle en construit un de 1200, constitué par deux cylindres de 600 placés en tandem. Elle a abordé et résolu la première avec un rare succès le difficile problème de la commande directe d'une machine soufflante installée derrière le cylindre moteur sur le prolongement de son axe et elle a créé un appareil qui refoule 500 mètres cubes d'air par minute à une pression de 40 centimètres de mercure environ. Le dispositif automatique de M. Bailly permet, nous l'avons vu, de faire varier à la fois le débit du soufflet et la pression du vent, celle-ci croissant alors que la vitesse du moteur diminue; la soufflerie s'adapte ainsi aux variations d'allure du fourneau qu'elle dessert et à la résistance qu'il oppose au vent. La pression peut monter jusqu'à 76 centimètres de mercure pour un débit de 300 mètres cubes à la minute.

M. Delamare-Debouteville a récemment encore amélioré la marche de son moteur, en y appliquant une ingénieuse combinaison de trois soupapes ayant pour objet de produire un mélange parfaitement homogène ; le résultat obtenu a été satisfaisant à tous égards.

Le moteur de 220 chevaux marche depuis deux ans, et il actionne une génératrice d'électricité desservant un transport d'énergie ; le moteur de 600 chevaux fait mouvoir sa soufflerie depuis le 20 novembre 1899. Le gaz fourni à ces deux moteurs est soumis à un nettoyage des plus sommaires, et il est pris dans les conduites tel qu'il était envoyé sous les chaudières ; on se contente de lui faire traverser un jeu d'orgues dans lesquels des injecteurs effectuent une pulvérisation d'eau dans le double but d'abattre quelques poussières et de refroidir le gaz à 20°.

Le succès indiscutable de ces deux moteurs a valu à la société Cockerill de nombreuses commandes : les Fourneaux de Differdange se sont inscrits des premiers, et ils ont été suivis par *Rothe Erde, Rœchling's Eisenwerke, de Wendel a Jœuf, Rheinische*

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Stahlwerke, Rombacher Hüttenwerke, etc. Ne pouvant suffire à ses commandes, M. Greiner a cédé des licences de construction aux Ateliers du Creusot pour la France, à la Société alsacienne de Constructions mécaniques, à la *Markische Maschinenbau Anstalt,* à Wetter sur la Ruhr pour l'Allemagne, et à la Société Breitfeld Danek, de Prague, pour l'Autriche. Plus de 39 000 chevaux effectifs ont été commandés jusqu'ici à la Société Cockerill et à ses concessionnaires. Ce succès dépasse toutes les espérances des plus optimistes et l'empressement des métallurgistes justifie l'importance des résultats obtenus par MM. Greiner Delamarre-Debouteville, Bailly et Kraft, à qui je suis heureux de pouvoir rendre hommage.

M. von Œchelhaeuser a mis en marche son premier moteur de 120 chevaux, construit par la Compagnie de Berlin-Anhalt, le 1er juin 1896; le moteur de 600 chevaux fonctionne depuis le 12 mai 1898; les deux sont installés à Hœrde et donnent de bons résultats.

Les nombreuses commandes qu'il a reçues seront exécutées par le *Deutsche Kraftgas-Gesellschaft* de Berlin, formée par le groupement de la maison Siemens et Halske et de l'*Union Electricitaets Gesellschaft* (*Lœwe*). D'après les renseignements qui m'ont été fournis, on a mis en construction un moteur de 500 chevaux connecté directement avec une machine soufflante, débitant 500 mètres cubes à l'heure sous une demi-atmosphère de pression, et six machines jumelles de 1 000 chevaux destinées à une fabrication de carbure de calcium; mais une importante commande a été inscrite, pouvant être portée éventuellement à 12 000 chevaux, limitée pour l'instant à deux machines de 1 000 chevaux, destinées à un transport d'énergie sous 1 000 volts entre un haut fourneau et des laminoirs distants de 6 kilomètres. Dans tous ces groupes électrogènes, la génératrice est installée entre les deux moteurs jumeaux qui font cent trente-cinq tours, et auxquels elle est reliée directement.

Le moteur Œchelhaeuser actuellement construit diffère de celui que j'ai décrit dans le tome III de mon *Traité des Moteurs à Gaz*[1], en ce que le gaz combustible, au lieu d'être introduit séparément dans le cylindre moteur et sous haute tension, est au contraire mélangé à l'air et comprimé à basse pression à peu près au point mort.

Les ingénieurs de la Compagnie Otto à Deutz ont fait peu de bruit et beaucoup de besogne.

Voici la liste, qui m'a été communiquée, des moteurs actuellement livrés et en marche.

Moteurs Otto (Gasmotoren Fabrik Deutz).

DATE DE LIVRAISON.	SOCIÉTÉS.	NOMBRE DE MOTEURS.	PUISSANCE TOTALE.
Septembre, 1898. . .	Oberschlesische E. B. A. G. à Friedenshütte.	2 de 200 chev.	400
Mars, 1899.	Id.	2 de 300 —	600
Décembre, 1898. . .	Gutehofnungshutte, à Oberhausen.	1 de 60 —	60
Janvier, 1900	Id.	1 de 600 —	600
Février, 1900	Id.	1 de 300 —	300
Janvier, 1900	Id.	1 de 35 —	35
Mars, 1900.	Id.	1 de 25 —	25
Mai, 1899.	Aumetz-Friede, à Kneuttingen.	1 de 25 —	25
Mai, 1899.	Donetz-Huttenwerke.	1 de 30 —	30
Août, 1898.	Rombacher Hüttenwerke.	1 de 25 —	25

1. Voir p. 220.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

En France, la Compagnie française des Moteurs Otto a la commande de deux moteurs de 250 chevaux à deux cylindres pour Micheville et Vezin-Aulnoye; en Allemagne, la Compagnie de Deutz a, par contre, près de 5 000 chevaux en exécution, ainsi que le démontre le tableau ci-dessous.

Sociétés.	Nombre de moteurs.	Puissance totale.
Gutehofnungshütte	1 de 300 chevaux.	1 300
Id.	2 de 500 —	
Aumetz-Friede	1 de 500 —	500
Hœrder Hüttenverein	2 de 1 000 —	2 000
Ilseder Hütte	1 de 60 —	60
Hauts fourneaux de Dudelange	2 de 1 000 —	2 600
Id.	1 de 600 —	
H. F. Zeche, près Lünen	1 de 100 —	100
H. F. Hœsch, près Dortmund	1 de 300 —	300

Malgré la féconde initiative de M. Thwaite, l'Angleterre est restée bien en arrière de l'Allemagne, et je ne connais qu'une petite installation à Barrow qu'on puisse ajouter à celles que j'ai signalées ci-dessus. Mais voici que la célèbre maison Crossley va entrer prochainement en lice; malgré le peu d'enthousiasme qu'elle a toujours témoigné pour les moteurs de grande puissance, elle a enfin mis en chantier des machines soufflantes de 500 chevaux à deux cylindres. J'ai eu sous les yeux le dessin d'une machine à deux cylindres, de 788 millimètres de diamètre, de $0^{m},914$ de course, faisant 135 révolutions par minute, et refoulant 13 600 mètres cubes d'air par heure sous une pression de 0,49 kilogrammes par centimètre carré. Ce dessin présente un caractère remarquable de puissance et de stabilité.

C'est aussi un moteur anglais qui a été installé à la Société des Fers et Aciers Robert d'Outreau, près de Boulogne; un moteur de 250 chevaux vient déjà d'être mis en route en attendant que 2 000 chevaux créent une grande station centrale d'électricité destinée à fournir lumière et énergie au port de Boulogne.

D'autres constructeurs ont livré des moteurs à la métallurgie; en outre de la Société de Berlin-Anhalt, dont j'ai cité le moteur de Differdange, du type Otto-Crossley, je devrais signaler la maison Kœrting, la maison Hartley, etc.; la Société des Moteurs Letombe vient aussi de prendre une commande. D'ici peu, tous les constructeurs auront créé leur type de moteur de haut fourneau.

Il conviendra sans doute alors de se recueillir, de rapprocher les résultats obtenus en divers lieux et avec divers types de moteurs, de les analyser, de les passer au crible d'une discussion sévère et de décider enfin quelle application est la mieux indiquée pour chacun d'eux.

Quoi qu'il en soit, le fait est acquis dès maintenant: le moteur à gaz a conquis sa place au pied des hauts fourneaux; c'est une conquête, car il s'est imposé. Pour apprécier l'étendue des services qu'il y rendra, il faut considérer que chaque haut fourneau de 100 tonnes crée une disponibilité de 2 000 chevaux et que la tonne de fonte voit son prix de revient baisser de 5 à 6 francs. On notera, d'autre part, que la France produit chaque jour, rien que dans les bassins de Longwy et de Nancy, près de 5 000 tonnes; le Zollverein en fabrique environ 22 000 tonnes.

On a donc eu raison de dire que l'utilisation directe des gaz de hauts fournaux par les moteurs à gaz est une véritable révolution économique.

J'ajouterai que c'est un nouveau triomphe de la mécanique.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

NEUVIÈME QUESTION

RAPPORT SUR L'AUTOMOBILISME

Par MM. ROCHET, CUENOT, MESNAGER

EXPOSÉ GÉNÉRAL

L'automobilisme a pris, dans ces dernières années, une extension considérable : les voitures de promenade, de tourisme, les fiacres, les omnibus pour le transport en commun, les voitures de livraison, les camions, ont successivement demandé à la traction mécanique une traction plus puissante et plus économique.

Pour se rendre compte des causes qui ont amené cette substitution de la traction mécanique à la traction animale, il est intéressant d'étudier les différentes parties dont se composent les voitures automobiles et de faire connaître où est parvenue sur chaque point la science appliquée à la mécanique. Aussi bien, en faisant le bilan des inventions nouvelles et des perfectionnements auxquels a donné lieu l'automobilisme, fera-t-on en même temps un résumé des excellents travaux effectués depuis quelques années, notamment sur les chaudières et les machines motrices, travaux qui ont contribué à l'avancement d'autres industries.

Le présent rapport contiendra donc les divisions suivantes :

1° Résistance à vaincre ;

2° Moteurs actuellement en usage. Leur spécialisation ;

3° Parties mécaniques des voitures automobiles. Liaison du moteur avec les roues motrices. Direction de la voiture, etc.

CHAPITRE PREMIER

RÉSISTANCE A VAINCRE

Les résistances à vaincre comprennent, dans le mouvemeut uniforme en ligne droite :

1° la résistance au roulement des roues sur la chaussée ;

2° les frottements des fusées d'essieu dans les moyeux ;

3° la résistance de l'air ;

4° les pertes de force vive dues aux vibrations, transmises au sol ou à l'air, ou à des transformations en chaleur.

Si la voiture ne suit pas une route horizontale, il faut ajouter aux efforts précédents le travail nécessaire pour élever son poids.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Si le mouvement de translation n'est pas uniforme, il faut tenir compte des forces d'inertie.

La première résistance dépend de la nature et de l'état de la chaussée, de la largeur et de la nature des jantes. Elle est d'autant moindre que la roue a un plus grand diamètre.

Le frottement des fusées d'essieux dans les moyeux est proportionnel au rapport du diamètre de la fusée à celui de la roue et au coefficient de frottement des surfaces en contact. Avec les enduits gras consistants, ce coefficient atteignait 0,1 ; avec le graissage à l'huile, il est descendu à 0,01 ; avec les billes à 0,005. Ces frottements ne présentent dans l'état actuel qu'une part très faible des résistances de la voiture.

La résistance de l'air est sensiblement proportionnelle à la surface S du véhicule projetée sur un plan normal au déplacement et au carré de la vitesse. On peu admettre, à défaut d'expériences précises, la formule

$$0{,}005\ SV^2$$

S étant la surface en mètres carrés, V étant la vitesse en kilomètres à l'heure. Cette formule conduit aux valeurs suivantes par mètre carré de surface.

	kilogr.
Pour une vitesse de 10 kilomètres à l'heure.	0,5
— 20 — —	2,0
— 30 — —	4,5

Les pertes de force vive sont notablement diminuées par l'emploi des pneumatiques et des ressorts de suspension. Il résulte des expériences faites qu'on peut admettre, pour l'effort total de traction sur une chaussée moyenne, avec les dimensions de roues courantes, une fraction du poids du véhicule égale à :

$0{,}033 + 0{,}0006\ V$ si les bandages sont rigides,
$0{,}025 + 0{,}0004\ V$ avec des bandages pneumatiques.

V étant la vitesse en kilomètres à l'heure, les efforts pouvant varier de 25 p. 100 en plus ou en moins suivant l'état de la chaussée.

Si la voiture ne doit pas suivre une route horizontale, il faut ajouter à l'effort de traction une fraction du poids de la voiture égale à la pente de la route. Pour le calcul de la puissance des moteurs à donner aux voitures, on admet généralement que les freins de la voiture absorbent à la descente tout le travail de la pesanteur, de sorte que le moteur doit produire un travail égal à celui qui serait nécessaire pour faire parcourir au véhicule la distance totale à franchir horizontalement, plus le travail supplémentaire nécessaire pour élever la voiture aux montées. Il en résulte que sa puissance moyenne doit être égale à la puissance nécessaire pour parcourir, à la vitesse moyenne, une route qui monterait d'une pente uniforme sur le trajet total une hauteur égale à la somme des ascensions partielles. Sur de longs parcours (100 kilomètres) on ne trouve pas en général plus de 0,01, pour cette pente.

Sans tenir compte de la résistance de l'air, le travail nécessaire pour remorquer une tonne sur un kilomètre de parcours moyennement accidenté est donc, en cheval-heure, à la vitesse de 10 kilomètres à l'heure.

$$\frac{(33 + 6 + 10) \times 1\,000}{75 \times 3\,600} = 0^{\text{ch.h}},182 \text{ avec bandage rigide;}$$

$$\frac{(25 + 4 + 10) \times 1\,000}{75 \times 3\,600} = 0^{\text{ch.h}},145 \text{ avec bandage pneumatique.}$$

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

La puissance nécessaire aux jantes est donc de :

$$0{,}182\ V = 0{,}182 \times 10 = 1^{ch},82 \text{ avec bandage rigide ;}$$
$$0{,}145\ V = 0{,}145 \times 10 = 1^{ch},45 \text{ avec bandage pneumatique.}$$

Nous verrons que cela entraîne des moteurs capables de donner sur l'arbre de 3 chevaux à $2^{ch},5$.

Il y a à tenir compte des effets de l'inertie, surtout dans les démarrages. Il est indispensable de vérifier dans chaque cas que la puissance du moteur est suffisante pour que la mise en vitesse se fasse dans des conditions de temps acceptables.

Pour ce calcul, dans le cas du moteur à vapeur, on peut admettre que l'effort moteur est constant, car la machine peut facilement donner une puissance supérieure à la puissance moyenne pendant un temps court; l'effort, au contraire, est déterminé par la pression maxima et les dimensions du cylindre. Pour le moteur à pétrole, c'est la puissance qui est constante et l'effort moteur variable. La vitesse de régime ne peut être obtenue qu'au bout d'un temps assez long (théoriquement infini) avec ce dernier moteur, puisqu'on ne dispose, pour produire l'accélération, que d'une partie de la puissance de plus en plus petite, à mesure qu'on s'approche de la vitesse de régime.

CHAPITRE II

MOTEURS

Les trois principaux agents moteurs des automobiles sont, jusqu'à présent, les suivants :

1° La vapeur;
2° L'essence de pétrole;
3° L'électricité.

Quel que soit le moteur, la valeur élevée de l'effort de traction par tonne sur route impose l'obligation d'avoir un moteur léger et, par suite, un moteur à allure rapide. La puissance est, en effet, le produit du nombre de tours dans l'unité de temps par le travail en un tour. Elle est donc proportionnelle au nombre de tours, toutes choses égales d'ailleurs.

Pour que la vitesse du véhicule reste acceptable avec les dimensions nécessaires pour les roues, on est obligé de recourir à une transmission réduisant la vitesse de rotation dans la proportion de 1/4 à 1/16. Cette transmission a généralement un rendement voisin, de 0,6. Le rendement organique de la machine étant voisin de 0,80, la puissance recueillie aux jantes n'est que la moitié environ de la puissance indiquée avec les moteurs à vapeur et à pétrole. Avec les moteurs électriques, on obtient un rendement total voisin de 0,60 entre les bornes du moteur et la jante.

§ 1. Moteurs à vapeur.

Ces appareils comprennent deux parties:
1° L'appareil producteur de vapeur;
2° La machine qui utilise cette vapeur;

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Appareil producteur de vapeur. — Les principales préoccupations qui ont guidé les constructeurs dans l'établissement des générateurs de vapeur pour automobiles paraissent être :

1° La diminution du poids pour une surface de chauffe (c'est-à-dire pour une puissance de vaporisation) donnée;

2° La facilité de la conduite de l'appareil; la simplicité des précautions à prendre dans l'intérêt de la sécurité;

3° La rapidité de la mise en pression;

4° La faculté de disposer d'une notable réserve d'énergie pour les coups de collier à donner dans les points difficiles de la route.

Ces deux dernières qualités sont malheureusement, en général, à peu près exclusives l'une de l'autre, la mise en pression constituant précisément la création de la réserve d'énergie à emmagasiner dans le générateur pour le mettre dans son état de marche normale, et lui permettre d'en débiter éventuellement plus qu'il n'en reçoit.

La première de ces préoccupations a naturellement amené l'emploi exclusif de chaudières à tubes nombreux et de petit diamètre. Les chaudières à tubes d'eau chauffés extérieurement sont de beaucoup les plus répandues surtout en France, où les deux types prédominants sont :

la chaudière Trépardoux, modifiée par de Dion-Bouton, essentiellement composée de deux lames d'eau cylindriques annulaires concentriques réunies par un faisceau de tubes peu inclinés sur l'horizontale;

la chaudière Scotte, dérivée du type bien connu sous le nom de Field, avec la caractéristique spéciale d'un tube émulseur central.

On a employé aussi divers autres systèmes, parmi lesquels il convient de citer la chaudière Field proprement dite (voitures Schindler), une chaudière dérivée de la locomobile Hermann Lachapelle, avec multiplication des bouilleurs transversaux et des tubes cheminées (voitures Weidknecht), enfin le multitubulaire Niclausse, à tubes genre Field placés presque horizontalement (voitures Le Blant).

Les chaudières Thornycroft et Lifu montées sur des voitures ayant pris part aux concours de poids lourds de Liverpool rentrent dans cette classe.

Les chaudières ignitubulaires, celles, du moins, chauffées au charbon, se sont fort peu répandues sur les voitures automobiles et nous ne connaissons guère que la tentative récemment faite dans ce sens par M. Le Blant (chaudière Fortin à foyer intérieur et tubes à fumée verticaux).

Dans tous ces types, pour arriver à la diminution de poids, qui est en automobilisme une des préoccupations essentielles, la tendance est naturellement à diminuer le plus possible le diamètre des tubes; la consommation de combustible par kilogramme d'eau vaporisée se trouve diminuée en même temps, sans doute parce qu'une même surface de chauffe, répartie en un faisceau de nombreux petits tubes qui divisent et brassent plus complètement le courant de flammes, en épuise plus la chaleur que lorsqu'elle est constituée par des éléments plus gros et moins nombreux.

Les résultats comparatifs obtenus en pratique courante (d'après les déclarations des constructeurs ou les résultats publiés des concours) à ce double point de vue ressortent des chiffres portés dans le tableau général ci-après.

Mais la réduction du diamètre des tubes est limitée par la nécessité primordiale d'assurer une circulation régulière de l'eau dans le générateur, condition essentielle pour la constance et la sécurité de son fonctionnement. Il ne semble pas qu'on ait réussi à diminuer au-dessous de 25 millimètres le diamètre des tubes cloisonnés (Field, Niclausse) et de 14 millimètres, celui des tubes sans cloisonnement (Trépardoux, Weidknecht), de telle sorte que la section offerte à la circulation de l'eau ne descende pas à moins de

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

150 à 200 millimètres carrés. Dans les chaudières Trépardoux de Dion-Bouton, le diamètre des tubes de coup de feu doit même être porté à 21 millimètres au minimum.

Pour pousser plus loin cette diminution, il semble nécessaire de recourir à la circulation forcée de l'eau. C'est ce qu'on a fait dès le début de l'automobilisme, en poussant même à l'extrême la diminution de la section, par l'emploi des générateurs dits « à vaporisation instantanée », qui ont donné sa notoriété au nom de M. Serpollet.

Mais ces générateurs, basés sur un principe tout spécial, d'après lequel le volant d'énergie était constitué, non par une masse d'eau surchauffée, mais par la chaleur emmagasinée dans les parois mêmes des tubes, étaient loin de réaliser le *desideratum* d'un faible poids ; car les tubes à section intérieure quasi-capillaire, ou du moins très aplatie, devaient avoir une grande épaisseur, tant pour pouvoir emmagasiner la provision nécessaire de chaleur que pour conserver une résistance suffisante à la haute température à laquelle ils étaient normalement portés. Le poids métallique qui en résultait compensait, et bien au delà, la suppression du poids du volant d'eau, comme le montrent les chiffres de la ligne correspondante du tableau ci-annexé.

L'inventeur paraît avoir atteint plutôt le deuxième et surtout le troisième des *desiderata* ci-dessus indiqués ; la rupture d'un tube d'aussi faible section pouvait en effet être considérée comme inoffensive et les générateurs en question purent ainsi être dispensés d'un certain nombre des appareils de sûreté réglementaires, et notamment des indicateurs de niveau.

L'usage montra d'ailleurs que les sections quasi-capillaires primitivement employées se prêtaient mal à une sûre régularité de fonctionnement et M. Serpollet lui-même, puis M. Le Blant, qui établit des chaudières sur le même principe, furent amenés, tout en conservant la circulation forcée et les parois épaisses, à adopter des sections intérieures plus considérables et jusqu'à des tubes cylindriques de 16 millimètres de diamètre (chaudière Le Blant), sans arriver à obtenir entièrement les résultats désirables.

Le principe de la vaporisation instantanée ne paraît avoir donné tous ses résultats que par la transformation complète du mode de chauffage et l'emploi du combustible liquide.

Dans toutes les chaudières précédentes, en effet, le combustible employé était le coke, dont l'emploi était dicté par l'obligation de ne pas produire de fumée. La nécessité de le brûler dans des foyers étroits, difficiles à nettoyer et sous une grande épaisseur ne permet que l'emploi de coke sec de première qualité, et entraîne l'usage du tirage forcé.

Dans le but de diminuer le poids des approvisionnements de combustible, on avait depuis longtemps proposé de lui substituer les huiles de pétrole et de goudron. Le coke ne dégage en brûlant que 7 000 à 8 000 calories par kilogramme, tandis que l'huile de schiste en dégage 10 000 et les huiles lourdes de goudron jusqu'à 15 000.

Mais le coke valant environ 40 francs la tonne, les 1 000 calories, avec ce combustible, reviennent à $\frac{40}{7\,500} = 0$ fr.,0053, et l'huile minérale coûtant environ 90 francs la tonne, les 1 000 calories, avec ce combustible, reviennent à $\frac{90}{10\,000} = 0$ fr.,009; soit près du double. Cette augmentation peut être en partie compensée par une meilleure utilisation de la chaleur, la faculté de mettre les brûleurs en veilleuse pendant les arrêts, la propreté, la commodité d'emploi qui permet de se contenter d'un homme pour la conduite du feu et de la machine, etc.

Cet emploi avait déjà été tenté au moment où l'automobilisme à pétrole commençait à peine à se développer, et l'honneur de l'idée semble en revenir à M. Roger de Moutais, qui, dès 1894, engageait dans la course Paris-Rouen organisée par le *Petit Journal* une petite voiture à trois roues et deux places, dont la machine à vapeur était alimentée par

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

une chaudière ignitubulaire à tubes verticaux, dans chacun desquels était installé un petit brûleur à mèche alimenté à l'essence de pétrole. Il n'en a pas été, à notre connaissance, construit d'autre exemplaire et nous n'avons pas de renseignement précis sur les résultats de son fonctionnement.

Le chauffage au pétrole répond surtout à la deuxième des préoccupations signalées plus haut : il supprime en effet l'obligation, onéreuse pour les voitures de gros transport et à peu près inadmissible en raison de sa nature sur les voitures de luxe, de recharger le feu en manipulant du combustible solide. A côté de cet avantage, il faut placer la facilité du logement de la provision de combustible et celle du réglage de la combustion, la manœuvre du robinet d'arrivée du liquide étant à ce point de vue bien plus et surtout bien plus rapidement efficace que celle du registre de tirage; ce réglage peut être très simplement commandé par un régulateur actionné par la pression de la vapeur dans la chaudière, de manière à assurer automatiquement la constance ou la limitation de cette dernière. Ces avantages ont d'ailleurs pour contrepartie une dépense plus élevée : les chiffres du tableau ci-annexé montrent en effet que le kilogramme d'eau vaporisée exige au moins 80 grammes de combustible liquide, d'où, même en employant des pétroles bruts à 0 fr.,10 le litre, une dépense d'environ 0 fr.,01; tandis que la consommation de charbon descend facilement au-dessous de 200 grammes, soit, à 25 francs la tonne, de 0^{f},005.

Deux chaudières chauffées au pétrole ont pris part au concours des Poids lourds de Liverpool, en 1898 : une aquatubulaire (Lifu) et une ignitubulaire (Leyland), cette dernière formée d'un corps cylindrique vertical, traversé de tubes verticaux. Dans ces deux chaudières la combustion se faisait dans un brûleur à jet unique, comportant un vaporisateur de pétrole formé d'un canal en serpentin; la disposition de ce serpentin était différente dans l'une et dans l'autre, étant soit formé d'un tube contourné, soit ménagé en creux de fonderie dans un disque de fonte. Un nouveau type (Clarkson et Capel), avec chaudière du genre de celle citée plus haut comme employée par M. Weidknecht, a pris part au concours de Liverpool en 1899.

La chaudière Stanley, récemment mise en exploitation en Amérique, est analogue à la Leyland, mais avec tubes plus nombreux et de plus faible diamètre; le brûleur est à nombreux petits jets, et le combustible employé étant l'essence de pétrole (ce qui limite son emploi aux voitures de luxe, en raison du prix de ce combustible), le vaporisateur est réduit à un tube en U traversant la chaudière elle-même.

Enfin l'application du chauffage au pétrole aux chaudières à vaporisation instantanée a été réalisée récemment par M. Serpollet, qui y a ajouté le très intéressant dispositif de proportionnalisation des débits de combustible et d'eau, l'un étant envoyé au brûleur et l'autre à la chaudière au moyen de deux pompes conjuguées entre elles de manière à donner toujours le même nombre de coups, avec des courses de pistons toujours proportionnelles l'une à l'autre : la valeur absolue de ces courses est d'ailleurs réglable à volonté de manière à obtenir toutes variations d'allure depuis 0 jusqu'au maximum déterminé par la surface de chauffe et le débit du brûleur.

L'incompatibilité signalée plus haut entre la rapidité de mise en pression et la faculté de donner des coups de collier est ainsi sensiblement supprimée.

Le brûleur est à jets multiples, avec vaporisateur tubulaire. Le générateur se compose d'un long tube contourné en serpentin à éléments rectilignes disposés dans des directions rectangulaires d'un étage au suivant : l'eau est injectée à la partie supérieure et parcourt, de haut en bas, les éléments du haut formant réchauffeur, puis de bas en haut ceux du bas, composés de tubes de diamètre un peu plus fort et formant vaporisateur, enfin, de haut en bas les éléments du milieu formant surchauffeur et permettant de porter à 350 ou 400 degrés la température de la vapeur.

Les résultats obtenus sont donnés dans la seconde partie du tableau ci-après.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

SYSTÈMES.		TIMBRE EN KG./CM².	DIAMÈTRE DES TUBES en mur.	POUR 1 KILOGRAMME D'EAU VAPORISÉE PAR HEURE EN RÉGIME NORMAL. SURFACE DE CHAUFFE en cm².	DE LA CHAUDIÈRE vide et nue.	DES ACCESSOIRES.	DE L'EAU.	TOTAL.	CONSOMMATION DE COMBUSTIBLE pour 1 kg. d'eau vaporisée (régime normal) en grammes.	RÉGIME FORCÉ. PROPORTION D'AUGMENTATION de la vaporisation.	RÉGIME FORCÉ. CONSOMMATION DE COMBUSTIBLE pour 1 kg. d'eau (en gr.).
Chauffage au charbon :											
Aqua-tubulaires.	Niclausse (Le Blant). . .	25	40	267	1 950	1 200	550	3 700	217	0,667	200 [1]
	Field (Schindler).	12	35	408	3 460	385	930	4 775	230	0,540	250
	Weidknecht.	15	30	150	2 030	370	325	2 725	150	»	»
	Scott	14	25	130	1 214	343	214	1 771	157	0,457	167
	De Dion-Bouton.	18	21	181	1 621	238	274	2 133	162	0,180	232
	— —	18	14	185	1 257	240	230	1 727	130	0,214	195
	Thornycroft.	12,3	»	370	2 025	»	»	»	218	»	»
Igni-tubulaires.	Fortin (Le Blant).	16	25	205	2 320	560	630	3 510	220	0,600	200 [1]
Dites : à vaporisation instantanée.	Serpollet	94	12/4 [2]	300	6 000		75	6 075	275	0,125	»
	Le Blant.	100	16	300	5 000		120	5 120	250	0,125	»
Chauffage au pétrole :											
Igni-tubulaires.	Leyland.	14	»	1 255 *a*)	3 880 *a*)		1 500 *a*)	5 380 *a*)	124	»	»
	Stanley.	12	12	475 *b*)	578 *b*)	200 *b*)	133 *b*)	911 *b*)	80	»	»
Aqua-tubulaires.	Lifu.	17,6	»	441	»	»	»	»	15	»	»
	Serpollet, petit modèle. .	50	10 / 8 *c*)	357	817 *d*)	675	100	1 592 *d*)	80	»	»
	— grand modèle.	50	12 / 10 *c*)	325	750 *e*)	500	100	1 350 *e*)	80	»	»

1. Ces valeurs, inférieures à celles relatives au régime normal, sont peut-être entachées d'erreur.
2. Tubes écrasés pour transformer le vide cylindrique intérieur en une lame mince.
a) Tous ces chiffres semblent un peu forts : ils résultent des données du concours de Liverpool, où la chaudière ne paraît pas avoir fourni toute la production horaire dont elle doit être capable.
b) Chiffres évalués d'après les descriptions publiées dans la presse spéciale.
c) Parties formant réchauffeur d'alimentation et surchauffeur de vapeur.
d) Dont 365 grammes pour la partie formant surchauffeur.
e) Dont 288 grammes pour la partie formant surchauffeur.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Machine. — Pour l'économie on la fait généralement compound au-dessus de 15 chevaux. Le moteur compound a d'ailleurs l'avantage de permettre de vigoureux coups de collier en pratiquant l'admission directe dans le grand cylindre. Au-dessous de 15 chevaux, on recule généralement devant la complication du moteur compound.

On a cherché souvent à utiliser indéfiniment la même quantité d'eau pour la marche de la machine. Cela exige l'emploi de condenseurs à surface pour refroidir la vapeur, le graissage des cylindres à l'huile minérale (les huiles végétales donneraient sous l'influence de la chaleur de la vapeur à haute pression des acides qui attaqueraient la chaudière); enfin il faut décanter et filtrer l'eau pour empêcher le passage des huiles à la chaudière, où elles pourraient occasionner des coups de feu.

Jusqu'à présent, le moteur à cylindre a seul donné des résultats pratiques. Les moteurs rotatifs ont donné de bons rendements à l'état neuf, mais ce rendement s'est rapidement abaissé par suite des fuites dues à l'usure. Les turbines à vapeur n'ont pu non plus prendre sa place. La vitesse considérable qu'elles exigent pour donner un bon rendement (24 000 tours) entraîne l'emploi d'une démultiplication qui absorbe beaucoup de travail.

Avantages et inconvénients de la vapeur. — La principale qualité qui distingue le moteur à vapeur est sa souplesse. La puissance nominale correspond généralement à une admission assez réduite (celle-ci peut varier de 0,25 à 0,80). Si l'effort résistant vient à augmenter, on peut compenser cette augmentation par une admission plus forte. On peut également demander au générateur de produire davantage au moment d'un coup de collier. La plupart des générateurs actuels peuvent, sans inconvénient, pendant quelques moments, donner le double de leur puissance normale.

Enfin, on peut utiliser la contre-vapeur pour venir au secours des freins lorsqu'un arrêt rapide est nécessaire.

Généralement, on interpose entre le moteur et les essieux un train d'engrenage permettant un changement de vitesse, afin d'accroître encore les limites dans lesquelles peut varier le travail produit par la machine pour une même distance parcourue sur la route. On a ainsi le moyen d'aborder des côtes qui seraient infranchissables si la démultiplication était fixe.

Les quelques chiffres suivants nous paraissent utiles pour se faire une idée précise de ces moteurs.

Le travail sur l'arbre n'atteint guère plus de 4 à 6 p. 100 du travail équivalent à la chaleur disponible dans la combustion du charbon[1]. Ce chiffre assez bas permet aux moteurs à pétrole, malgré leurs inconvénients, de lutter avec avantage contre les moteurs à vapeur.

La pression est généralement élevée, on améliore ainsi le rendement; elle atteint 10, 15 et même 18 kilogrammes par centimètre carré. La vitesse du moteur varie généralement de 300 à 800 tours par minute.

1. Ce rendement se décompose à peu près comme il suit :

Rendement de la combustion.	0,8 (*)
Partie de la chaleur passée dans la vapeur.	0,8 (**)
Rendement du cycle de Carnot (pour 14 kilogrammes de pression).	0,2
Rendement du cycle de la machine par rapport à celui de Carnot. .	0,5
Rendement organique de la machine.	0,8
PRODUIT.	0,051

Par rapport au rendement du cycle de Carnot, le rendement est donc de 0,25.

* La perte provient de parties non brûléess escarbillos, etc., oxydation incomplète.
** Le reste est perdu par la cheminée.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

En admettant 0,6 comme rendement des transmissions, on a :

		PAR CHEVAL	
		SUR L'ARBRE du moteur.	A LA JANTE des roues.
Poids du moteur.	Avec vapeur saturée ou peu surchauffée.	30 à 50 kg.	50 à 85 kg.
	Avec vapeur très surchauffée.	50 à 60 kg.	85 à 100 kg.
Consommation eau et coke (5 ou 6 kg. d'eau pour 1 kg. de coke).	Moteur genre Field.	20 kg.	33 kg.
	Aquatubulaire.	15	25
(4 kg. d'eau pour 1 kg. de coke).	Moteur genre Serpollet.	8 kg.	13 kg.
Poids total du moteur et de son approvisionnement pour une marche de H heures. .	Moteur genre Field.	50 + H. 20	85 + H. 33
	Aquatubulaire.	40 + H. 15	67 + H. 25
	Serpollet. Coke.	60 + H. 8	100 + H. 13
	Serpollet. Pétrole.	55 + H. 6,5	92 + H. 11

§ 2. — Moteur à essence.

Au lieu d'utiliser la chaleur de combustion à transformer un corps en vapeur pour se servir ensuite de cette vapeur à produire un travail, on peut utiliser directement dans le cylindre, et par suite avec moins de perte, cette chaleur (moteur à air chaud et moteur à essence). La locomotion automobile n'a jusqu'à présent utilisé que ce second type de moteurs.

Ils comprennent comme partie essentielle :

Un carburateur, un cylindre où se produit l'explosion, un système d'allumage, une distribution, un système de refroidissement, un appareil de mise en marche et un volant.

Les carburateurs sont de divers systèmes, soit par barbotage soit par lèchage, soit par pulvérisation. L'essence de pétrole, d'une densité variant entre 0,69 et 0,74 à 15° (bouillant entre 70° et 120°), est mélangée à l'air chauffé, qu'elle sature dans la proportion de 1 partie d'essence pour 8 à 10 d'air. On a aussi utilisé le pétrole lampant; mais cette utilisation nécessite l'échauffement du pétrole au moyen de brûleurs spéciaux.

L'air saturé, mélangé de 8 ou 10 fois son volume d'air froid, est aspiré dans le cylindre, où, après compression, il doit produire l'explosion.

Celle-ci est provoquée soit par des tubes incandescents, soit par étincelle électrique. On reproche aux tubes de ne pas toujours produire l'explosion au moment voulu : ils contiennent, en effet, des gaz inertes provenant des explosions précédentes qui retardent l'inflammation. Aussi l'étincelle électrique a-t-elle aujourd'hui la préférence. Elle peut provoquer l'inflammation même avant compression totale, donnant ainsi une avance à l'explosion.

L'étincelle est produite soit par courant d'induction entre deux points fixes, soit mieux par extra-courant de rupture. Ce dernier système a l'avantage de donner moins de ratés.

La source électrique est soit une pile, soit un accumulateur, soit une dynamo. Cette dernière source ne peut être utilisée, bien entendu, que pendant la marche; il en faut une autre pour le départ.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

La distribution est faite au moyen de deux soupapes, l'une dite d'admission, généralement automatique, l'autre dite d'échappement, mue par des cames de manière à s'ouvrir pendant la durée du quatrième temps.

Un semblable disposisif détermine l'allumage.

Pour empêcher le moteur de dépasser la vitesse pour laquelle il a été construit, un régulateur à force centrifuge empêche l'évacuation des gaz brûlés et fait manquer par suite une ou plusieurs explosions ou bien étrangle l'admission des gaz carburés et diminue par suite l'effet utile de l'explosion. Outre le régulateur automatique, le conducteur doit avoir un moyen de réglage à la main qui lui permette de modérer momentanément l'allure du moteur. Il agit sur le régulateur automatique ou bien, dans le cas où celui-ci n'existe pas, il provoque directement les effets ci-dessus indiqués du régulateur, notamment en provoquant l'étranglement de l'admission.

Le refroidissement est obtenu, dans les petits moteurs, uniquement par des ailettes (1 à 2 chevaux), pour les moteurs plus puissants par une circulation d'eau augmentant beaucoup la surface radiante ou par la vaporisation de l'eau autour du cylindre. Ce dernier mode paraît abandonné.

Le moteur à pétrole étant généralement à quatre temps, parmi lesquels le temps utile n'occupe que le troisième rang, il est indispensable de pouvoir le débrayer et que le conducteur le lance au moyen d'une manivelle ou de pédales.

Le volant est un organe indispensable du moteur à essence. Il faut, en effet, que le moteur puisse produire le travail de compression de l'air dans les cylindres sans être lié à la voiture soit au départ, soit pendant les débrayages momentanés. En outre, le volant est utile pour atténuer l'effet des explosions.

Avantages et inconvénients. — On a reproché souvent à ce moteur les trépidations désagréables qu'il donne pendant les arrêts. On a diminué cet inconvénient au moyen de masses additionnelles placées sur les volants; mais cette solution ne peut être absolument complète, on a obtenu un résultat complet, mais au prix d'une certaine complication, au moyen de pistons égaux conjugués de manière à se déplacer toujours en sens contraire et à vitesses égales.

On a également essayé de produire les explosions au milieu du cylindre, entre deux pistons verticaux prenant alors des mouvements inverses, de manière que le centre de gravité du système reste sensiblement immobile.

Un inconvénient beaucoup plus grave est que le moteur à essence est essentiellement un moteur à puissance et à vitesse constante. Il fonctionne, en effet, habituellement à admission fixe, avec un mélange de composition fixe. Le travail produit par coup de piston est donc fixe. Pour augmenter la puissance, il faudrait le faire tourner plus vite; mais cette vitesse ne peut pas dépasser un certain maximum sans danger pour le moteur, aussi sont-ils tous munis d'un régulateur à force centrifuge. La puissance maxima est ainsi déterminée. On ne peut agir en général sur la puissance que par suppression d'explosions et par suite par diminution.

Quand une voiture est en marche, il faut, sous peine de risquer de la voir s'arrêter, que la liaison du moteur avec les roues motrices soit telle que le moteur marchant à pleine vitesse produise une puissance au moins égale au travail consommé par la marche correspondante de la voiture. On utilise à cette effet, parmi les jeux d'engrenages appelés *changements de vitesse*, qui peuvent être interposés entre le moteur et les roues, celui qui donne une puissance résistante immédiatement inférieure à la puissance motrice.

Mais comme ces jeux d'engrenages sont généralement en nombre très limité, trois ou quatre, on n'arrive en général qu'à une puissance résistante notablement inférieure à la puissance motrice; en moyenne l'écart est la moitié de la différence de puissance

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

correspondant à l'emploi de deux trains successifs. Le moteur s'emballerait si le régulateur ne supprimait de temps en temps une explosion. Normalement, on n'utilise donc qu'une partie de la puissance motrice disponible.

Jusqu'à présent, le seul moyen pour augmenter la puissance a consisté à avoir des cylindres supplémentaires qu'on n'utilise pas en permanence. Cela revient toujours à n'utiliser qu'une partie de la puissance totale de la machine; mais le rendement est meilleur qu'avec un seul cylindre, dans lequel les explosions seraient trop espacées.

Cette dernière solution donnerait en effet beaucoup d'importance à l'effet des parois.

Dans le même ordre d'idées, on a cherché à utiliser la variabilité possible de la chambre d'explosion pour obtenir des explosions de volumes différents d'air carburé et portant des coups de piston de puissance variable. Les uns maintiennent constante la compression préalable du mélange tonnant : les autres acceptent des compressions variables.

Il reste donc encore beaucoup à faire pour amener le moteur à essence à la souplesse désirable. Peut-être y aurait-il quelque chose à tenter avec les moteurs à combustion. Dans ceux-ci, la pression est créée non plus par une explosion, mais par la combustion du pétrole, soit continue dans un volume d'air dont elle élève la pression, et qu'on utilise ensuite comme un gaz comprimé (Moteur Duryea) : soit intermittente en l'introduisant à dose convenable dans le cylindre au sein d'une masse d'air suffisamment comprimée pour que l'inflammation s'y produise spontanément (Moteur Diesel). Ce dernier moteur ayant donné des rendements exceptionnels tant à pleine charge qu'à charge réduite, dans les installations fixes[1], grâce à la compression élevée et à la suppression des chocs violents de l'explosion; on peut espérer le voir donner de bons résultats en automobilisme. Toutefois, l'obligation d'avoir un réservoir d'air comprimé, pour la mise en train, entraîne une augmentation de poids et une complication.

Données numériques relatives aux moteurs à pétrole. — La vitesse est très variable suivant les types. On en a fait, pour motocycles, atteignant 1 500 et jusqu'à 2 000 tours. Ceux des voitures font en général de 400 à 800 tours.

Nous donnons ci-après les chiffres relatifs aux poids et consommations courantes par cheval sur l'arbre moteur et par cheval aux jantes des roues motrices, en admettant un rendement de 0,06 dans la transmission.

	PAR CHEVAL	
	SUR L'ARBRE moteur.	AUX JANTES des roues motrices.
Poids (non compris l'eau de refroidissement). . . .	20 à 30 kg.	33 à 50 kg.
Poids (eau de refroidissement comprise).	40 kg. en moyenne	67 kg.
Consommation en poids.	$0^{kg},45$ à $0^{kg},50$	$0^{kg},75$ à $0^{kg},83$
— en volume	$0^{lit},64$ à $0^{lit},70$	$1^{lit},1$ à $1^{lit},2$
Poids total du moteur et de son approvisionnement pour marche de H heures.	40 kg. + H × $0^{kg},5$	67 kg. + H × $0^{kg},83$

1. D'après des expériences faites en Allemagne par une commission d'Ingénieurs français, il aurait donné (avec le pétrole lampant ordinaire de densité 0,791 à 25°) un travail effectif variant de 0,21 à 0,25 du travail équivalant aux calories dépensées. Celles-ci étaient évaluées d'après la puissance calorifique du pétrole dépensé, qui avait été trouvée de 10 200 calories par kilogramme.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

§ 3. — Voitures électriques.

Jusqu'ici, l'électricité qui leur est nécessaire est fournie par des accumulateurs.

Le trolley ne se prête, en effet, qu'à un service suivant un itinéraire déterminé. Il peut avoir son emploi pour des transports réguliers, suivant un itinéraire constant; mais il nécessite des frais d'installation élevés et par suite suppose un trafic assez intense. Dans ce cas, le rail s'impose la plupart du temps. La pile électrique, jusqu'à présent, ne donne l'énergie électrique qu'à un prix environ vingt fois supérieur à ce qu'elle coûte par accumulateurs. Ce prix élevé est en général prohibitif.

L'emploi de l'accumulateur n'est pas sans inconvénient.

1° Il faut des usines de charges assez rapprochées. Les fiacres des concours de 1898 et 1899 ne pouvaient guère parcourir plus de 100 kilomètres sans être rechargés; et même il semble que, pour avoir un bon service, il ne faille pas compter sur plus de 60 kilomètres;

2° Pour ne pas détériorer les accumulateurs, il faut que le chargement soit fait avec précaution. On ne doit pas employer une différence de potentiel trop élevée si l'on veut que les accumulateurs aient quelque durée (2,5 volts par élément, ce qui correspond à un débit initial de 1,3 ampères par décimètre carré). Le temps nécessaire pour la charge des batteries est supérieur au temps de leur fonctionnement (sept heures environ pour des voitures organisées pour marcher cinq heures);

3° Le poids des accumulateurs est considérable. Au concours de 1898, il atteignait environ 30 p. 100 du poids des véhicules;

4° La surveillance et l'entretien des accumulateurs sont onéreux;

5° Les batteries se détériorent assez rapidement par suite de l'intensité du courant dans les coups de collier.

Nous allons examiner successivement les différentes parties de ces voitures.

1° Les accumulateurs;

2° Les moteurs;

3° La régulation de vitesse;

4° Enfin, donner quelques indications sur le prix de revient de la traction des automobiles électriques.

I. — Accumulateurs. — Les accumulateurs pour voitures augmentent jusqu'ici considérablement le poids du véhicule, les progrès doivent tendre à accroître :

la puissance spécifique (watts par kilogramme de poids total).

l'énergie spécifique (watt-heure par kilogramme de poids total).

On peut considérer les accumulateurs Fulmen, les seuls qui aient été employés par les concurrents du concours des fiacres automobiles, comme donnant la limite du progrès obtenu à ce point de vue. Pour avoir des accumulateurs de grande puissance spécifique, il fallait des accumulateurs à oxyde rapporté. Dans ce type, l'action pénètre plus profondément que dans le type Planté, et, par suite, la proportion de la matière active par rapport au poids total peut être plus grande.

Pour avoir une énergie spécifique grande, il fallait augmenter la surface le plus possible, c'est ce qui a été fait en réduisant à 4 millimètres l'épaisseur des plaques.

Ces accumulateurs ont les inconvénients des accumulateurs à oxyde rapporté : une décharge trop rapide non seulement, comme des accumulateurs du type Planté, donne un mauvais rendement, mais, de plus, détériore les pastilles d'oxyde de la plaque positive. Il faut donc une densité de courant assez faible : un ampère environ par décimètre carré de plaque positive; la décharge peut ainsi se faire en cinq heures.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Les rendements de ces accumulateurs sont les suivants, d'après M. Hospitalier (*l'Industrie électrique*, 10 juillet 1898), en chiffres ronds :

AU RÉGIME DE DÉCHARGE PAR DÉCIMÈTRE CARRÉ DE :	0,5 AMPÈRE.	1 AMPÈRE.	2 AMPÈRES.
Puissance utile spécifique (en watts par kilogramme du poids total).	2,5	5	10
Énergie utile spécifique correspondant à cette puissance (en watts-heure par kilogramme du poids total), ou inversement.	30	25	20
Poids spécifique total en kilogramme par kilowatt utile.	400	200	100
Poids spécifique total en kilogramme par kilowatt-heure.	33	40	50

Il semble qu'on puisse admettre les chiffres suivants pour les automobiles, bien que la décharge n'y soit pas continue, mais variable. L'agitation de la marche semble, en effet, favoriser la diffusion du liquide et améliorer ainsi le rendement.

Puissance spécifique. . . . { Par kilogramme d'éléments. . . . . $5^{watts},1$
Par tonne d'éléments. . . . . $6^{ch.v},93$

On peut dépasser quatre fois ces chiffres dans les démarrages et fortes rampes.

ou

Poids total d'accumulateur. { Par kilowat aux bornes. . . . . 196 kg.
Par cheval aux bornes. . . . . 144 kg.

Énergie spécifique. . . . . { Par kilogramme d'éléments[1] . . . . 25 watts-heure
Par tonne d'éléments. . . . . 34 chev.-heure

ou

Poids total d'accumulateur. { Par kilowatt-heure aux bornes. . . 40 kg.
Par cheval-vapeur aux bornes. . . . $29^{kg},4$

L'accumulateur correspondant à ce poids est renfermé dans une caisse en celluloïd, qui présente l'inconvénient d'être facilement inflammable. La substitution de l'ébonite qui a été faite par le constructeur augmente le poids.

Il y aura lieu de rechercher une substance légère et résistante à substituer de manière à ne pas augmenter le poids et éviter les combustions qui se sont produites lors de courts circuits.

Le concours des Accumulateurs, que l'Automobile Club a entrepris du 3 juin au 3 décembre 1899 a démontré que certaines batteries pouvaient fournir 60 décharges complètes au moins avant d'être éliminées dans les conditions fixées par le concours.

Les accumulateurs pour automobiles doivent être amovibles pour permettre :

1° leur visite et leur entretien :

2° leur remplacement, afin de ne pas immobiliser la voiture pendant la durée de la charge.

II. — Moteurs. — Les moteurs employés pour les automobiles doivent être aussi légers que possible sans être trop rapides, afin de ne pas nécessiter des engrenages trop compliqués.

Ces conditions conduisent à l'emploi des types multipolaires (les machines de voiture sont le plus souvent à quatre pôles).

L'inducteur est excité soit en dérivation ou shunt, soit en série : le plus souvent on a recours à une combinaison de ces deux modes, l'excitation est dite compound.

1. Au concours d'accumulateurs organisé par l'Automobile Club de France, l'énergie spécifique restituée par kilogramme de plaque n'a été en moyenne que de 15 watts-heure.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

La chaîne n'est pas toujours employée comme intermédiaire (voitures Krieger, Jeanteaud, etc.).

On peut, avec le moteur électrique, grâce à sa très grande souplesse, supprimer les changements de vitesse.

On peut admettre les chiffres suivants pour les moteurs :

Rendement des moteurs en service courant	0,8
Rendement des transmissions	0,75
Rendement de la décharge des accumulateurs par rapport à la charge[1]	0,75

On ne dispose donc à la jante que des 0,45 de l'énergie produite sur l'arbre des moteurs à l'usine.

	Par cheval	
	sur l'arbre du moteur.	à la jante des roues.
Poids des moteurs	50 kg.	66 kg.
Poids d'accumulateurs pour une marche de une heure	$\frac{29,4}{0,8} = 37$ kg.	49 kg.
Poids total du moteur et de son approvisionnement pour une marche de H heures	50 + H. 37	66 + H. 49

III. — Régularisation de la vitesse. — La différence de potentiel aux balais d'une machine est égale, en négligeant le courant intérieur toujours faible, quand le régime permanent est établi, à la force électro-motrice induite.

On a donc :

$$n\,N\,\varphi = U$$

ou

$$n = \frac{U}{N\,\varphi},$$

U, étant la différence de potentiel aux balais ;

n, le nombre de tours de fil de l'induit ;

φ, le flux admis dans l'armature.

La vitesse est donc proportionnelle à la différence de potentiel et inversement proportionnelle au nombre des tours de fil et au flux.

On peut la régler en agissant sur l'une de ses trois quantités.

Le potentiel aux pôles de la batterie étant sensiblement constant, on le fait varier généralement en divisant cette batterie en deux groupes, qu'on peut disposer soit en quantité tension. Ce procédé était employé par tous les lauréats du concours des fiacres en 1898. Le couplage en quantité n'est pas sans inconvénients, on lui reproche de permettre une décharge inégale des deux groupes d'accumulateurs, d'où mauvais rendement et détérioration.

Aussi, certains constructeurs couplent-ils invariablement les accumulateurs en tension, recourant à d'autres procédés pour faire varier la vitesse.

On peut encore modifier le potentiel aux bornes en intercalant un rhéostat dans le circuit ; mais ce procédé a l'inconvénient de consommer de l'énergie en pure perte. Aussi n'est-il employé le plus souvent que pour réduire le courant au moment du démarrage.

Quand on dispose de deux moteurs, un excellent moyen de régularisation est le montage de ces moteurs tantôt en série, tantôt en parallèle. Il est facile de voir que si

1. Au concours d'accumulateurs de l'Automobile Club de France, le rendement moyen n'a pas dépassé 0,70 (Pope). Il a été de 0,68 pour le type Blot-Fulmen ; 0,66 pour le type Fulmen.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

la vitesse de régime est n lorsqu'ils seront montés en parallèle, elle sera sensiblement $\frac{n}{2}$ lorsqu'ils seront montés en série, si la résistance au mouvement est la même par tour de roue. En effet, les résistances étant sensiblement les mêmes et la différence totale de potentiel dans le circuit restant la même, si la vitesse est moitié, le courant sera le même. Le travail moteur par tour de roue est le même.

On peut encore agir sur le nombre des tours de l'induit, N, en formant celui-ci de deux parties, par exemple, qu'on met en circuit pour les petites vitesses. On n'en maintient qu'une en circuit pour les grandes. On a même été plus loin dans la voiture Bouquet, Garcin et Schivre. Elle comporte deux bobines à induits inégaux. La force électro-motrice induite développée par l'un deux est représentée par 5 et celle développée par l'autre est représentée par 3. Au moment du démarrage ils sont couplés en tension on place ensuite l'enroulement 5 seul en circuit, puis l'enroulement 3. Enfin, pour les très grandes vitesses on les oppose l'un à l'autre de manière à n'avoir que la différence.

On peut agir sur l'excitation φ. Beaucoup de moteurs portent deux enroulements inducteurs, l'un en série, l'autre en shunt. On peut les mettre successivement hors circuit. Quelques-uns ont deux pôles montés en gros fil et deux autres en fil fin.

En général, on se contente de réunir l'emploi de deux des moyens de régulation ci-dessus de manière à avoir quatre vitesses.

Le combinateur permet donc quatre combinaisons plus l'arrêt et souvent la marche en arrière, soit, en tout, six positions.

Spécialisation des moteurs. — Actuellement, les voitures électriques ne peuvent faire plus d'une soixantaine de kilomètres sans être rechargées. D'autre part, avec les accumulateurs actuels, la charge demande un temps supérieur à la décharge, si l'on ne veut pas détériorer les accumulateurs en un temps très court. Il faut donc, si les accumulateurs ne sont pas amovibles et interchangeables, une longue immobilisation de l'automobile après chaque parcours.

On trouve encore difficilement des usines électriques assez rapprochées pour faire du tourisme hors villes ; surtout l'on ne trouve pas à échanger ses accumulateurs. La voiture électrique est donc actuellement condamnée à ne pas circuler dans un rayon de plus de trente kilomètres autour de son usine d'attache. Elle est réduite au service des fiacres, dans lesquels le poids transporté est très peu de chose par rapport à celui des accumulateurs et des livraisons pour magasins (service qui, ne s'étendant pas à une grande distance, peut être fait avec un poids relativement faible d'accumulateurs). Sans cette difficulté d'une part, l'énergie électrique pouvant être aujourd'hui produite en grand dans les usines à un prix sensiblement égal à la dépense de charbon nécessaire pour produire la même énergie dans le cylindre des machines à vapeur d'automobiles (machines à rendement médiocre) ; d'autre part, le rendement du transport de l'énergie de l'une ou l'autre source à la jante des roues étant peu différent, les automobiles électriques pourraient avantageusement lutter contre toutes les autres.

Le tourisme et les services de transport. dans un rayon de quelque étendue, relèvent donc du pétrole ou de la vapeur.

Le pétrole a pour lui la propreté, la plus grande puissance spécifique (il permet donc d'aller plus loin avec un même poids d'approvisionnement, et par suite rend les ravitaillements bien moins fréquents), mais il est cher[1]. Il paraît donc plutôt le moteur du tourisme que celui d'une exploitation où l'économie joue un rôle prépondérant.

1. Le moteur à vapeur consomme environ 2 kilogrammes de coke par cheval et par heure, soit $2 \times 0\text{fr.}04 = 0\text{fr.}08$; le moteur à essence dépense 0 l. 64 à 0 fr. 19, soit plus du double.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

CHAPITRE III

PARTIES MÉCANIQUES DES VOITURES AUTOMOBILES

§ 1. — Liaison entre les moteurs et les roues motrices.

Changements de vitesse. — Nous avons vu que, pour diminuer le poids et l'encombrement, on devait recourir à des moteurs à grande vitesse et que, pour arriver à des vitesses acceptables, il était nécessaire de recourir à une démultiplication. Avec la vapeur il est utile de disposer d'un changement de vitesse de façon à pouvoir franchir les côtes longues. En conservant au moteur une puissance et une vitesse constante, on peut produire, par mètre de chemin parcouru par la voiture, plus de travail si la vitesse de celle-ci est moindre. Ces changements de vitesse sont encore plus indispensables avec le pétrole ; ils peuvent se classer en deux groupes, suivant qu'ils sont continus, c'est-à-dire permettant de donner au rapport de réduction toutes les valeurs intermédiaires, ou discontinus, c'est-à-dire ne permettant de lui donner qu'un certain nombre généralement deux, trois ou quatre, valeurs déterminées.

Les premiers, rares jusqu'à présent, ne comprennent guère que les plateaux de friction et les poulies extensibles.

Le second groupe d'appareils de changement de vitesse se subdivise en deux groupes, suivant que les appareils sont basés sur l'emploi de courroies ou d'engrenages.

Dans la plupart des appareils, il y a autant de courroies que de changements de vitesse, c'est-à-dire de groupes de poulies folle et fixe ; et ces courroies sont commandées par des fourchettes à déplacement latéral. Dans quelques-uns, une seule courroie commandée par fourchette passe de l'un sur l'autre des groupes interposés de poulies de diamètres différents formant gradins successifs, sans poulies folles.

Le réglage de la tension des courroies résulte, la plupart du temps, du déplacement de l'arbre commandé, qu'on éloigne plus ou moins de l'arbre moteur; quelquefois, il est réalisé par des rouleaux tendeurs manœuvrés à l'aide d'un jeu de leviers.

Les appareils qui comprennent un dispositif à engrenages sont soit à mise en prise latérale (les engrenages entrant en prise entre eux, grâce au coulissage de l'un des groupes le long de l'axe sur lequel il est monté), soit à mise en prise tangentielle (les roues à mettre en relation s'attaquant par les pointes de leurs dents par suite d'un rapprochement de leurs axes).

On a également employé des systèmes à engrenage constamment en prise ; parmi ceux-ci on peut citer ceux qui comportent l'application du principe des engrenages épicycloïdaux.

Marche arrière. — La marche en arrière est un cas particulier du changement de vitesse ; elle est obtenue par des appareils analogues, notamment :

par le déplacement du galet de friction au delà du centre du plateau de commande ;

par un groupe spécial de poulies avec courroie droite quand les courroies de marche avant sont croisées et inversement ;

par un train de trois engrenages montés sur deux axes auxiliaires au lieu de deux engrenages montés sur un seul axe; par un train spécial avec pignon intermédiaire dans les dispositifs d'engrenages constamment en prise, avec embrayages individuels, etc.

Dans la plupart des autres systèmes de renversement de la marche, on intercale des organes ordinairement inactifs. Ainsi :

1° Dans un train multiple d'engrenages avec mise en prise latérale, on intercale un

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

pignon de largeur suffisante pour engrener simultanément avec deux roues non situées dans le même plan par mise en prise tangentielle;

2° Dans un système semblable deux roues restent constamment en regard l'une de l'autre sans engrener, parce que leurs diamètres sont trop petits, un pignon auxiliaire est amené entre elles par mise en prise latérale;

3° Dans un appareil à courroies embrayées par glissement latéral, un groupe de deux poulies accessoires égales tournant en sens inverse l'une de l'autre est approché des poulies principales, de telle sorte que l'une touche la poulie folle et l'autre la poulie fixe. La courroie motrice étant sur la poulie folle, le mouvement se transmet à la poulie fixe par l'intermédiaire des poulies accessoires et se trouve ainsi inversé.

Embrayage. — Les appareils de changement de vitesse comportent tous la possibilité de l'embrayage et du débrayage.

Le galet de friction peut être amené au centre du plateau et ne plus recevoir de lui aucun mouvement; l'appareil de connexion des déformations de deux poulies extensibles peut, à l'une des extrémités de sa course, déterminer une déformation telle que la tension de la courroie soit supprimée, etc., etc.

Pour les voitures comportant ces derniers appareils, et presque toujours pour celles à changement de vitesse par courroies, il n'y a pas d'appareil d'embrayage spécial. Au contraire, lorsque le changement de vitesse se fait par engrenages, un organe spécial d'embrayage est nécessaire.

Parmi ces organes spéciaux, on peut citer les manchons à griffes et autres appareils analogues très simples, mais peu usités en raison de la brutalité de leur mise en action.

On préfère les appareils à friction; le plus répandu consiste en un groupe de deux axes de frictions, l'un femelle, taillé dans le volant même du moteur, l'autre mâle, s'appliquant sur le cône femelle coulissant sur le prolongement de l'arbre de manière à produire l'entraînement sous l'action d'un ressort.

On emploie aussi un collier extensible fermé d'un anneau métallique fendu suivant une génératrice et placé à l'intérieur d'une couronne cylindrique creuse d'un diamètre un peu supérieur; les deux extrémités de l'anneau s'écartent de manière à produire le contact et l'adhérence nécessaires.

La courroie à déplacement latéral avec poulie fixe et folle est quelquefois employée comme organe spécial d'embrayage.

Différentiel. — L'appareil différentiel qui permet d'obtenir la marche inégale des deux roues motrices dans les courbes est généralement le différentiel à satellites coniques.

On a remplacé quelquefois les satellites coniques par des engrenages cylindriques.

Transmission flexible. — La transmission entre le dernier arbre fixé au châssis suspendu et les roues motrices se fait généralement au moyen de chaînes de Galle, passant d'une part sur des pignons solidaires de l'arbre, et d'autre part sur des couronnes dentées solidaires des roues.

Si le différentiel est placé sur l'axe des roues, il y a une seule chaîne; sinon la commande a lieu par deux chaînes.

Pour éviter les inconvénients dus à l'emploi des chaînes, difficultés de réglage, risque de rupture ou de chute, etc., on a adopté différentes autres dispositions :

1° axes rigides auxiliaires terminés par deux pignons d'angle qui engrènent l'un avec l'arbre transmetteur l'autre avec des couronnes solidaires des roues; ce système est analogue à celui qui est réalisé dans les bicyclettes dites acatènes ;

2° transmission par engrenages cylindriques droits entre un axe fixé au châssis et l'axe des roues;

3° système dit de l'essieu brisé, dans lequel deux demi-axes transversaux et à peu près horizontaux mettent en relation les plateaux du différentiel avec les roues, etc., etc.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

Quoi qu'il en soit du mode de transmission de l'effet moteur aux roues, celui-ci ne doit pas être reporté, pour les voitures lourdes, au moyeu de la roue motrice, afin de ne pas la désorganiser. Le plus souvent le dernier pignon est rattaché aux rayons de cette roue; parfois des bras métalliques vont attaquer directement la jante.

L'essieu moteur doit-il être à l'avant ou à l'arrière?

Il est le plus souvent à l'arrière; on reproche à cette disposition de favoriser les têtes à queues dans les véhicules rapides, lorsque la chaussée est grasse; toutefois, un accident de ce genre est arrivé à une automobile à avant-train moteur au cours du concours de 1898.

§ 2. — **Direction des voitures.**

Elle comprend deux parties :

1° La liaison des roues directrices, telle que la marche se fasse sans patinage;

2° La commande d'une de ces roues lui transmettant la direction donnée par le conducteur.

Dans les voitures remorquées par les chevaux, l'essieu d'avant peut tourner autour d'un axe vertical passant par son milieu et, par suite, faire des angles variables avec l'essieu d'arrière. Quand les deux essieux sont parallèles, la voiture décrit une ligne droite; dans tous les autres cas, elle décrit une courbe dont le rayon dépend de la distance à laquelle les projections horizontales des essieux se rencontrent.

Cette disposition est utilisée pour la direction des fiacres automobiles de Paris.

Ce système a l'avantage de permettre de tourner avec des rayons très courts, si les roues d'avant sont assez petites pour passer sous la caisse de la voiture; mais, en revanche, le polygone de sustentation se rétrécit quand la voiture décrit une courbe, et cela précisément au moment où les forces d'inertie horizontales, qui viennent s'ajouter à la pesanteur, donnent une résultante plus oblique. La voiture est donc plus exposée à verser que si le polygone de sustentation conservait une forme fixe.

Aussi a-t-on cherché à conserver une forme invariable à ce polygone au moyen de la direction par essieu brisé. Dans ce système, la partie médiane de l'essieu directeur est fixe; les roues sont portées par de courtes portions d'essieu pouvant tourner autour d'un axe vertical, ou, pour exiger moins d'effort, d'un axe passant par le point de contact de la roue avec le sol (cabs de New-York). L'articulation était toujours réalisée autrefois par une fourche maintenant les deux extrémités de l'axe vertical; aujourd'hui, dans les voitures légères, l'une des parties de l'essieu porte un cylindre creux dans lequel se loge, à frottement doux, un cylindre plein porté par l'autre partie.

Pour que le mouvement en courbe puisse s'opérer sans patinage, il faut que les projections horizontales de rotations des roues convergent en un même point, projection de l'axe instantané de rotation du mouvement de la voiture. Si le problème est théoriquement, toujours soluble avec un système de bielles articulées, il ne l'est guère pratiquement puisque le nombre minimum de ces pièces est tel : 18, que le jeu à prévoir avec tant d'articulations rend inutile la solution exacte. Il faut donc se contenter d'une solution approchée en limitant l'angle de braquage à certaines valeurs suffisantes pour la pratique. On a reconnu qu'un angle de 35 degrés était suffisant; au delà, on aurait à craindre que les roues directrices n'avançassent en glissant sous la poussée des roues motrices.

On a donc eu recours à des liaisons à simple ou à double quadrilatère, intérieur ou bien extérieur, cette dernière disposition étant cependant préférable. Ces quadrilatères articulés sont formés, en dehors de l'arbre sur lequel sont montées les roues, par des bras rendus solidaires par une bielle horizontale.

Mais ces solutions n'étant pas rigoureusement exactes, on a essayé des liaisons à cames susceptibles de fournir telle relation que l'on voudrait entre les deux roues.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

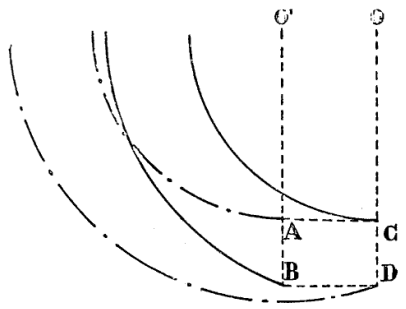
Le système Bourlet, qui permet de faire converger dans toutes les positions les lignes des fusées des roues directrices au même point de l'essieu d'arrière, est basé sur ce principe. Le quadrilatère articulé qui le compose est formé par une tige maintenue parallèle à l'essieu, grâce à deux manchons, et munie, à ses extrémités, de galets; deux bras, solidaires chacun de l'axe d'une roue, sont terminés par des glissières où roulent ces galets. L'expérience n'a pas encore prononcé sur la valeur pratique de ce système.

Sauf dans les motocycles et voiturettes, où la *commande* peut être faite directement par guidon, généralement l'une des roues est commandée par le volant ou la manivelle dont dispose le conducteur, en passant par l'intermédiaire :

1° d'un organe permettant les mouvements relatifs dans le sens vertical de la voiture et des roues, sans laisser celles-ci flotter;

2° de renvois ou d'engrenages démultiplicateurs plus ou moins compliqués (ces derniers sont d'autant plus indispensables que le véhicule est plus lourd).

On a employé des commandes à sonnette uniquement composées de bielles articulées et des commandes par chaîne (aujourd'hui de plus en plus abandonnées à cause du jeu inévitable). On recherche les commandes irréversibles, qui obéissent à la main du conducteur, mais non aux efforts agissant sur les roues. Parmi les plus courantes, on peut citer : 1° celles qui utilisent une vis sans fin à pas court; 2° la direction épicycloïdale Gobron et Brillé, dont la démultiplication variable depuis l'∞ en alignement droit jusqu'à une valeur faible pour un angle de braquage notable, réalise l'irréversibilité en alignement droit et permet, néanmoins, les changements de direction rapide; 3° la commande Jeantaud, qui repose sur un principe analogue à celui des freins automatiques, genre Juhel. La liaison entre le volant et les roues est faite par deux demi-cylindres d'acier flexibles, placés dans un barillet fixe. Grâce à un léger jeu, le volant agit toujours sur l'un d'eux par traction et l'écarte du barillet. Les roues, au contraire, tendent toujours à agir par compression, et, grâce à un plan incliné, à coincer le ressort dans le barillet. Faut-il placer la direction à l'arrière ou à l'avant. L'épure ci-contre, dans laquelle AB représentent les roues avant de la voiture, CD les roues arrière, montre que, pour un même angle de braquage, la voiture tourne en moins de chemin et évite, par conséquent, plus facilement un obstacle placé sur sa route avec les roues directrices à l'avant qu'à l'arrière.



On voit immédiatement qu'avec la direction arrière il n'est pas possible à une voiture rangée le long d'un trottoir de le quitter sans reculer. Soit BD le bord du trottoir, la roue D devrait le franchir si l'on marchait en avant.

La voiture dirigée par l'arrière est moins stable qu'avec la direction par l'avant. Il faut, en effet, pour éviter le même obstacle, tourner avec un rayon beaucoup plus court dans le premier cas, ce qui donne avec la même vitesse une force centrifuge plus grande.

Avec la direction par essieu brisé, il n'y a pas de motif pour que les roues directrices soient plus petites ou plus rapprochées que les autres. Il serait logique d'adopter uniformément $1^m,44$ d'écart, pour permettre aux voitures d'utiliser les rails de tramways.

§ 3. — Freinage.

Beaucoup d'automobiles sont munies d'un frein à sabots manœuvré par vis, comme ceux employés sur les voitures attelées; mais ce frein a rarement la puissance suffisante

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

pour constituer l'un des deux systèmes de freinage exigés par le règlement, et il est le plus souvent monté supplémentairement en plus des deux systèmes obligatoires.

Sur les bandages de fer, on fait frotter des sabots de fer ou de bois; sur les bandages de caoutchouc, on a utilisé des sabots formés de deux rouleaux cylindriques à surface de caoutchouc et on les actionne le plus souvent par des colliers ou des enroulements au moyen desquels on obtient une grande puissance d'arrêt avec un faible effort de sevrage.

Le collier d'une grande flexibilité est généralement extérieur au tambour; il est muni soit de cuir, soit de feutre, soit de bois. Le frein est généralement à double enroulement, pour permette le freinage dans les deux sens; il agit sur une couronne montée sur un des axes de transmission. En outre, tout véhicule automobile possède un deuxième système de freinage agissant directement sur une couronne fixée aux moyeux ou aux rais des roues motrices. Le dispositif du freinage débraie le moteur avant que le frein commence à agir. Enfin, dans les voitures électriques, on peut généralement obtenir un freinage gradué en faisant agir la dynamo comme génératrice sur une résistance.

§ 4. — Roues.

Ce qui frappe, lorsqu'on étudie les voitures automobiles construites jusqu'à ce jour, c'est la valeur relativement peu élevée donnée aux diamètres des roues par rapport aux diamètres des roues de voitures à traction animale. Il semble que l'on ait craint, par l'adoption d'un diamètre un peu considérable, de soumettre les rais des roues à un effort fléchissant trop considérablement et surtout d'exposer les roues de faible écuanteur à un voilement. La possibilité de relier la jante au moyeu par deux groupes de tendeurs en forme de troncs de cône est de nature à faire revenir sur cette disposition et à diminuer ainsi la résistance à vaincre.

§ 5. — Prix des véhicules. — Poids de leurs différentes parties.

Les véhicules légers : fiacres, voitures de luxe, se vendent de 20 à 30 francs le kilogr.

Les automobiles pour transport public coûtent de 4 à 8 francs le kilogramme.

Le tableau ci-dessous donne la répartition moyenne du poids total des véhicules à voyageurs entre leurs différentes parties.

NATURE DU MOTEUR.	CARROSSERIE.	MÉCANISME.	APPROVISIONNEMENT.	POIDS UTILE.	POIDS TOTAL.
Vapeur.	0,5	0,15	0,08	0,27	1,00
Essence	0,5	0,12	0,015	0,365	1,00
Électricité (fiacres).	0,5	0,09	0,3	0,11	1,00

Dans le cas de véhicules destinés au transport des marchandises, le poids de la carrosserie diminue d'au moins 0,1, qui se trouve reporté sur le poids utile.

D'une façon générale, la carrosserie constitue le poids le plus important. Il serait à désirer qu'on pût le diminuer.

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

TABLE DES MATIÈRES

PREMIÈRE QUESTION

Pages.

Organisation des Ateliers Mécaniques et en particulier des Ateliers de Construction mécanique, par M. Victor Toussaint 1

Organisation des Union Iron Works à San Francisco. D'après M. J.-V. Dickie. 31

DEUXIÈME QUESTION

Organisation des Laboratoires mécaniques, par M. J. Boulvin 33

Monographie du Laboratoire de mécanique de l'Université de Liège, par M. V. Dwelshauvers-Dery 83

Le Laboratoire moderne et son évolution actuelle en Amérique, d'après M. le Dr R. H. Thurston. 95

Organisation du Laboratoire d'essais mécaniques de la section technique de l'artillerie, par M. le commandant Mengin. 109

Instruments et méthodes de contrôle des Fabrications mécaniques de précision, par M. Ch. Dévé. 143

Essais sur les Locomotives faits à la Compagnie des chemins de fer de P.-L.-M., par M. E. Chabal 183

Essais mécaniques à l'Institut industriel du nord de la France à Lille, par M. C. Codron. 233

TROISIÈME QUESTION

Applications mécaniques de l'électricité, appareils de levage électriques, par M. Delmas 243

Application de la transmission de l'énergie, par l'électricité, aux chantiers de travaux publics, par M. Edmond Henry 285

Les Applications mécaniques de l'électricité. D'après M. A. E. Kennely 293

QUATRIÈME QUESTION

Appareils de levage : Notice sur quelques appareils de levage construits par la Compagnie de *Fives-Lille*, par M. Bassères 295

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires

CINQUIÈME QUESTION

Pages.

Moteurs hydrauliques : Progrès de la construction des Turbines hydrauliques en Suisse, depuis l'année 1889, par M. le professeur Prazill 325

Rapport sur l'état actuel de la théorie et de la construction des Turbines hydrauliques, par M. A. Rateau 335

SIXIÈME QUESTION

Chaudières a petits éléments : Les Chaudières à petits éléments, aux États-Unis. D'après M. W.-F. Durand 381

Les Chaudières à petits éléments. — Classification. — Rendement. — Fonctionnement, par M. Brillié 387

SEPTIÈME QUESTION

Rapport sur les Machines à vapeur rapides, rotatives et Turbines, par M. E. Lefer 423

Les Régulateurs-volants, par M. E. Lecornu 457

HUITIÈME QUESTION

Moteurs thermiques : Le Moteur thermique système Diesel, par M. R. Diesel 487

Les Moteurs à gaz de hauts fourneaux, d'après M. Bryan Donkin 509

Les Moteurs à gaz de grande puissance en Métallurgie, par M. Aimé Witz 513

NEUVIÈME QUESTION

Rapport sur l'Automobilisme, par MM. Rochet, Cuénot et Mesnager 525

PARIS. — TYP. CHAMEROT RT RENOUARD, 19, RUE DES SAINTS-PÈRES. — 39457

Droits reservés au Cnam et à ses partenaires