

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. (299 p.) ; 30 cm

Adresse : Paris : Ch. Dunod, 1901

Cote de l'exemplaire : CNAM 4 Xae 52-3

URL permanente : <http://cnum.cnam.fr/redir?4XAE52-3>



CONGRÈS INTERNATIONAL
DE
MÉCANIQUE APPLIQUÉE

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 III

SÉANCES DU CONGRÈS

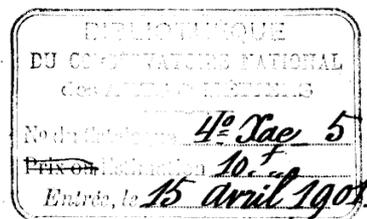
(COMMUNICATIONS ET CONFÉRENCES)

PARIS

V^o CH. DUNOD, ÉDITEUR

49, QUAI DES GRANDS-AUGUSTINS, 49

1901



CONGRÈS INTERNATIONAL

DE

MÉCANIQUE APPLIQUÉE

A L'EXPOSITION DE 1900



ORGANISATION D'UN ATELIER DE CONSTRUCTION DE MACHINES-OUTILS DE MOYENNE GRANDEUR

Note par M. F.-G. KREUTZBERGER.

ANCIEN INGÉNIEUR MÉCANICIEN POUR LES ÉTABLISSEMENTS DE L'ARTILLERIE
FONDATEUR DES ATELIERS DE PUTEAUX

MONSIEUR LE PRÉSIDENT,

La Commission du Congrès International de Mécanique appliquée, en exposant le programme des questions que l'industrie moderne aura le plus intérêt à voir traitées et éclaircies dans cette enceinte, a inscrit en première ligne l'organisation des ateliers de mécanique et en particulier de construction mécanique.

La Commission m'a fait aussi le périlleux honneur de me nommer un des rapporteurs de cette question et comme c'est mon début dans ces sortes de travaux, à mon âge avancé, je demanderai une large indulgence pour ce que je pourrai dire à ce sujet, car il est tellement vaste que si l'on voulait entrer dans tous les détails, il faudrait des volumes pour l'éclairer sous toutes ses faces.

Je me suis donc limité le plus possible et n'ai mentionné que des choses vues, pratiquement vérifiées par moi-même et sur lesquelles je ne puis qu'émettre des considérations générales que j'ai cherché à grouper en supposant un atelier de constructions mécaniques à créer de toutes pièces.

Qu'est-ce qu'un atelier de constructions mécaniques? que produit-il ou que doit-il produire?

Au commencement du siècle écoulé, alors que les moyens mécaniques ou le machinisme étaient peu connus et répandus dans les ateliers de construction, une équipe d'ou-

vriers habiles pouvait entreprendre la confection de toutes sortes d'engins, d'une utilisation assez limitée sans doute, fort coûteux aussi, peu exacts, mais qui, en somme, répondaient aux besoins du moment. Les salaires étaient peu élevés, les machines-outils peu nombreuses et fort rudimentaires. Cela se comprend, du reste, car il faut un commencement à tout. Mais bientôt, les choses changent, l'Industrie se développe dans toutes les branches. Les moteurs deviennent plus importants, les ateliers plus vastes, les bateaux à vapeur et les chemins de fer se créent et accroissent les ressources, tout augmente dans des proportions remarquables et les moyens de production des ateliers de construction, pour répondre aux demandes, sont stimulés et stimulent eux-mêmes ce développement. Les anciens moyens ne suffisent plus, la production et les exigences ne peuvent plus dépendre des équipes d'ouvriers et les machines-outils, de jour en jour plus nombreuses, plus variées dans leurs applications et devenues aussi plus puissantes, offrent plus de ressources, travaillent avec plus de précision, sont plus dociles que les ouvriers qui sont peu à peu réduits au travail strictement manuel. Des installations plus variées, plus puissantes, en sont la conséquence, le rôle de l'ingénieur s'étend de plus en plus, il dispose de tous les moyens pour faire bien et grand. D'un autre côté, la fabrication mécanique produit des merveilles de bon marché et de précision dans la petite mécanique, les armes, l'horlogerie, les machines à coudre, etc.

Sans doute, tous ces ateliers variés sont des ateliers mécaniques, mais chacun a son caractère propre, et crée un genre de production plutôt qu'un autre, c'est-à-dire une spécialité.

C'est la spécialisation qui a permis de résoudre tant de problèmes nouveaux et d'arriver à faire bien, bon marché et de gagner de l'argent.

C'est donc la spécialisation qu'un atelier nouveau doit viser; ou, quand il existe, sa transformation en vue d'atteindre ce but.

Bien entendu, nous n'excluons pas la nécessité des ateliers à tout faire, des ateliers de réparation par exemple, ceux-ci sont souvent une nécessité dans un pays industriel, mais comme celle-ci souvent varie d'une localité à l'autre, il n'en peut être question dans cette étude.

On peut diviser les ateliers de constructions mécaniques en trois groupes bien distincts :

- 1° La grosse construction;
- 2° La moyenne, qui comprend souvent la construction et la fabrication;
- 3° La petite qui ne comprend que la fabrication.

La distinction entre construction et fabrication consiste à notre avis en ce que la construction vise plutôt la production d'un objet unique, tandis que la fabrication a plutôt en vue la reproduction de grandes quantités de pièces semblables.

Aucun atelier de l'un ou l'autre de ces groupes ne peut avoir de limites absolument précises, mais ce serait une erreur de croire que l'on puisse passer facilement de l'un à l'autre, non seulement à cause de la différence du matériel de production, mais autant pour le tact, le savoir-faire, les connaissances acquises du personnel. Tout court, invite à admettre qu'un atelier de construction ait un rôle défini. Nous prendrons donc, comme but de notre étude, l'organisation d'un atelier de construction de machines de moyenne grandeur et particulièrement destiné à la construction des machines-outils, parce que ces sortes d'ateliers possèdent généralement, quand ils sont bien ordonnancés, une plus grande variété de ressources que les ateliers de construction de spécialités limitées, ou plutôt, ils réunissent les deux dispositions, certains objets rentrent dans la catégorie des spécialités, construits en séries et même en masses, tandis que d'autres sont des constructions uniques, des études, perfectionnements, etc.

Organisation d'un atelier de construction et de fabrication mécanique de machines-outils de précision de moyenne grandeur d'un poids maximum de 10 tonnes; dimensions maxima 10 mètres × 2 mètr. × 2 mètr., y compris petites pièces et instruments.

Le problème à résoudre est assez complexe, car les questions sont nombreuses et précisément à cause de ses attributions de construction et de fabrication, demande des mesures spéciales en vue de cette dualité.

Nous ne suivrons pas textuellement le programme tracé par la Commission, car nous avons supposé la création de toutes pièces d'un atelier comme ci-dessus limité; il nous a donc semblé logique de commencer par le commencement.

Nous avons supposé l'organisation dans son origine financière et économique, puis nous avons envisagé la partie technique, théorique, études, etc., la préparation première, modèles, fonderie et forges, l'arrivée des matières premières, la répartition des commandes, leur exécution, leur vérification, l'expédition, puis aussi la comptabilité.

Organisation économique et Direction.

Le programme à tracer pour la création et l'organisation d'un atelier de construction et de fabrication de machines-outils de moyenne grandeur, doit être fait par un esprit assez vaste pouvant apprécier les besoins du moment, les ressources financières sur lesquelles on peut compter, juger les qualités techniques des collaborateurs, le but en vue, les extensions possibles, les moyens qu'il faudra réunir et tenir ensemble pour mener à bien une entreprise. Tout cela doit être clair dans l'esprit de l'organisateur en chef.

Quand les ateliers de constructions mécaniques commencent petitement et progressent graduellement, la marche est plus sûre, mais elle est un peu lente par les temps qui courent, et souvent une trop grande hâte fait périliciter une entreprise soutenue par des capitaux importants. Quand on ne réussit pas, c'est toujours parce que, dans l'organisation première, une cheville importante a mal fonctionné et amené peu à peu un disloquement général.

La première nécessité donc, dans une création de ce genre, est un administrateur d'élite. Ce ne doit pas être exclusivement un financier, ni un homme de science, ni même un éprouvé technicien ou un fin commerçant. Mais ce doit être un homme ayant une part de toutes ces qualités, possédant une éducation solide et développée et surtout un jugement sain sur toutes choses.

C'est à cette personne, soutenue par le concours d'un conseil technique, ingénieur, chef d'atelier, qu'incombe le choix d'un emplacement et la détermination du genre de construction des locaux.

L'emplacement a certainement une grande influence sur le développement et la prospérité d'un atelier de constructions mécaniques. Ce n'est pas toujours un cours d'eau ou le bon marché d'un terrain qui doivent être les motifs dominants pour fixer un emplacement; il faut surtout qu'un établissement de ce genre trouve un milieu industriel où il est facile de recruter un personnel. Mainte création a végété pendant des années parce que ce point d'appui a fait défaut.

Un autre point de grande importance, c'est celui des facilités de communications et de transports. Les canaux et les chemins de fer ont résolu, dans une certaine mesure, le problème et ont pu heureusement favoriser les entreprises industrielles.

L'étendue de l'emplacement a aussi son importance. Rien n'est plus fâcheux, surtout dans la construction mécanique, que d'être trop étroitement logé. C'est une faute qui est trop souvent commise, pour ne pas la signaler aux intéressés. Un emplacement industriel doit toujours laisser supposer une extension. Si celle-ci se réalise, on n'a pas besoin d'avoir recours à des transformations coûteuses, au travail de nuit ruineux, etc. Si le capital le permet, il vaut donc mieux se mettre un peu à l'aise, et surtout avoir en vue que le genre de construction des bâtiments ou des locaux permette cette extension sans trop de frais.

C'est une erreur, que souvent les architectes commettent ; ils font de la construction qui n'est pas agrandissable. Je pourrais nommer quantité d'établissements qui, à peine terminés et mis en valeur, étaient obligés d'avoir recours à des remaniements fâcheux et coûteux. Un emplacement doit donc être, à l'origine, plutôt trop grand que trop petit.

Genres des Bâtiments.

Les bâtiments d'exploitation industrielle affectent ordinairement l'un de ces deux genres, ou celui à étages, ou celui sur terre-plein. Cette dernière disposition est fréquemment employée aujourd'hui à cause des facilités qu'on a de grouper tous les services et pour faciliter grandement les manutentions. Pour toute organisation, on peut toujours supposer un idéal ; dans la construction mécanique, l'idéal est que la matière brute entre par une porte et le produit manufacturé sorte par le côté opposé, au mieux possible, sans heurt et sans fausse manœuvre.

Le groupement des services est d'une grande importance dans une entreprise industrielle, et de lui dépend en grande partie la disposition des bâtiments. Il faut que la direction administrative puisse facilement communiquer avec tous les services, commerciaux et techniques, cela n'exclut pas l'emploi des appareils acoustiques et téléphoniques. Le service commercial doit avoir ses communications avec les services d'entrées des matières et de la sortie des produits, et les services techniques avec les services d'atelier. Le bureau des études doit être très rapproché de celui de l'ingénieur, la collaboration étant fréquente.

Un atelier de construction de machines-outils de moyenne grandeur se fixe ordinairement une limite de poids et de dimension des travaux qu'il peut entreprendre. Cela détermine de suite la dimension des machines-outils, la puissance des appareils de levage et fixo pour ainsi dire l'étendue des ateliers.

Quelles que soient la disposition et l'étendue des locaux, il faut toujours viser à ce que la force motrice puisse être transportée partout où besoin en est, que la manutention puisse se faire aisément et avec sécurité.

L'éclairage doit être abondant, surtout dans les ateliers et bureaux d'études et sans que le soleil puisse devenir gênant. Un genre de bâtiment beaucoup préconisé aujourd'hui est celui dit à crémaillère, quand le jour peut être donné par le nord. Ce même dispositif permet aussi une aération abondante. L'éclairage de nuit demande aussi une solution convenable, mais les applications sont assez difficiles à cause de la grande variété des besoins. Aucune clarté artificielle ne pourra jamais rivaliser avec la clarté du jour, dont les qualités de diffusion atténuent les ombres si gênantes dans les travaux. Un foyer lumineux artificiel accentue les ombres, et pour éviter cette gêne, on emploie avec avantage les lampes mobiles afin de diriger le rayon lumineux sur le point voulu et même dans les creux. Mais il est difficile de créer un unique éclairage qui donne satisfaction à tous les besoins.

Enfin deux autres installations indispensables, une de lavabo, l'autre de closets

inodores, doivent aussi recevoir une solution convenable et un peu mieux entendue que l'on n'a coutume d'envisager ces nécessités en ces lieux. Il ne faut rien négliger pour donner au personnel une idée de plus en plus relevée de sa dignité.

Grouper tout cela, donner satisfaction à tous les besoins présents, prévoir aussi ceux de l'avenir est certainement un digne sujet d'études pour un architecte ingénieur.

Nous traiterons certains de ces points un peu plus en détail dans le cours de cette étude et en point propre.

Force motrice.

La facilité avec laquelle on porte la force motrice au moyen de l'électricité, partout où besoin en est, a complètement changé les vues et conceptions que l'on pouvait avoir pour l'installation d'un établissement industriel.

La connexion immédiate du moteur avec les usines mêmes peut être complètement négligée aujourd'hui et c'est un grand bienfait car souvent l'un gêne l'autre. Que ce soit l'air, l'eau ou la vapeur qui fournit la puissance, le moteur pourra désormais avoir son installation propre, en lieu propre, plus ou moins rapproché des usines, l'un n'entravant pas l'autre et ainsi une grande partie du problème se trouve simplifiée.

La seule précaution à avoir ou à prendre c'est celle d'un moteur pouvant recevoir une extension ou posséder une élasticité assez étendue, de manière à donner le maximum de sa puissance en certains temps de grande activité et aussi le minimum dans certaines circonstances, soit au moment de réparations, de lacunes à combler dans un retard où le travail de nuit est indispensable. Là encore l'électricité se charge d'être l'intermédiaire par excellence.

La question d'adapter à chaque machine-outil son petit moteur électrique propre, qui pourrait en simplifier les organes, a été souvent agitée. Peut-être la solution n'est-elle pas absolument là, encore aujourd'hui. Il vaudrait mieux, comme transition et en attendant qu'elle se soit plus affirmée, combiner une dynamo avec le mouvement de certaines machines-outils plus spécialement désignées pour des travaux exceptionnels.

On pourrait ainsi donner le mouvement à certaines machines isolées, la nuit, par exemple, sans être dans l'obligation de faire marcher toute une ligne de transmissions pour atteindre une machine assez éloignée du moteur et qu'un fil électrique franchira certainement avec plus d'aisance. Ces solutions-là sont assez nombreuses et variées et plusieurs sont en fonction.

Transmission de mouvement.

On reproche aux arbres de transmission de la force motrice jusqu'au contact avec la machine-outil de dépenser trop de force et d'absorber jusqu'à 50 p. 100 de l'effet utile du moteur. Le fait peut être vrai dans certains cas, car il y a transmission et transmission, comme il y a fagot et fagot.

On ne donne généralement pas aux arbres de transmission tout le soin qu'ils réclament. En thèse générale, tout organe qui tourne doit être précis comme surface circulaire et avoir un axe absolument droit, tous les organes de roues, poulies ou manchons, montés sur l'axe doivent tourner rond et être absolument équilibrés, solides mais le plus légers possible. Au lieu de considérer un arbre de transmission comme un objet

vulgaire ne méritant que peu de soins, on devrait le traiter comme un organe de grande précision. En effet, voici un arbre de transmission de 80 à 100 mètres de longueur et composé de 15 à 20 pièces juxtaposées de bout en bout; or il n'est pas facile de faire avec 15 ou 20 assemblages une ligne absolument droite, sans appliquer les règles rigoureuses de l'art.

En second lieu, les axes de transmission sont quelquefois sujets à se déranger par suite de tassement ou usure, on ne surveille pas assez les accidents de ce genre. Les appuis, consoles et supports ne sont pas toujours munis de moyens de réglage dans tous les sens pour remettre en bon état le tout.

En troisième lieu les arbres de transmission ne sont pas toujours ronds et les coussinets non plus; par suite de ces imperfections, le graissage fonctionne mal et l'usure est rapide et au lieu d'avoir un coefficient de 4 à 5 p. 100 on arrive à 15 et 20 p. 100.

Quatrièmement, il arrive aussi que les appuis ou supports sont trop espacés et qu'il se produit des flexions, surtout quand les arbres sont chargés de poulies motrices, souvent très lourdes et mal équilibrées. Toutes ces imperfections sont mauvaises et devraient être éliminées, comme coûteuses dans l'exploitation. Un système de transmission bien établi sera, en fin de compte, plus économique qu'une installation bon marché et mal faite.

Les transmissions intermédiaires ou renvoi de mouvement sont ordinairement un peu mieux établis, étant plus courts, les accidents que nous avons signalés deviennent moins sensibles et les conséquences sont moins ruineuses. On pourrait donc conclure que des lignes de transmission plus courtes et séparées les unes des autres seraient plus avantageuses. Cela commence en effet à se réaliser, grâce à l'électricité qui permet de tronçonner le mouvement d'une ligne d'arbre.

En dehors des points que nous avons énumérés, il y a encore certaines autres conditions qu'il ne faudrait pas perdre de vue. Il faut qu'une transmission quelconque ne présente absolument aucune aspérité à laquelle, soit une courroie, soit un pan de veste ou quoi que ce soit puisse s'accrocher, toutes les clavettes, écrous et vis doivent être noyés ou recouverts d'une chemise métallique et absolument lisse. La transmission généralement toujours en mouvement doit toujours être sèche et luisante pour éviter tout danger.

Les vitesses des transmissions dans les cas ordinaires varient entre 100 et 200 tours à la minute. Cette dernière vitesse convient fort bien pour mettre en mouvement les machines-outils, elle n'exige pas des poulies d'un trop grand diamètre. Quand les arbres ont une vitesse trop faible, il faut de grandes poulies qui chargent outre mesure les arbres qu'il faut renforcer pour éviter les flexions.

Il y a eu un temps où l'on a voulu éliminer certaines des difficultés que nous venons de signaler et on a cherché à établir des transmissions à grande vitesse. M. Decoster, constructeur de renom, s'était lancé dans cette voie de 1850 à 1860, mais on n'était pas parvenu à éliminer les flexions; au contraire, pour des raisons de précision, de tassement, etc., que nous avons déjà mentionnées, la chose n'a pas trouvé d'écho, d'autant moins que les machines à mettre en mouvement n'étaient pas disposées pour recevoir une grande vitesse.

L'idée mérite de ne pas être perdue de vue, elle serait d'autant plus réalisable aujourd'hui que le tronçonnage des lignes de transmission est devenu possible, grâce à l'électricité.

Dans toutes ces choses, il y a deux lois à observer qui sont absolues et qui n'admettent pas d'être négligées. C'est la résistance et la proportion des organes et la précision dans l'exécution des parties.

Répartition des Ateliers.

Dans les ateliers de constructions mécaniques, c'est surtout l'emplacement effectué au montage qui attire l'attention de l'organisateur parce que c'est là que se centralise toute l'activité et où prend corps la conception de l'ingénieur. Ce local doit être muni d'appareils de levage, comprenant une grue roulante de 10 tonnes, puisque c'est le maximum de poids que l'on s'est proposé dans cette étude. Il faut que le hall de montage soit assez haut pour que la grue puisse prendre la plus forte machine et la transporter par-dessus toutes les autres en cours de montage, et sans rien déranger, ni gêner, et la déposer sur le wagon pour la conduire à l'emballage. Le hall de montage doit donc être muni d'une voie ferrée à son entrée et à sa sortie, c'est-à-dire sur toute sa longueur.

Afin d'utiliser au mieux possible la grue roulante, on peut installer sur les côtés du grand hall les plus grandes machines-outils telles que grands tours, machines à raboter, etc. A droite et à gauche du grand hall, dans les allées adjacentes, seraient réparties toutes les machines-outils de moyenne grandeur pour les pièces de détail. Les machines de moindre dimension et ne dépassant pas 4 000 kilogrammes ne seraient pas montées dans le grand hall mais dans des allées extrêmes, munies de grues roulantes de la force de 4 000 kilogrammes. Un chemin de fer transversal avec plaques tournantes relierait les allées de montage au grand hall.

Les ateliers de la fonderie et de la forge, quoique situés dans la même enceinte, seraient en dehors des ateliers d'usinage et montage proprement dits. Cette séparation est tellement naturelle qu'elle existe partout.

Beaucoup d'ateliers ont supprimé une grande partie de leurs ateliers de forge et la totalité de la fonderie, laissant la production des pièces de forge et de fonte à des spécialistes qui peuvent réunir dans un même local des moyens assez puissants et des conditions de bon marché relatives.

Il y a du pour et du contre dans cette mesure. Un fournisseur de pièces forgées ou fondues vise certainement au bon marché pour les matières et dans sa manière de les produire. Le constructeur, au contraire, vise à la bonne qualité de la matière première qui lui donne le plus de sécurité possible, pour les ouvrir, les tremper, les finir. Suivant qu'on se décide pour l'un ou l'autre mode, il faut qu'on vise, en premier lieu, et pour toute chose, l'excellence du produit; en second lieu, le rendement le plus économique possible.

La Manutention.

La manutention, dans un atelier de construction de machines-outils de moyenne grandeur est une question fort importante.

Il faut que celle-ci soit appropriée pour manier les plus fortes charges comme les plus menus objets. Ce n'est pas seulement une question d'économie qui invite à cela, mais c'est aussi une question de sécurité pour le personnel. Nous avons déjà donné quelques indications à ce sujet à l'article « Bâtiments ». Nous ne pouvons nous étendre davantage, vu l'absence d'un programme arrêté.

Nous n'avons émis dans ce qui précède que des idées générales, un schéma censé; nous allons tenter de passer à l'exécution du travail même et suivre la marche d'une commande depuis son arrivée jusqu'à sa sortie. Ce sera peut-être la meilleure manière de toucher aux différentes organisations qui mettent en mouvement un atelier de constructions mécaniques et le rendent productif.

C'est donc sur le personnel et ses attributions que nous devons en premier lieu attirer l'attention. L'établissement le mieux monté, le plus riche, peut déchoir quand son organisation intérieure n'est pas solide, quand les postes ne sont pas définis et quand on n'a pas su former des sujets pour les remplir. Rien n'est plus dangereux que l'homme omnipotent, providentiel, qui mène tout; lui parti, tout se disloque.

Nous avons indiqué les qualités que doit posséder l'administrateur; nous allons voir successivement tous les postes et indiquer le rôle qui appartient à chacun dans son cadre et dont le premier est celui de l'ingénieur-directeur technique.

L'Ingénieur-Directeur technique.

C'est l'ingénieur qui reçoit en premier de l'administration commerciale les ordres ou commandes. Il les inscrit lui-même sur un registre de commandes qui lui est personnel et y met les annotations qu'il juge propres pour sa gouverne.

Les ordres ou commandes sont de deux catégories bien distinctes: celles pour lesquelles les études sont faites et la construction entièrement organisée et celles pour lesquelles les études sont à faire et à organiser la construction.

Dès réception d'une commande rentrant dans la première catégorie, celle-ci est passée séance tenante au bureau des études qui détient tous les documents pour l'exécution et c'est ce bureau de dessin qui rassemble les livres de tous les services et y inscrit la commande qui vient de lui parvenir. Cette inscription comporte toutes les indications pour qu'il ne puisse y avoir aucune erreur sur la chose. Cette précaution n'a d'autre but que d'informer tous les services, le plus tôt possible, des travaux en perspective.

Le bureau de dessin prépare dans le plus court délai tous les documents nécessaires à l'exécution de la nouvelle commande et les distribue aux services respectifs. Ceux-ci peuvent, dès ce moment, prendre toutes les mesures de préparation.

Les magasins peuvent vérifier leur stock, le modelleur préparer ses modèles, l'outilleur son outillage spécial, afin que tous les éléments se trouvent prêts dès que le moment est venu de passer à l'exécution.

Il n'est pas avantageux d'encombrer un atelier de pièces; il n'est pas non plus avantageux qu'il y ait pénurie et quand, par bonheur, les commandes se suivent rapidement, il est de toute évidence qu'il faut un ordre de classement. Celui-ci se fait d'un commun accord entre l'ingénieur-directeur et le chef d'atelier.

Quand, au contraire, une commande est de la deuxième catégorie, c'est-à-dire qu'elle comporte une nouvelle étude et une organisation du travail, l'ingénieur prépare les données générales, les passe au chef du bureau des études qui fait préparer les projets et, après approbation de l'ingénieur, établit tous les documents pour l'exécution.

L'ingénieur-directeur est, en somme, le pivot de l'industrie, c'est lui qui doit tout diriger, donc il doit tout connaître, dans sa spécialité bien entendu. Il doit être, non seulement théoricien, mais praticien émérite, sa science et son expérience doivent le mettre à même de juger, séance tenante, tous les cas dans leur ensemble et dans leurs détails; ce qui, pour une spécialité comme celle des machines-outils, n'est pas excessif. Il doit avoir l'esprit assez haut placé pour viser toujours la perfection des produits et pouvoir mesurer les conséquences jusqu'aux limites extrêmes.

Il doit viser toujours au premier rang, afin que l'industrie qui lui est confiée soit en constante progression, dans l'ensemble comme dans les détails. C'est par cette supériorité qu'il s'assurera l'obéissance et le respect de ses subordonnés, car unissant ces qualités à la bonté et à la prévenance, il sera un chef aimé et obéi et fera œuvre

d'homme de bonne volonté. Son action est donc, non seulement technique, elle est morale au plus haut point.

Comme question technique ou exécution pratique, l'idéal serait que chaque pièce puisse être confectionnée et mise en place et fonctionner dans les conditions qui lui sont propres sans aucune retouche. C'est l'œuvre de l'ingénieur que d'organiser tous les rouages en vue de ce résultat qui, une fois atteint, se prouvera le plus économique et s'imposera comme règle de construction. Il pourra, avec plus de sécurité, fixer des prix satisfaisants et rémunérateurs pour l'acheteur et le vendeur. Il pourra ainsi fixer des délais de livraison qui ne seront, en aucun cas, improbables, puisqu'il pourra se baser, en quelque sorte, sur le délai nécessaire à la confection de la pièce la plus ouvragée, le reste n'étant plus que mise en place, échafaudage. C'est là œuvre d'ingénieur praticien, c'est de cet idéal qu'il doit chercher à s'approcher de plus en plus, qu'il doit inculquer à ses collaborateurs de tous rangs et par lequel il fera œuvre morale.

Souvent des commandes se composent de différentes parties, série de machines, études, transformation et même réparation. Il importe que l'on affecte, comme dépense, à chaque partie ce qui lui est propre, pour qu'après l'achèvement de la commande, on puisse comparer le prix de revient avec le prix de vente, ou au moins, fixer ce dernier à coup sûr. La chose se fait très simplement dès que la commande est lancée et par l'ingénieur lui-même. C'est lui qui dissèque l'ensemble, qui donne à chaque partie son numéro et sa désignation spéciale, et chaque partie, peu à peu, est grevée de ce qui lui est propre, indistinctement par tous les services, puisque tous ont des inscriptions parfaitement déterminées.

Il arrive quelquefois que dans une même journée ou dans un espace de temps très court parviennent plusieurs commandes concernant le même objet ou la même machine. Il va de soi que l'ingénieur groupera ces différentes commandes sous un même numéro, la série ne sera que plus forte, et pour distinguer les destinations différentes, il affectera à chaque nouvelle inscription une marque particulière qui ne servira qu'au dernier moment, pour indiquer les destinations différentes.

Il arrive même quelquefois qu'une commande peut être grevée d'une dépense supplémentaire en frais d'outillage, il est important de constater exactement la dépense de cette nature. Dans ce cas, on donne à la commande, c'est-à-dire à son numéro, un indice, par exemple C^{de} 101^{ou}. Cette convention, une fois entrée en usage, est aussi facile à observer et à régulariser que l'exécution d'une commande ordinaire, car tous les documents spéciaux à cet objet porteront cet indice. On en fait de même pour les modèles où l'on donne l'indice M^o.

Cette comptabilité est éminemment utile; elle éclaire l'ingénieur sur les dépenses faites, lui permet de scinder les dépenses initiales ou de préparation des dépenses effectives. Par un relevé mensuel, il peut établir la balance entre le prix de vente et le prix de revient et peut aller à la source de toute chose.

Cette comptabilité est purement technique, elle est la boussole de l'ingénieur-directeur, elle l'éclaire sur son budget et il n'a pas besoin d'attendre l'inventaire pour lui révéler ses profits et pertes. Après l'achèvement de chaque commande et en quelques jours, il peut se faire donner le montant des dépenses qu'il n'aura qu'à majorer, avec le tant p. 100 des frais généraux et il connaîtra exactement sa situation et pourra faire établir ses factures avec une parfaite connaissance de cause.

Si une différence notable se révèle entre la dernière commande et une précédente analogue, il pourra aller immédiatement à la source de la chose et en tirer les conséquences qu'elle comporte. Ce ne sont pas des estimations vagues qui peuvent guider l'ingénieur directeur. C'est la réalité des faits et, pour les préciser, il n'y a que le bureau des études qui soit en état de fournir les éléments.

Le Bureau des Études.

L'organisation du bureau des études est le point le plus important pour imprimer une marche régulière aux travaux des ateliers.

Le mode de classification des machines, le système des plans d'étude, d'ensemble et de détail; les annotations, les nomenclatures sont tous des points qui doivent être coordonnés et ne pas être laissés au hasard ou au caprice des individualités et aux prescriptions verbales. Pour progresser, il faut pouvoir revenir sur le passé et ceci n'est possible qu'avec beaucoup d'ordre, et l'ordre n'est pas possible sans méthode, la méthode elle-même est impuissante s'il n'y a pas de tradition.

Il ne suffit pas toujours d'avoir sous les yeux des dessins muets pour construire économiquement une machine qui fonctionne bien; il faut que les plans révèlent non seulement la forme d'une pièce, mais donnent, par écrit, toutes les conditions qu'elle doit remplir, et l'interprétation de ces conditions ne doit pas être laissée au jugement individuel ou à la parole incertaine et fugitive, mais elle doit, au contraire, être codifiée de manière à former loi pour chacun.

Pour l'établissement des plans, les choses se passent ordinairement comme suit :

L'administration reçoit une commande qui exige une nouvelle étude, celle-ci est passée à l'ingénieur, qui étudie les bases, donne les ordres en conséquence au chef du bureau des études qui lui-même la repasse à l'un de ses principaux dessinateurs qui a la spécialité à laquelle appartient la machine demandée. C'est la première étape de l'exécution et de la spécialisation.

Il est clair qu'il est plus prudent de confier un travail à une personne qui a de l'expérience dans un genre de machine plutôt que dans un autre. La spécialisation s'impose donc dès le point de départ et, pour en marquer les particularités, on a jugé bon de grouper suivant la nature de leur travail et de désigner chaque groupe par une lettre. Ainsi, toutes les machines pouvant être groupées comme machines préparatoires portent la lettre A, telles que les pilons, les forgeuses, les scies à chaud, etc. Les machines à travail circulaire intérieur, machines à percer, à aléser, etc., portent la lettre B. Le travail circulaire extérieur, tel que tours, portent la lettre C. La lettre D désigne les machines à fraiser de toutes sortes. La lettre E les machines à travail rectiligne, telles que machines à raboter, à mortaiser, les limeuses. F désigne les machines diverses dont le travail n'entre dans aucune des désignations précédentes, telles que machines à meuler, affûter les fraises, polissoirs, etc. Enfin G désigne les machines à travailler le bois¹.

Avec une désignation ainsi arrangée, on donne à tout le personnel, de suite, une idée du genre de machine dont il s'agit; les inscriptions sur les dessins et leur marquage, celui des modèles et de l'outillage spécial se référant à telle ou telle machine est grandement facilité; on n'a qu'à joindre à la lettre un chiffre romain, puis un chiffre arabe pour désigner le numéro de la pièce, et ainsi l'objet est immanquablement désigné et retrouvé sur les nomenclatures et les plans avec la plus grande facilité.

Cette question importante de la confection des plans, des plans d'ensemble, de détails et d'inscriptions n'est pas tranchée uniformément dans tous les ateliers de construction.

Quand l'ensemble de l'étude est fait, tout au plus relève-t-on des calques que l'on

1. Nous avons employé cette désignation pour le matériel destiné aux établissements de l'artillerie, en 1866, lors de la création de l'atelier de Puteaux; elle a été maintenue, ayant donné satisfaction sous tous les rapports; on l'a conservée et elle s'est maintenue jusqu'à ce jour, naturellement avec les extensions que la situation comportait.

fait photographier, ils servent souvent à faire les modèles, même à la forge, et l'on fait tout au plus des croquis pour les petites pièces. On croit que cette parcimonie constitue une économie, je suis tenté de croire le contraire et suis de l'avis que plus les plans sont clairs, détaillés et multipliés, plus la construction devient facile, sûre, et par conséquent économique.

Comme nous l'avons déjà dit, les dessins de construction ne doivent pas être un muet figuré de l'objet que l'on veut obtenir, on peut et l'on doit le préciser par des inscriptions pour qu'il n'y ait aucune incertitude ni sur l'identité de l'objet, ni sur sa nature, les conditions qu'il doit remplir, même indiquer les moyens pour les obtenir.

C'est une pratique de près de quarante ans qui m'a confirmé l'excellence de la méthode, il est absolument incontestable que des instructions écrites sont supérieures, comme sûreté aux instructions verbales. Un plan de construction et surtout un plan de détail doit donc porter les inscriptions suivantes :

1° La lettre du groupe, le numéro de la machine et sa désignation particulière;

2° Numéro du plan, le ou les numéros des pièces et leur désignation;

3° La nature de la matière, fer, acier, fonte, bronze, etc.;

4° Indiquer conventionnellement les parties brutes ou ouvrées, trempées ou cémentées, rectifiées, blanchies;

5° Les qualités d'ajustage, par frottement libre ou doux ou dur, les points ou les arasements sont à réserver, indiquer les numéros des types, mandrins, etc., qui s'appliquent;

6° Enfin, inscrire dans une case réservée les numéros de C^{des}¹ et, si la construction le comporte, réserver un emplacement² pour inscrire la série des opérations que la pièce doit parcourir, pour obtenir le résultat voulu. Cette dernière inscription est faite sous l'inspiration du chef d'atelier, mais il faut que le plan soit disposé pour pouvoir la faire.

Toutes ces mesures de précautions préventives sont faciles à régler et à organiser sur les plans de détails. La succession des opérations peut alors se faire sans perte de temps et sans hésitation et surtout avec moins de fausses manœuvres que si les prescriptions sont faites verbalement. Pour faire comprendre les avantages des prescriptions écrites, je me borne à citer un seul exemple, celui d'un axe de porte-fraises, dont certaines parties sont cémentées, rectifiées intérieurement et extérieurement, certaines parties filetées, près des parties trempées, où il faut enlever la trempé pour faire l'opération de filetage, ce sont là des opérations qui se succèdent dans un ordre déterminé et qu'un simple ouvrier ne peut ni prévoir, ni juger comme le ferait un éprouvé praticien; c'est à un homme de cette qualité qu'il faut confier l'inscription des opérations sous la dictée du chef d'atelier.

Nous ne saurions assez insister sur les avantages des plans de détails annotés avec méthode et une véritable science pratique. Non seulement il y a économie de temps, élimination de fausses manœuvres, il y a économie dans l'outillage et, ce qui est surtout précieux, les secrets professionnels sont éventés puisque tous les procédés sont étalés au grand jour et au profit de tous.

Je n'ignore pas que cette méthode n'est pas facilement acceptée par tous les contre-maîtres et chefs d'équipe, parce que cela réduit un peu leur prestige; les chefs d'ateliers sont moins hostiles parce qu'ils sont déchargés d'un travail de prime-saut difficile et délicat et qui réduit leur responsabilité; peu importe tous ces motifs intéressés si l'art progresse en ressources, en qualité et en économie.

La répartition sur les plans de détails des différents objets composant une machine

1. Voir modèle n° 2.

2. Voir modèle n° 3.

mérite aussi quelque attention. Il est élémentaire que l'on ne groupe pas des pièces de fonte, les pièces forgées, les bronzes, etc., sur un même plan de détails, à moins que ce plan représente un petit ensemble où l'on ajuste pièce sur pièce, ce qui n'est pas l'objet de notre étude. Ce que nous voulons, c'est la construction de toutes pièces pouvant aller sur n'importe quelle autre pièce correspondante. Ce résultat ne peut être atteint qu'à la condition que les plans de détails soient faits en conséquence. Il ne faut pas, en vue d'économiser le papier, trop multiplier les objets sur une seule et même feuille, la raison en est bien simple; une feuille ne peut être entre les mains que d'un seul ouvrier; s'il y a des séries à faire, la mise en œuvre des autres pièces est retardée, ce qu'il faut au contraire éviter. On peut au plus, grouper quelques pièces de même forme et nature de travail sur une même feuille, quand un même ouvrier peut les entreprendre à la file, cela peut se réaliser tout aussi bien en donnant à ce même ouvrier plusieurs feuilles. Ce procédé est en usage dans beaucoup d'ateliers. Pour ce qui concerne les boulons et les vis, l'on s'en trouve fort bien. Il n'y a donc pas de raison pour ne pas appliquer ce système, d'une manière générale à toutes les autres pièces puisqu'il permet plus facilement de grouper à nouveau les pièces selon la nature du travail. On voit donc que même la confection des plans d'une manière ou d'une autre peut exercer une sensible influence dans la marche des travaux.

Pourquoi ces choses ne sont-elles pas mieux organisées? Généralement, c'est parce que les bureaux s'entendent mal avec les ateliers et qu'ils n'ont pas toujours une connaissance intime des besoins de ces derniers; pour les réaliser toutes, il n'y a qu'un homme qui puisse le faire, c'est l'ingénieur et c'est pour cette raison qu'il doit être praticien autant que théoricien.

Un travail complémentaire incombe encore aux bureaux de dessins, c'est l'établissement des nomenclatures. Nous entendons par nomenclature une feuille qui consigne toutes les pièces dont est composée une machine. Il ne faut pas que les contremaîtres et chefs d'équipes aient à faire de longues recherches pour savoir si toutes les pièces leur sont parvenues ou pour reconnaître celles qui sont en retard, celles que les magasins doivent livrer, etc. Il faut donc que ces nomenclatures soient établies de manière à faciliter les recherches. Des feuilles imprimées ayant différentes colonnes rendent la chose très pratique. En tête est indiqué :

1° La lettre du groupe de machine avec son numéro. Par exemple DVI, machine à fraiser verticale avec mouvement automatique du chariot. Il n'y a plus d'erreur sur la machine et le groupe auquel elle appartient;

2° La première colonne comprend le numéro des plans; on a soin de laisser les premiers numéros pour les plans d'ensemble;

3° La deuxième colonne contient les numéros des pièces;

4° Comprend la désignation de la pièce; celle-ci est assez large pour permettre de détailler la description;

5° Une colonne porte le nombre de pièces par machine;

6° Une colonne indique la qualité de la matière;

7° Une colonne sert à indiquer par une coche si la pièce en regard est en opération ou finie, etc.;

8° Enfin une colonne d'observations¹.

Ces nomenclatures comprennent donc les indications sur toutes les pièces composant une machine, mais il faut scinder les provenances afin de rendre les recherches plus faciles. A Puteaux, mes nomenclatures étaient divisées comme suit :

1° Indications des plans généraux et leurs numéros;

1. Voir modèle n° 1.

MODÈLE N° 1. — NOMENCLATURE

D. XIV. MODÈLE 1892

Machine à fraiser à axe vertical, mouvement mécanique dans les deux sens
du chariot porte-pièce, retour rapide dans les deux sens.

NUMÉROS DES PLANS.	NUMÉROS DES PIÈCES.	DÉSIGNATION.	NOMBRE DE PIÈCES.	MATIÈRES.	COCHES.	OBSERVATIONS.
1	»	Plan général (échelle au 1/5)	»	»		
		Plans d'ensemble en vraie grandeur.				
2	»	Élévation face et profil du support et de l'axe porte-fraise	»	»		
3	»	Vue de face des chariots.	»	»		
4	»	Vue de profil des chariots. Etc.	»	»		
		Pièces de fonte.				
11	1	Bâti face et profil au 1/5.	1	Fonte.		
12	»	Id. coupes grandeur nature.	»	»		
13	2	Support de l'axe porte-fraise. Etc.	1	Fonte.		
		Chariots et commande.				
28	13	Chariot vertical sur le bâti.	1	Fonte.		
28	14	Coulisseau du chariot vertical. Etc.	1	Id.		
		Pièces de forge.				
50	1	Arbre porte-fraise.	1	Acier fondu.		Partie trempée et rectifiée.
»	2	Bague de retenue. Etc., etc.	1	Acier doux.		Cémenté, trempé, rectifié.
		Pièces à livrer par les magasins.				
96	112	Vis à têtes à 6 pans.	22	»		
»	113	Id. Id.	10	»		
»	119	Id. Id.	30	»		
»	145	Id. Id.	6	»		
97	114	Boulons à ergot.	8	»		
»	115	Id.	10	»		
»	116	Id.	20	»		
»	117	Boulons à carré.	8	»		
98	210	Goupilles fendues. Etc.	10	»		
		Outillage à joindre.				
		<i>Magasins.</i>				
100	»	Clefs de 26/20.	1	»		
»	»	— de 16/12.	1	»		
»	»	— de 10/8	1	»		

Enfin toutes les particularités à fournir peuvent être portées sur la nomenclature afin que l'expédition puisse être vérifiée suivant nomenclature et plans.

- 2° Groupes des pièces de fontes;
- 3° Groupes des pièces ouvrées et forgées;
- 4° Groupes des pièces livrées par les magasins¹.

Même pour faciliter encore plus les recherches, quand la machine était un peu compliquée, les groupes étaient subdivisés en parties de la poupée, des chariots, du mouvement.

Tout était préparé pour que, soit la nomenclature, soit le plan pussent donner sûrement la situation d'une pièce.

Les nomenclatures font partie intégrante des dossiers des dessins; elles sont établies en quantité suffisante pour que chaque contremaître puisse avoir la sienne. Sans doute, c'est une petite dépense en plus, mais quand une fois la première est établie par le dessinateur, le reste n'est plus qu'un travail de copiste de peu de valeur et qui compense largement les conséquences de l'anarchie qui existerait par suite de l'absence de documents clairs en bon ordre et à jour. Il faut noter que les frais ne sont pas renouvelés à chaque nouvelle commande. Les mêmes documents servent pour toute une série de commandes, il suffit de les faire rentrer après achèvement et de les remettre en bon ordre avant de les faire resservir.

Toute cette organisation laisse supposer une certaine stabilité dans la confection d'un modèle donné de machine et l'on pourrait croire que cela nuit aux perfectionnements qui doivent pouvoir se réaliser à tout moment.

Entre cette crainte et la satisfaction de toutes les fantaisies que les clients imposent souvent aux constructeurs, il y a un moyen terme à chercher pour satisfaire à l'un et à l'autre. Certes, il ne faut pas sacrifier les avantages qui résultent pour le constructeur et pour le client, quand les produits sont obtenus par séries, il suffit de prendre bonne note des modifications demandées, et quand celles-ci sont redemandées à plusieurs fois, alors seulement y faire droit. C'est ainsi que procèdent les Américains; il y a même, compris dans le service du bureau des études, toute une installation de fiches qui contiennent les notes recueillies, qui, au moment voulu, sont triées, discutées et utilisées. C'est ainsi que l'on procède dans les célèbres ateliers de constructions de machines-outils de Brown et Sharpe Mfc à Providence (États-Unis).

Principes de construction ou d'exécution dans un atelier de construction.

Nous avons parlé plus haut au sujet de l'impulsion à donner par l'ingénieur de la réalisation d'un idéal de construction, comportant que toute pièce puisse être achevée avant de la monter.

Cet idéal est réalisé dans ce que l'on appelle l'interchangeabilité. Cela est, en effet, avec le bon fonctionnement des organes et le bon marché, le desideratum de tout constructeur.

Dans certains ateliers de construction et surtout dans la petite construction, la tendance existe et elle est souvent réalisée au grand profit des constructeurs et des acheteurs. En Amérique, en particulier, où l'on a pratiqué et reconnu en premier les avantages qui résultent du principe de l'interchangeabilité, on a aussitôt visé à l'appliquer aussi à la grande construction. Mais les conditions n'étant pas les mêmes, les mesures à prendre pour approcher de ces résultats devaient forcément différer. Tandis que la petite mécanique procédant par grandes quantités, peut se payer des instruments très coûteux pour vérifier préalablement si les conditions d'interchangeabilité

¹ 4. Voir modèle n° 4.

sont réalisées, la grande mécanique n'ayant généralement qu'un nombre restreint de reproduction du même modèle, ne pouvait songer à appliquer le même genre d'instruments, — et grâce à des dessins très explicites, donnant les conditions de fonctionnement, en même temps que les séries des opérations, avec une scrupuleuse unité des mesures, le problème de l'interchangeabilité a été résolu. Sans doute, il faut une méthode de construction qui n'est pas absolument la même dans le cas de l'interchangeabilité que dans la construction ordinaire, mais il suffit que ces parties de mécanique soient indiquées préalablement sur les plans et que les instructions soient écrites afin d'atteindre le but.

Qu'il me soit permis de faire mention ici d'un résultat de construction suivant les principes de l'interchangeabilité qui m'est tout à fait personnel,

J'ai reçu dans ma carrière une commande de 100 canons à tir rapide et automatique d'un certain modèle et dont le mécanisme était assez compliqué. Cette commande me souriait peu, car pour l'exécuter dans les conditions d'interchangeabilité nécessaire, il fallait faire dépense de frais d'outillage et d'instruments de vérification absolument hors de proportions avec le nombre et les sommes qui nous étaient allouées. La situation était fort critique, car, d'une part, il m'était impossible de décliner la commande pour des raisons de cette nature et, d'autre part, il fallait s'attendre que la commande fût grevée de frais généraux considérables, vu l'infime nombre. Courageusement, je pris le parti le plus dispendieux pour faire ma construction suivant les règles de l'interchangeabilité. Sur deux concurrents que nous étions, j'arrivai bon premier et mes canons pouvaient tirer en premier lieu. Mon attention avait été particulièrement mise en éveil à l'égard de la culasse qui était en fonte, qui avait certaines parties faibles et qui, en cas d'accidents, devait être remplacée la première. Par suite d'un accident dans le déchargement, un des canons fut endommagé et la culasse cassée. L'officier du tir m'adressa une dépêche : « Culasse cassée, vous envoie canon », je lui retourne sans retard la dépêche : « Gardez canon, vous envoie culasse. » Et, en fait, on a pris sur l'un des premiers canons venus une culasse que l'on a pu remettre à la place de la culasse avariée, le lendemain à 100 lieues de Puteaux, sans aucune retouche. La percussion était centrale et le percuteur frappait à la profondeur voulue, et cependant il fallait faire coïncider 24 ajustages différents pour arriver à ce résultat. Ma hardiesse fut récompensée par un complément de 500 autres canons, qui, alors non seulement, couvraient les premières dépenses d'outils et d'instruments, mais il y eut une notable économie à la fin de la commande.

Cet exemple montre que la bonne construction et les principes de l'interchangeabilité ne sont pas incompatibles avec les conditions économiques, il suffit qu'il y ait le nombre et que l'on possède la connaissance des moyens à employer pour remplir les conditions voulues. C'est encore à l'ingénieur et au bureau de dessin qu'il appartient de les indiquer et de les formuler, mais c'est au chef d'atelier qu'il appartient de pourvoir aux moyens de les réaliser.

Le Chef d'Atelier.

C'est l'homme pratique par excellence. Dès qu'il reçoit les plans et nomenclatures pour l'exécution d'une commande, il en devient le maître sous la haute surveillance et direction de l'ingénieur.

Tout le personnel des ateliers est sous ses ordres. Contremaîtres, chefs d'équipes, outilleurs, ouvriers, manœuvres, il doit avoir même à sa disposition et selon les circonstances, les dessinateurs et scribes nécessaires pour le service exclusif des ateliers et de l'outillage.

Le chef d'atelier est la cheville maîtresse d'un atelier de construction, il doit connaître tous les tenants et aboutissants, toutes les ressources du personnel et du matériel. Il doit jouir d'une bonne santé, être intègre, juste et bon, et sa compétence doit être incontestée par les chefs comme par le personnel.

Doit-il sortir d'une école ou des ateliers? Nous pensons que le meilleur chef d'atelier serait celui formé dans l'industrie qu'il doit exercer et avoir suivi cette filière, comme apprenti ouvrier et apprenti dessinateur, puis passer par une École d'Arts et Métiers ou au moins s'assurer une instruction théorique, retourner à son industrie comme chef d'équipe et contremaître dans différents ateliers; puis voyager pendant un ou deux ans et faire un stage dans les maisons les plus importantes de l'industrie qu'il doit exercer. Ainsi préparé, le chef d'atelier sera vite à la hauteur de la besogne, avec une parfaite connaissance de cause, il pourra juger les parties de son domaine qu'il faudra relever pour les mettre à la hauteur des autres industries similaires les plus avancées et les mieux réputées.

Ses fonctions seront :

1° Dictier l'inscription de la marche des travaux sur les plans préparés à cet effet par le bureau de dessin ;

2° Veiller sur l'étalonnage des mesures et de l'outillage de vérification ;

3° Veiller sur le bon entretien du petit et du grand outillage ;

4° Veiller sur la marche économique des moteurs et sur leur bon entretien ainsi que celui des engins de manutention ;

5° Pourvoir au stock des matières premières par des états, en indiquant les emplois, les qualités et les provenances ;

6° Faire progresser tous les travaux selon leurs exigences commerciales et la meilleure utilisation du matériel et du personnel. Il a les contremaîtres sous ses ordres immédiats ;

7° Il fixe les salaires, les prix des travaux à la pièce suivant les propositions du contremaître.

Il exerce toutes ces fonctions suivant les indications et sous la direction de l'ingénieur-directeur.

Les Contremaîtres.

Les contremaîtres sont d'anciens ouvriers qui, par leur conduite et leur capacité, leur fidélité à la maison, se sont fait remarquer et ont su se faire estimer par leurs chefs et par leurs camarades, les chefs d'équipes et ouvriers. Ce sont eux qui donnent aux chefs d'équipes toutes les instructions relatives à leur travail et s'entendent avec les autres contremaîtres des différents services sur leurs besoins en matériel et en personnel, suivent la marche des travaux prescrits sur les plans, ont à leur service les pourvoyeurs.

Ils discutent les prix avec les chefs d'équipes et les ouvriers et font les propositions suivant états, au chef d'atelier.

Ils veillent au bon fonctionnement du matériel mis à leur disposition ; ils s'entendent avec les chefs de l'outillage et du traçage.

On place généralement un contremaître à chacun des services suivants. Un au modelage, un à la forge, un à la fonderie, un au tournage, un au rabotage, un à l'ajustage et un au montage ; les perceurs, taraudeurs sont sous les ordres de simples chefs d'équipes.

1. Voir modèle n° 3.

MODÈLE N° 2

Case réservée sur le plan général et sur les plans d'ensemble, ainsi que sur une feuille de nomenclature pour l'inscription des commandes successives.

TABLEAU DES COMMANDES

NUMÉROS des COMMANDES.	DATES.	DESTINATION.	NOMBRE de MACHINES.	DATE de LIVRAISON.	OBSERVATIONS.
102	18/13 1899	Est Épernay.	4	30/6 1900	} Menées de front.
102 ^a	21/12 1899	Fonderie Bourges. . . .	3	30/6 1900	
102 ^b	21/12 1899	Stock.	8	30/6 1900	
130	14/6 1900	X... à Saint-Denis. . . .	3	30/7 1900	} Menées de front (à livrer une le plus tôt possible à Saint-Denis.)
130 ^a	16/6 1900	Stock.	12	30/7 1900	

Il n'est pas nécessaire de spécifier autrement la machine, la spécification étant déjà portée en tête des plans et des nomenclatures.

Quand la construction de certaines pièces demande des soins particuliers, il est prudent d'inscrire la série des opérations que la pièce doit parcourir sur le plan lui-même, afin de ne rien laisser dans l'incertitude.

MODÈLE N° 3

Opérations sur les supports des axes n° 207 droite, 207 gauche, support à douille 219, planches 48 et 49.

- 1° Tracer la base *a b* suivant moyenne figure sur tous les supports de la commande;
- 2° Raboter la base suivant tracé;
- 3° Ajuster (si besoin est) tous les supports sur l'équerre type n° 2193 ajustée préalablement sur le tour 19, au moyen d'un support type;
- 4° Tracer et percer les trous de fixation n° 2194 suivant l'équerre type;
- 5° Régler sur le plateau du tour 19 et avec un support type n° 2194 l'équerre n° 2193. Aléser à 20 et 46 millimètres les supports n° 207 et 219. Puis tourner sur mandrins les contours des mamelons;
- 6° Tracer, fondre, percer et tarauder les autres parties, ajuster.

Ces prescriptions naturellement varient et se multiplient suivant la nature des pièces, leur fonction, et le mode d'obtenir la rectitude désirée.

Les Chefs d'équipes.

Les chefs d'équipes sont chargés de l'exécution du travail, ce sont les premiers ouvriers de leur spécialité; on les choisit, de préférence, parmi ceux qui ont une certaine autorité et savent se faire obéir. Ce sont eux les véritables producteurs. La marche des travaux est toujours assurée quand on a fait choix de bons chefs d'équipes.

Dans un atelier de construction, en particulier de construction de machines-outils où l'on procède souvent par séries, il y a deux chefs d'équipes qui ont une réelle importance qu'il convient de faire ressortir. Ce sont : 1° celui chargé de l'outillage et 2° celui chargé du traçage. Ils sont sous les ordres directs du chef d'atelier, puisqu'ils sont chargés de pourvoir aux travaux des contremaîtres des différents métiers, l'un l'outillage nécessaire, l'autre de préparer par un traçage préalable les travaux.

Le Traçage.

Par suite de l'inscription des opérations sur les plans, ce travail est beaucoup simplifié et rendu plus sûr; les instructions n'étant plus purement verbales, la suite des opérations et passages d'un travail à un autre sont plus réguliers. Pour être bon traceur, il faut savoir lire un dessin et avoir des notions de géométrie et de calcul; il faut être précis car ce travail ne souffre pas de médiocrité. Un traçage mal fait compromet souvent tout le travail d'une pièce.

Le travail par séries réduit considérablement ces difficultés; au lieu de se fier exclusivement au traçage, on construit un appareillage spécial pour certaines pièces difficiles à obtenir assez exactes par le traçage; non seulement cette opération délicate est éliminée, mais les opérations successives sont rendues beaucoup plus sûres, parce qu'on part de points immuables et matériels qui excluent les erreurs et les négligences. Ces appareillages sont ordonnés par le chef d'atelier et exécutés par le chef d'équipe de l'outillage.

L'Outillage.

L'outillage se compose de deux parties bien distinctes que l'on peut spécifier en :

- 1° *Outillage d'un usage général* ;
- 2° *Outillage pour un usage spécial.*

On sépare, et avec juste raison, le service de l'outillage des autres travaux de l'atelier; il est placé sous la responsabilité d'un chef d'équipe qui reçoit ses instructions et ordres directement du chef d'atelier. Il a à sa disposition un atelier complet, sauf fonderie et forges, pour tout ce qu'il doit produire. C'est un poste très important, car la valeur du produit manufacturé est, dans une notable proportion, le résultat de l'outillage, de sa précision et de son bon entretien. Comme tout lui passe, pour ainsi dire, par les mains, il acquiert des connaissances très variées et précieuses. Ses grandes qualités doivent être la précision et le bon ordre. Le chef de l'outillage doit être un homme de progrès et non pas un infatué routinier.

L'outillage d'un usage général (nous entendons le petit outillage) comprend ordinairement les outils de coupe des tours, machines à raboter, les limeuses, les forets, les filières et tarauds, les alésoirs, les fraises, etc. Le point important dans ces sortes d'outillage, c'est l'exactitude des dimensions et leur conservation de formes et de mesures. Ce dernier est une question de matière et de traitement, c'est un faux calcul que de

vouloir économiser sur l'achat des matières premières pour les outils; rien n'est plus cher qu'un outil fait avec un acier de qualité inférieure. La question des mesures est de la plus haute importance, surtout quand on a en vue la construction par séries où l'interchangeabilité est une question *sine qua non*. La conservation des mesures est donc de première nécessité et comme tout s'use, il faut parer à ces usures et pouvoir toujours revenir à leur origine par les instruments vérificateurs et, par conséquent, pour les outils.

Or, dans les travaux mécaniques, il y a certaines conditions à remplir qui semblent exclure cette absolue précision dans certains organes, par exemple les axes cylindriques et leurs logements. En effet, ces axes demandent quelquefois des variations dans leur ajustage, il y en a qui, à poste fixe, demandent un ajustage forcé, d'autres que l'on déplace par occasion demandent un ajustage à frottement doux pour les manœuvrer plus facilement, d'autres encore demandent un ajustage libre, comme par exemple des axes tournant dans leurs coussinets ou des poulies tournant librement sur leurs axes. Comment concilier ces différents ajustages avec une mesure unique, immuable? Il y a environ soixante ans que l'on croyait avoir résolu le problème en vérifiant les logements avec des tampons et les axes avec des bagues. Tampons et bagues étaient ajustés très exactement ensemble. Quand les vérificateurs étaient neufs et en bon état, cela donnait, avec beaucoup de soins, des résultats à peu près passables. Cependant on s'aperçut bientôt que les travaux faits et vérifiés de cette façon ne remplissaient pas toujours les mêmes conditions. A l'état neuf, les axes semblaient un peu faibles et les logements un peu grands, on n'obtenait que difficilement un ajustage serré. Quand, au contraire, tampons et bagues étaient un peu usés, les alésages étaient trop faibles et les axes trop forts, il n'y avait aucune sécurité à cet égard. Ce sont les Américains qui ont éliminé ces sérieuses difficultés et ont jugé que l'un ou l'autre de ces ajustages devait avoir une mesure immuable et avec juste raison, ils ont affecté cette qualité au contenant et au logement. Les tampons et bagues étaient bien maintenus en principe, mais il n'y avait plus que les tampons qui servaient de vérificateur pour les alésages, tous à frottement doux, tandis que les bagues ne servaient plus que pour vérifier si le tampon restait dans la mesure. Enfin, pour ne jamais s'éloigner des mesures initiales, on créait des disques Standart ou Etalon qui ne servaient que de loin en loin et à titre de comparaison seulement. En vérifiant les tampons en comparaison avec les disques et à frottement doux, on était pratiquement sûr de la dimension, en ce qui concerne les alésages, quand ceux-ci étaient également à frottement doux. Pour la vérification des axes et afin de donner à chacun son caractère soit de frottement doux ou libre ou dur, la maison Brown et Sharpe créait un genre de calibre ouvert, un peu flexible avec une certaine pression, mais dont la mesure exacte était également celle du frottement doux; rien n'était donc plus facile que de produire un axe de cette dimension moyenne; quand il s'agissait de produire un axe à frottement libre, on donnait un léger jeu de 1 p. 100 de millimètre; quand il s'agissait de faire un axe à frottement dur, il suffisait de produire sur le calibre un effort qui le faisait fléchir de 1 p. 100 de millimètre et l'ajustage voulu était obtenu. Il ne faudrait pas croire que ce centième de millimètre en surplus ou en moins soit difficile à juger par un ouvrier; afin de lui donner une sensation de l'effort à faire, il suffit d'introduire entre le tampon qui est à frottement doux et le calibre, un clinquant étalon à 1 centième de millimètre, ce surplus fera fléchir le calibre et l'effort qu'il faudra faire, appliqué toujours de même, donnera la mesure du surplus mieux que n'importe quel calibre de précision gradué avec vernier au 1 centième ou un palmer quelconque. Ces calibres sont en outre fort bien étudiés, la contre-partie du creux permet de mesurer les ouvertures, alésages et autres; ils sont donc arrondis sur champ, ce qui est éminemment propre pour tâter progressivement les ouvertures rectilignes.

Je dois encore ajouter que ces calibres ont été un des plus puissants facteurs qui ont permis aux Américains de faire des ajustages interchangeables sans présenter pièce sur pièce et avec une rigueur, une certitude qui n'a jamais pu être atteinte que par ce dernier mode. Aussi ces calibres sont ils d'un usage général, non seulement dans le nouveau monde, mais se propagent en Angleterre, en Allemagne beaucoup, partout où l'on a pris à cœur la précision, avec la conviction que celle-ci est en fin de compte meilleur marché que l'à peu près dont on a fait usage jusqu'à ce jour.

Mais l'économie réalisée par la précision n'est pas seulement dans la main-d'œuvre proprement dite. Elle gît surtout dans l'élimination de ces multiples quantités d'outils d'un peu plus fort, un peu moins fort. Cette multiplication inutile d'outils, représentant souvent une valeur considérable, est la source de fausses manœuvres, de malfaçons. Sans doute, il faut donner satisfaction aux étagements des diamètres et à l'outillage correspondant, mais il est illogique de n'admettre, comme règle, que des étagements trop grands et cela dans un but économique. C'est précisément ces grands étagements qui sont la cause de la multiplication des outils. Quand, pour une cause ou une autre, il faut abandonner l'étagement régulier, on crée des outils irréguliers qui bientôt dominent en nombre et qui ne cadrent avec aucune réglementation. On a donc bientôt un outillage de millimètre en millimètre sans compter les intermédiaires.

En cela, les Américains ont été plus clairvoyants que nous. Leur réglementation est de $1/16$ de pouce c'est-à-dire $1^{mm},587$ d'un étage à l'autre. Cela donne une grande latitude dans le choix des diamètres; on trouve dans tous les stocks d'outils toute la série des plus petites dimensions jusqu'à 4 pouces soit $101^{mm},4$, tous les genres, et cela fait que les intermédiaires ou les irréguliers sont infiniment plus rares chez eux que chez nous. Nous pourrions arriver facilement au même résultat en admettant, comme réguliers, les étagements de 2 en 2 millimètres. Tous les outilleurs sauraient à quoi s'en tenir et les constructeurs seraient sans doute heureux de trouver des outils à mesures plus rapprochées, mieux faits et aussi meilleur marché.

Nous avons traité un peu longuement de cette question parce qu'il me semble qu'elle est restée par trop longtemps dans une déplorable ornière. Que l'outillage de haute précision n'ait pas été apprécié dans le vieux monde, cela ne tient pas uniquement à la résistance que lui font les ouvriers. C'est autant la cause de notre grand outillage qui a laissé, dans certains ateliers, certainement beaucoup à désirer.

Il faut espérer que l'Exposition de 1900 dessillera les yeux des plus myopes et qu'un grand effort sera fait pour regagner le temps perdu.

Nous traiterons plus loin de l'outillage spécial quand nous traiterons de la spécialité en général.

Les Ouvriers.

Les ouvriers se divisent en corps de métiers, par exemple menuisiers, modelers, fondeurs, forgerons, raboteurs, tourneurs, ajusteurs, etc. et même cette classification très explicable se divise encore, car dans chacun de ces métiers, il y a des spécialistes qui exécutent un genre particulier de travail plutôt qu'un autre. Par exemple chez les tourneurs, il y a des tourneurs pour petites pièces et d'autres pour grandes pièces, les tourneurs fileteurs, il y a même, depuis quelques années, une nouvelle classe de tourneurs, celle des tourneurs de précision qui savent achever en entier une pièce pouvant se faire sur les tours de précision; tourner, fileter et fraiser. Il y a même des tourneurs de précision qui sont aussi ajusteurs, ou des ajusteurs de précision qui se sont initiés dans l'art de tourner; ils sont plus rares; c'est dans cette classe que l'on recrute les ouvriers outilleurs.

Cette dernière classe d'ouvriers est très fréquente en Amérique et j'attribue en grande partie l'essor des arts mécaniques en Amérique à cette classe d'ouvriers qui, ayant des aptitudes plus développées ont en même temps un horizon plus étendu et souvent le génie de l'invention.

La formation d'un groupe d'ouvriers pour une industrie donnée est chose très importante. A côté des ouvriers de métiers, il faut incontestablement des ouvriers spécialistes, très utiles aussi quand ils connaissent à fond les ressources de leur machine à raboter, à percer ou à fraiser, que l'on ne pourrait faire varier d'occupation sans dommages, malgré que ceux-ci aient toujours un contremaître ou chef d'équipe expérimenté derrière eux pour les guider et les pousser.

Ces derniers, quoique indispensables, ne sont pas à comparer et à mettre en même ligne que les ouvriers dont la production dépend de leur adresse de main, de leur jugement, de l'instruction qu'ils ont pu acquérir et de leur expérience, mais surtout de l'apprentissage que l'on leur a fait faire, ou que le hasard leur a donné. C'est dans le recrutement de ce personnel qui constitue les cadres qu'il faut chercher les fondations, l'orientation et la prospérité d'une industrie, autant peut-être que dans les entreprises et spéculations heureuses.

Le recrutement peut se faire de plusieurs manières; ou les cadres naissent et s'étendent avec une industrie naissante, ou par le groupement d'un cadre fait par une entreprise ou une industrie nouvelle disposant de capitaux. C'est alors le surplus du personnel, d'autres entreprises similaires qui fournissent l'appoint. Ces cadres sont forcément peu hétérogènes, car le recrutement se fait parmi ce que l'on peut appeler les irréguliers, qui se composent d'impaticients, de dégoûtés, de méconnus. Cela exige forcément un triage long, difficile et toujours fort coûteux.

Les meilleurs cadres, à mon avis, sont ceux formés dans l'établissement même, à la condition qu'on leur fasse faire un apprentissage analogue à celui que nous avons indiqué pour la formation des chefs d'ateliers; seulement plus restreint et plus professionnel. Mais, par les temps fiévreux qui courent et avec la hâte de faire fortune en peu de temps, on ne veut pas se donner la peine de former un personnel et des apprentis. « A quoi bon? dit-on, pour que nos concurrents nous enlèvent les élèves que nous aurons formés; ce n'est pas la peine. » Et l'on en reste là, et, en attendant le voisin plus patient et plus prévoyant, laboure, sème et n'attend sa récolte que progressivement et prospère quand même. C'est la qualité du personnel du haut en bas de l'échelle qui assure la durée et la prospérité d'un établissement industriel.

Les Apprentis.

C'est l'apprentissage pratique, certainement, qui est l'inconnue la plus difficile à dégager dans la question d'un atelier de constructions mécaniques. Ce n'est plus comme dans les anciennes boutiques de serrurerie, où l'apprenti passait par toutes les phases de la pratique des choses; depuis le balayage de la boutique jusqu'au compagnonnage, il a tout vu, tout expérimenté, tout fait de ses propres mains, et quoique les leçons de choses fussent pour lui plus compréhensibles que n'eussent été les démonstrations théoriques, chacun néanmoins se les faisait inconsciemment et selon ses facultés intellectuelles, et malgré cela on trouvait dans ces corporations des gens très capables et même des artistes dans leur métier.

Le machinisme a dévoyé tout cela et au lieu d'élargir le programme de l'apprentissage pour conserver l'équilibre des éléments, l'industrie l'a traité un peu en marâtre, pire que cela en certaines occurrences, en vraie exploiteuse.

C'est l'apprentissage qui est, à mon avis, la partie la plus malade dans notre corps de mécaniciens. Nous avons bien quelques écoles d'apprentissage, certains grands établissements s'occupent aussi de former des apprentis ; mais un véritable apprentissage méthodique, c'est-à-dire démontrant théoriquement les manipulations pratiques, n'existe pas. Il manque dans celui-ci la démonstration théorique du maniement et de l'action des outils.

Les enfants d'aujourd'hui ont certainement l'esprit plus ouvert que les enfants d'autrefois, par suite de l'instruction plus développée qui leur a été donnée. Pourquoi, dans l'apprentissage d'un métier, ne tire-t-on pas mieux parti de cette préparation intellectuelle ? Uniquement, je crois, parce que cette analyse de la pratique n'a pas encore été formulée.

Dans un métier comme dans toute autre chose, il n'y a pas d'effet sans cause : l'effet est là, indubitable, on le palpe, on le comprend et on néglige le principal : la démonstration de la cause.

J'ai cherché vainement, dans les ouvrages traitant de la pratique, une analyse sur l'opération du limage. Même la *Méthode d'enseignement manuel des Écoles d'Arts et Métiers*, pour le travail des métaux, ne contient qu'une succincte indication sur la manière de tenir la lime. Cependant l'analyse complète de l'action de limer est fort intéressante. Cette gymnastique des bras, la décomposition du jeu des pressions qu'il faut exercer sur la lime dans le passage d'une position à l'autre, la délicatesse et la variation de l'équilibre qu'il faut continuellement observer, savoir continuer avec la pression, la direction et le mouvement des deux mains guidant la lime, tout cela est un peu complexe et la combinaison simultanée de ces différentes conditions, variant à tout instant, est assurément très subtile et mérite d'être approfondie. Mais là aussi, comprendre c'est savoir. Quand on a raisonné et décomposé ces conditions, il ne reste plus, pour s'en imprégner, que de les pratiquer, *isolément, par petits-à-coups, graduellement, en augmentant le mouvement et la pression sans jamais perdre l'équilibre.*

Un exemple un peu trivial fera mieux comprendre ma pensée.

Supposons une lime attachée à une sorte de trapèze, dont les cordes soient égales en longueur aux rayons de la courbure formée par la partie bombée de la lime. L'élève n'aura plus à se préoccuper de la direction à donner, mais seulement de la variabilité de la pression et, en peu de temps, et instinctivement, la manœuvre du mouvement et de l'action d'un bout à l'autre de la lime, lui sera devenue sensible, c'est-à-dire qu'il l'aura saisie et comprise.

Au lieu de décomposer une action aussi complexe que celle de limer droit, que dit-on à l'élève : « Pousse ta lime droit d'un bout à l'autre. » Ce qui est faux en théorie et en pratique. Ce sont les relations des causes aux effets des outils manuels ou mécaniques qu'il faut analyser et révéler à tous ceux auxquels ils sont accessibles. C'est là, à mon avis, l'apprentissage qui fait défaut.

Les Matières. — Les Magasins. — Les Essais. — Leur Comptabilité.

La comptabilité commerciale de l'établissement a un compte de matières, mais elle n'a pas de magasin. C'est elle qui débite, dès leur entrée dans l'enceinte, les matières aux différents services et magasins, qui, à leur tour, justifient de leur sortie, de leur répartition sur différentes commandes, et les frais généraux. La balance doit se trouver en stock au moment de l'inventaire.

L'achat des matières est un point important dans une industrie, ce ne sont donc pas les bureaux ou la comptabilité commerciale qui doit acheter, mais le technicien,

l'ingénieur, ou il confie ce service à un agent sous ses ordres. Les achats, ce n'est pas seulement le prix le plus bas possible, c'est plus encore une question de choix dans la qualité propre aux différents usages.

Dans un atelier d'une certaine importance et bien organisé, il doit y avoir un service spécial pour les essais des métaux et matières. Souvent on conclut des marchés pour ces fournitures, rien n'est plus nécessaire alors que de soumettre les marchandises, dès leur entrée, à un contrôle sévère. La matière reçue est seule portée au compte des différents services qui en ont la charge, celle refusée est rendue aux fournisseurs, par les soins de la comptabilité commerciale.

Le contrôle à faire subir aux matières consiste en des essais normaux ou pratiques et extrêmes ou de rupture.

Les fers et les aciers ordinaires doivent subir des essais de flexion, de repliage, de torsion et de chocs, suivant la nature de l'emploi, et puis ce même genre d'essais sur un tant p. 100 poussés jusqu'à rupture.

Les aciers fondus pour outils sont jugés sur la qualité de leur trempe, leur résistance à la coupe et suivant des essais de flexion et rupture.

Les fontes ne sont généralement pas essayées, on les juge souvent sur l'aspect du grain, de la couleur. Quand ils sont sujets à des efforts, on les essaye à la pression à l'eau.

Pour les épreuves des fontes pour les machines-outils, il n'en existe guère; il serait bon que les surfaces frottantes fussent de fontes très résistantes et cependant faciles à travailler. Il serait très intéressant de connaître la résistance des fontes employées pour les bancs de tour et de chariots. Ces épreuves pourront être faites sur des éprouvettes coulées à la pièce même et que l'on soumettrait à l'épreuve du choc du mouton avec interposition d'un crusher. Une épreuve de ce genre serait très comparative et permettrait de juger de la matière avant de l'usiner et pourrait guider le fondeur dans ses mélanges.

Les charbons sont contrôlés comparativement sur place, soit dans les foyers, fours ou forges.

Les huiles sont soumises à des expériences de frottement, de dessiccation à l'air libre et en contact avec différents métaux. Une quantité d'huile bien déterminée, deux à trois gouttes soumises à l'essai du frottement entre deux coussinets chargés du même poids, pour tous les essais entourant un axe en rotation; l'huile qui donne le plus grand nombre de révolutions est évidemment la meilleure qualité d'huile pour ce cas et pour les autres, quand elle garde longtemps sa fluidité à l'air libre, qui n'attaque pas les métaux et n'est pas corrompue par eux, est évidemment la meilleure huile industrielle pour le graissage des organes des machines-outils.

Les bronzes et autres compositions sont jugés par les analyses et sur des éprouvettes venues de la pièce même.

Il est important que les magasins ne manquent jamais d'approvisionnements, cette constatation est facile à faire à la vue et avec une saine estimation.

Une comptabilité des magasins doit pouvoir débiter tous les comptes de dépenses, soit dépenses productives des commandes, soit dépenses courantes comme celle des frais généraux.

Il est d'autres objets de détails qui sont délivrés par les magasins et où le stock est moins facile à apprécier. Ce sont les boulons, les vis, les rondelles, etc., toutes sortes d'objets qui sont enfouis dans les cases et tiroirs. Il est assez facile de tenir ces comptes de débit au moyen de cartons portant en tête le nom de la pièce et son prix; en dessous trois colonnes, une pour les entrées, une deuxième pour les sorties, une troisième pour le stock restant; ce qui fournit tous les éléments de comptabilité et des valeurs à débiter.

Certaines dépenses ne peuvent pas être réparties suivant les différentes commandes en cours, telles que les limes, les huiles, les courroies, etc. Il serait fastidieux de faire une inscription pour une lime isolée; et cependant, il faut en connaître le mouvement; dans ce cas, il est facile de faire un débit mensuel, par exemple en détachant du stock un petit approvisionnement pour les besoins de tous les jours.

Les magasins délivrent leur stock : 1° suivant les inscriptions des nomenclatures; 2° sur un bon de commande du contremaître, le bon doit porter le nom du chef d'équipe, son numéro matricule, le numéro de la commande ou la mention FG, ou encore le numéro de la commande avec l'indice OU ou MO ou FG, c'est-à-dire outillage ou modèle, ou frais généraux. Ainsi, on sait toujours ce qui est affecté aux commandes productives ou aux frais généraux et ainsi on peut toujours remonter à la source des dépenses, contrôler celles-ci et tirer des conclusions utiles.

Nous avons fini avec les indications sur l'organisation, nous allons dire quelques mots sur les corps de métiers.

L'Atelier des Modeleurs.

On appelle communément modeleurs, des ouvriers travaillant le bois, très habiles dans le maniement des outils à bois, possédant en outre la faculté des combinaisons et assemblages pour constituer une pièce de forme quelconque appelée modèle, et qui sert à être moulée dans le sable pour obtenir en métal des pièces semblables. Le modèle doit donc être solide pour résister aux fatigues auxquelles il est soumis pendant le moulage; il doit être constitué dans de certaines conditions pour être : 1° durable; 2° se laisser mouler facilement.

Le modeleur doit donc connaître à fond son métier d'ouvrier en bois et connaître aussi le métier de mouleur; il doit être au courant et tenir compte des retraits du métal en fusion.

Tous les modèles ne sont pas toujours en bois. Quand il y a de grandes quantités de pièces à produire, on fait alors des modèles en métal, fonte, bronze ou une composition métallique quelconque; il faut alors tenir compte des différents retraits des matières employées. Quelquefois le retrait n'est pas toujours linéaire, il faut que le modeleur sache compenser ces inégalités du retrait par la déformation des lignes, afin d'obtenir après la coulée une pièce droite et alors faire le modèle ou cintré, ou bombé, selon la configuration de la section et de la forme.

Quand les pièces sont petites et de formes simples et particulièrement quand il en faut un certain nombre, on fixe les modèles sur les planches, ce qui permet de mouler à la fois un certain nombre. Quand les pièces sont un peu disparates et que le moulage par moitié ou en trois parties devient nécessaire, on décompose le modèle, on met une partie sur une planche, la contre-partie sur une autre et même sur une troisième, ce qui permet de mouler rapidement des petites pièces, même compliquées de forme.

Dans les industries où il y a répétition ou séries, et où l'on peut se permettre de faire plus de dépenses pour augmenter la production au moyen d'installations perfectionnées, le moulage mécanique sur planches se propage beaucoup.

Tout ce que nous venons de dire est du domaine du modeleur qui constitue presque un art, car il y faut du jugement, une grande adresse de main, le sentiment de la précision, pour satisfaire toutes les exigences du métier.

Quand les pièces sont troussées, le modeleur intervient pour faire les formes, les pièces à battre ou préciser, les accessoires ou sculptures. Il faut une entente et une parfaite compréhension entre le chef modeleur et le chef de la fonderie.

Les modeleurs se servent souvent de machines pour ouvrir et préparer le bois pour les modèles qu'ils ont à faire. Ce sont des machines à raboter, des scies circulaires ou à ruban, ou alternatives à chantourner, les tours, les toupies pour façonner des moulures, des machines à percer et à mortaiser, des machines à faire les tenons. Chaque modelleur prépare lui-même ses pièces pour ces différentes machines. Dans ces derniers temps, on a introduit pour le modelage une petite machine américaine dite Trimmer, qui coupe le bois au fil et en tranchant le fil très proprement et à tous les angles, ce qui facilite beaucoup les assemblages biais. C'est une machine assez bon marché et d'un grand secours. Elle s'est répandue rapidement dans le monde entier, à la grande satisfaction des ouvriers comme des patrons.

Le contremaître du modelage tient aussi la comptabilité du magasin au bois qui est sous sa garde; il doit avoir une réserve de bois sec des différentes essences, afin de n'être gêné dans aucun travail à exécuter.

La Fonderie.

Ainsi que nous l'avons dit plus haut, beaucoup d'ateliers de construction n'ont pas de fonderie et sont obligés de faire fondre au dehors toutes les pièces. Ce système peut présenter certains avantages quand on se trouve dans un centre de construction où plusieurs ateliers ou établissements peuvent alimenter une fonderie qui alors peut disposer d'un personnel nombreux et de moyens professionnels très étendus. Mais quand un atelier de construction se trouve isolé dans une localité et éloigné d'autres fonderies, il vaut infiniment mieux avoir sa propre fonderie et ne demander au dehors que l'ex-cédent de ses besoins, ou de ses moyens, ou certaines pièces à répétition.

Même limitée dans ces conditions, une fonderie de l'établissement doit disposer de tous les éléments nécessaires pour faire toute pièce de fonte rentrant dans le régime de sa production.

Elle doit être disposée de façon à pouvoir mouler et couler des pièces jusqu'au maximum de 10 tonnes, puisque c'est la base de notre installation et, dans ce cas, disposer au moins de trois cubilots. Ces cubilots doivent être placés au milieu d'une des grandes façades du local, être facilement atteints par la grue roulante. Un monte-charge mécanique doit pouvoir desservir les cubilots.

Elle doit aussi avoir une installation de quelques creusets afin de pouvoir couler tous les jours certaines petites pièces. On a fait de notables perfectionnements dans cette partie, pour faciliter la production de petites pièces.

Le local d'une fonderie pour un atelier de construction de cette importance peut mesurer 40 mètres \times 20 mètres = 800 mètres carrés, posséder une grue roulante de 10 mètres de portée et d'une force de 10 tonnes, et, dans les parties latérales, des grues roulantes de 1 000 à 2 000 kilogrammes.

Elle doit avoir son moteur propre pour ses souffleries et tirages forcés, ses ustensiles pour broyer le sable et le tamiser. Un four pour sécher les noyaux de toutes grandeurs et un moulage mécanique pour le moulage des pièces à répétition. Une fosse pour couler les pièces en bout. Dans une fonderie de cette importance, il y a beaucoup de manutention à faire, pour manipuler les moules, le transport des poches, le démoulage, le dessablage au dehors au moyen du sable projeté, car les pièces doivent arriver proprement dans les ateliers, à la disposition des traceurs.

Le contremaître de fonderie doit avoir à sa disposition un magasin de modèles pour les objets en commande.

Il a ses magasins de matières premières, il est débité comme il est crédité des

fontes coulées, livrées et portées sur les commandes, selon les bases des prix accordés. La balance est donnée par l'inventaire. Une comptabilité ainsi établie est absolument nécessaire pour savoir si la fonderie n'est pas une cause de pertes pour l'entreprise et si l'avantage d'avoir les fontes à sa convenance n'est pas trop chèrement payé.

La question importante pour le fondeur, c'est de savoir faire ses mélanges afin d'obtenir des fontes compactes, résistantes et faciles à travailler; il ne doit négliger aucune des précautions à prendre pour obtenir des pièces saines et de bon aspect, afin d'éviter les rebuts. Il doit être pénétré que sa principale raison d'être est de donner le plus de satisfactions possible à l'administration comme à la clientèle.

Les ouvriers fondeurs sont formés dans les fonderies en faisant passer les apprentis par toutes les opérations et manipulations et leur valeur ne dépend pas de certaine adresse de main, mais plutôt de l'analyse du jugement. Cela demande un certain temps pour faire un bon fondeur, car pour savoir traiter la petite et la grande pièce, cela demande de multiples expériences, une éducation longue à acquérir, parce que les règles ne peuvent pas être exactement posées. C'est pour cela qu'un bon fondeur est un appoint très estimable pour un atelier de construction.

La Forge.

Si un atelier de construction peut, à la rigueur, se passer d'une fonderie, il n'en va pas de même pour la forge. Elle n'est pas indispensable pour les grosses pièces; dans ce cas, il y a certainement avantage à se les faire fournir par un spécialiste qui a des moyens puissants et une valeur professionnelle incontestée. Mais pour les pièces de moyenne grandeur, détails de mécanisme, etc., il vaut infiniment mieux les faire forger sous sa propre surveillance que de les commander au dehors et cela pour deux raisons: la première est que ces spécialistes vendent leur produit au poids, ils ont donc avantage à en donner le plus possible, tandis que celui du constructeur est de n'avoir pas plus que ce que demande l'objet. Il y a donc là des intérêts contradictoires difficiles à concilier. La deuxième est une question de qualité de matière; on peut bien s'en assurer un peu quand on peut prélever des éprouvettes, mais cela n'est pas toujours facile, surtout quand les pièces doivent subir la trempe. Il paraît donc sage, sous tous les rapports, de ne commander au dehors que ce que l'on ne peut confectionner avantageusement avec ses propres moyens et, dans ces cas, il est prudent de poser des conditions parfaitement déterminées.

En partant donc de ces points de vue, il faut organiser la forge en raison de l'importance de ses produits.

Nous avons admis 10 tonnes comme maximum de poids des produits de notre atelier, on peut admettre que les pièces de forge entrent pour un quart à un cinquième de ce poids et qui se divisent encore en pièces principales et pièces secondaires pour les premières, soit environ 12 à 1,500 kilogrammes. Un marteau-pilon de 2 tonnes, de 1^m,25 ou 1^m,50 de chute peut convenir dans ce cas. Un deuxième marteau-pilon de 500 kilogrammes à 1 mètre ou 0^m,80 de chute. Un mouton de 250 kilogrammes à 1^m,25 ou 1^m,50 de chute. Un marteau à ressorts ou à air comprimé, une forgeuse à 4 marteaux.

Ce matériel permettra de faire des travaux variés, des pièces façonnées, jusqu'aux boulons, écrous et vis. Un certain nombre de forgerons à la main, les feux et fours en conséquence. Comme personnel de la forge, il faudra sans doute deux ou trois forgerons habiles, car un forgeron est un artiste dans son genre; les autres peuvent avoir moins de valeur, car avec un bon contremaitre, un outillage bien entendu, les machines aidant, une forge ainsi constituée peut être très productive.

A la forge, on joint généralement les installations de fours à recuire, à cémenter, la trempe ordinaire et à jet d'eau pour tremper les intérieurs, un chauffage au plomb pour les pièces à tremper de conformations spéciales ou délicates.

Quand les pièces sont très ouvrées, il y a avantage à les décaper avant de les envoyer à l'atelier. Cette précaution est passablement négligée dans les ateliers de construction et, cependant, elle donne d'excellents résultats dans la petite mécanique où elle contribue beaucoup à la conservation des outils. Il faut sans doute tenir compte que la petite mécanique emploie des outils plus compliqués, par conséquent plus coûteux et que le décapage est indispensable. Mais comme la moyenne construction tend à employer des procédés analogues, la forge par matrices, où la calamine est plus imprégnée dans les pièces que par la forge à la main, une installation de décapage, peu coûteuse en somme, cette manipulation peut avoir son utilité, avant de passer les pièces aux opérations mécaniques.

Il est encore utile de munir l'atelier des forges d'une grue roulante de la force de 3 tonnes, d'un marbre pour la vérification préliminaire de la rectitude des pièces, si celles-ci avaient besoin d'être redressées à chaud avant de les passer au traçage.

Répartition du travail dans les Ateliers mécaniques.

Tout ce qui a précédé n'a eu trait, pour ainsi dire, qu'à la préparation du travail mécanique. Celui-ci ne commence réellement que quand les pièces fondues et forgées arrivent à pied d'œuvre devant le traceur.

Il n'est pas inutile d'insister sur la nécessité d'une répartition bien organisée du travail mécanique. L'initiative, nous l'avons déjà dit, part du bureau des études par suite de l'organisation des plans et des nomenclatures.

C'est l'ingénieur qui indique au chef d'atelier l'ordre des travaux, celui qui doit passer avant un autre. C'est au chef d'atelier ensuite de s'y conformer, il doit veiller en même temps à ce que tout son personnel soit occupé et tout son grand outillage utilisé au mieux possible. C'est dans cet ordre qu'il pousse la fonderie et la forge à lui livrer les pièces.

Les pièces passent en premier lieu au service du traçage qui vérifie les pièces brutes de fonte et de forge, les trace, les pointe, les centre et les livre ensuite, conformément à l'ordre inscrit sur les plans aux différents contremaîtres du rabotage, tournage, fraisage, etc. Les pièces ainsi livrées sont couchées comme sorties sur les nomenclatures et sont remises avec les plans, par le pourvoyeur du service du traçage aux contremaîtres des différents travaux respectifs. Ceux-ci les font marquer comme entrées par leur pourvoyeur sur leurs nomenclatures qui les rangent dans les casiers pour les répartir ensuite, toujours accompagnées du plan, entre leur personnel suivant l'outillage et la spécialité de chacun.

C'est surtout pour les petites pièces que ces mesures sont nécessaires, afin qu'elles ne se perdent pas.

Les plus fortes pièces que l'on ne perd pas de vue sont empilées dans les environs des machines qui doivent les ouvrir les premières.

Il arrive quelquefois, quand une commande est composée d'un certain nombre de pièces, qu'un seul plan ne suffit plus quand il doit servir à renseigner différents ouvriers qui, chacun, peuvent avoir besoin du plan; on fait, dans ce cas, un ou deux tirages en plus. Cela n'est pas dispendieux; c'est sûr, puisque les plans sont reproduits par la photographie, c'est infiniment plus rationnel que les courses folles après un unique plan.

Dès qu'une opération est finie sur une pièce, le pourvoyeur l'expédie sans retard à la prochaine opération, dans les mêmes conditions de plans et nomenclatures, et ainsi de suite jusqu'à ce que tout le travail mécanique soit terminé et la pièce prête à être livrée à l'ajusteur ou au monteur.

Les petites pièces sont livrées par séries et alors un seul plan peut suffire ; les pièces logées avec ordre dans les casiers permettent au contremaître ou chef d'équipe de juger d'un seul coup d'œil tous ses travaux à faire, les plans indiquent la suite, les nomenclatures classent les pièces, elles ne se perdent pas et passent ainsi d'une opération à l'autre jusqu'à ce qu'elles arrivent au montage.

On conçoit qu'avant de livrer les pièces aux opérations successives, l'une après l'autre ces opérations doivent être vérifiées quand besoin en est, afin d'arrêter au passage et à l'origine une malfaçon. Ces soins et la dépense ne sont pas inutiles, car cette vérification révèle, non seulement si la pièce est ou n'est pas utilisable, mais encore si l'outillage et les mesures, calibres, etc., sont restés dans de bonnes conditions et identiques à ceux des contrôleurs. Cette vérification de détails est la première étape que l'on fait dans la voie des produits interchangeables.

Quand le travail a été fait à la pièce, la vérification s'impose.

Elle s'impose encore, parce que chaque pièce isolée ayant une fonction à remplir, il faut être sûr, avant d'aller plus loin, que la pièce ouvrée remplit les conditions qu'elle doit remplir. Afin d'obtenir ce résultat au mieux possible, le chef d'atelier fait inscrire, sur le plan des pièces, les opérations que celles-ci doivent subir et la qualité du travail expliqué au mieux possible. Mais cela ne suffit pas toujours. Il faut que les contrôleurs aient une notion exacte des conditions théoriques et des lois de fonctionnement de la machine en construction ; ces renseignements sont fournis, quand cela est nécessaire, par le bureau de dessin au moyen d'une note explicative remise au chef d'atelier au moment de la remise des plans et des nomenclatures et ainsi l'esprit du contrôle peut être précisé, afin qu'il n'y ait pas de doute, dès l'origine, sur la chose.

La concordance, dans l'avancement du travail d'une commande, a également une grande importance. Si le chef d'atelier veut se rendre compte en détail de l'avancement d'une commande, il n'a qu'à se faire remettre les nomenclatures des contremaîtres¹, et chefs d'équipes et les coches lui indiquent la mise en œuvre et la progression des opérations. En un clin d'œil, il découvrira les retards, les fautes et peut aller à la source de la chose.

Afin de lui rendre facile la revue de toutes les commandes, chaque fin de semaine, les contremaîtres remettent au chef d'atelier une situation sur laquelle sont inscrites toutes les commandes en cours dans chaque atelier respectif, pour graduer l'avancement du travail par dixièmes. 1 veut dire que la commande est commencée, 9 veut dire que la commande est 9/10 terminée. Quand il y a incertitude, on a recours aux nomenclatures et tout s'éclaircit.

Toutes ces mesures paraissent un peu compliquées et paperassières, mais elles ont leur raison d'être. Il importe, en effet, que ce chef d'atelier sur lequel se concentre, vers lequel rayonne et se répercute toute l'activité, soit toujours au courant des travaux, même en détail ; il importe donc qu'il soit informé exactement de l'état de choses, non pas verbalement, mais par documents, il faut donc les établir le plus clairement et le plus simplement possible. Elles présentent encore un autre avantage ; c'est de réduire le nombre de commandes en cours, car il n'est pas indifférent qu'une commande reste 3 mois ou 6 mois en opérations ; l'important est qu'elle passe le plus rapidement possible par toutes les opérations pour des raisons pratiques, économiques et commerciales.

1. Voir modèles n^{os} 4 et 5.

MODÈLE N° 5

Récapitulation de tous les Ateliers
de la Situation de Semaine du au établie par le Bureau du Chef d'atelier
suivant celles fournies par les Contremaitres.

NUMÉROS de la COMMANDE.	DATE de la COMMANDE.	DATE de la LIVRAISON.	LETTRE DE LA MACHINE.	NUMÉRO DE LA MACHINE.	NOMBRE.	DESTINATIONS.	MODELIEURS.	FONDEURS.	FORGERONS.	TRACEURS.	RABOTEURS.	GRANDS TOURS.	PETITS TOURS.	FRAISEURS.	AJUSTEURS.	MONTEURS.	MAGASINS.	OBSERVATIONS.
102 ^a /b	18/12/1899	30/6 1900	D	XIV	45	Épernay, Bourges, Stock.	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	Livrés.
108	5/1 1900	10/7 1900	E	VIII	2	X à Paris.	10	10	10	10	10	10	10	10	10	9	10	Le polissage extra-fini.
115	8/2 1900	15/7 1900	C	XXV	1	X à Saint-Étienne	10	10	10	10	10	10	10	10	9	9	10	Terminé, sauf polissage.
116	8/2 1900	15/7 1900	C	XIX	3	Id.	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	Sont à l'emballage.
119	3/3 1900	15/8 1900	C	XII	1	Id.	»	»	»	»	9	10	10	9	8	7	10	»
130	16/6 1900	30/11 1900	D	XIV	45	Saint-Denis et Stock.	10	5	4	4	2	1	2	1	1	»	4	»

D'un seul coup d'œil, l'ingénieur et le chef d'atelier ont un aperçu de la situation des travaux et peuvent comparer la dernière situation avec les précédentes.

Le groupement ainsi compris est surtout avantageux quand les ateliers mécaniques se trouvent de plain-pied, ce qui facilite grandement les manutentions et le passage d'une opération à une autre.

Le groupement par spécialités ne commence effectivement et n'a de raison que dans les ateliers d'ajustage et de montage. Il y a des machines, même des parties de machines qui demandent plus de précision que d'autres, il faut donc que le chef d'équipe et même les ouvriers soient initiés dans le principe théorique de la machine à construire et que son montage soit fait strictement suivant les principes qui lui sont propres, ce qui nécessite la spécialisation des ouvriers monteurs.

Au contraire, cette spécialisation n'a pas de raison d'être pour les ouvriers qui rabotent, tournent, fraisent, etc.; peu importe si la pièce que l'on leur confie appartient à telle ou telle machine, pourvu qu'elle soit bien rabotée, bien tournée et fraisée et suivant la règle prescrite sur les plans de détails.

Le matériel sera certainement utilisé dans les meilleures conditions, le petit outillage sera moins considérable, les ouvriers pourront être mieux stylés et occupés suivant les aptitudes, force musculaire, etc. Tous ces avantages groupés constituent des petits centres de production plus profitables que l'émiettement de travaux analogues quand ils font partie d'un atelier de spécialité. Même l'argument de plus grandes facilités dans les manutentions dans les ateliers de spécialités n'est pas fondé, surtout dans un atelier où tous les services sont de plain-pied. En effet, il importe peu, quand, une pièce est descendue d'une machine à raboter, ou d'un tour sur un truck pour être menée à une autre opération, qu'elle soit charriée quelques mètres de plus ou de moins sur un sol uni; c'est le montage, le démontage, le chargement et le déchargement en lieu et place qui sont la principale cause des frais.

En admettant cette organisation, nous supposons, à la tête de chaque service professionnel, un contremaître qui a sous ses ordres quelques chefs d'équipes qui sont des compagnons actifs, mais qui exercent une certaine surveillance sur les ouvriers qui leur sont adjoints pour leur spécialité, qui les aident, les enseignent et les font marcher dans la voie prescrite. Ce sont les cadres professionnels. Par exemple, le contremaître des tourneurs a la direction sur tout ce qui est tournage. Celui-ci se décompose en grand tournage, moyen tournage et alésage, tournage et filetage des moyennes pièces, puis tournage et filetage des petites pièces. A chacune de ces branches, on prépare un chef d'équipe qui dispose des machines et de l'outillage pour le travail qui lui est confié et qu'il est chargé de répartir entre ses compagnons.

C'est le chef d'équipe qui tient le carnet du temps passé sur les différentes commandes, marque en même temps les heures de présence et d'absence, qui sont ensuite contrôlées par le pointeur. S'il y a du travail à la tâche à faire, c'est lui qui débat en premier les prix avec le compagnon, les présente au contremaître qui les fait homologuer par le chef d'atelier. Et ainsi avec tous les autres services.

Chaque chef d'équipe, pendant l'exécution d'une commande, est détenteur des appareils et outils spéciaux à la commande et qui s'adaptent à son matériel de machines-outils.

Nous avons déjà dit plus haut que la confection des appareils spéciaux sont du ressort du chef d'équipe, ou contremaître de l'outillage. C'est en effet celui-ci avec le chef d'atelier qui sont les meilleurs juges pour la détermination des outils spéciaux. Les contremaîtres et chefs d'équipes peuvent en faire la demande, mais ce n'est pas à ces derniers qu'incombe l'exécution.

Un autre soin incombe encore au contremaître, c'est le bon entretien des machines-outils de son département.

En effet, une machine-outil en mauvais état n'est ni productive, ni exacte. C'est une

grande erreur que de vouloir économiser à cet égard. Le bon entretien des machines-outils assure la rectitude des surfaces produites, tout cela est gain sur le travail du finissage. C'est une des conditions les plus absolues du travail des machines-outils en général et des machines à raboter, mortaiseuses, étaux-limeurs, toutes les machines à travail rectiligne, afin que les surfaces produites soient correctes, et afin que la lime et le grattoir n'aient pas à rectifier les surfaces, mais servent seulement pour effacer les marques inévitables laissées, soit par l'action de l'outil ou l'état moléculaire de la matière.

Il est impossible d'indiquer ici toutes les conséquences fâcheuses d'un mauvais entretien des machines-outils et de l'outillage, qui ne sont jamais trop précis ni trop bien faits. Si l'on voulait être éclairé sur ce point, il faudrait indiquer chaque cas en particulier et montrer les origines du mal, ses conséquences et indiquer les moyens d'y remédier. En somme, il faudrait toujours remonter aux causes pour juger les effets.

Le Travail.

Nous n'avons jusqu'à présent fait qu'indiquer sommairement les conditions de marche d'un atelier de construction pour les machines-outils de moyenne grandeur et nous n'avons, à notre grand regret, absolument rien dit du travail lui-même. C'est que cette question, en ce qui concerne les ateliers de constructions mécaniques de machines-outils, se trouve aujourd'hui à un tournant. Est-ce la construction mécanique moderne qu'il faudrait de préférence envisager, car ce qu'on appelle la construction moderne existe à n'en pas douter comme l'ancienne construction manuelle existait, l'une et l'autre ayant leur code et leurs principes.

Il suffit de les comparer¹ pour du coup mesurer l'énorme distance qui les sépare. Le travail manuel enseigné de cette façon n'est plus à la hauteur pour préparer la jeunesse des Écoles industrielles d'Arts et Métiers à concourir dans la lutte. Nous nous sommes laissé distancer par trop, le fait n'est plus contestable, il n'est plus contesté.

Le résumé vivant fait par M. Biard et publié dans le *Bulletin de la Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale* (30 avril 1900) sur ce sujet traité avec ampleur et une incontestable compétence dans les sociétés des ingénieurs anglais et américains, et par les hommes les mieux placés pour juger la question, reconnaît et constate que la supériorité du machinisme moderne des Américains a changé toutes les conditions économiques de la construction mécanique et mis en péril les productions mécaniques du vieux monde.

On indique comme source de cette fécondité la construction *par séries*, sans doute, mais il y a plusieurs facteurs que je classerai comme suit :

- 1° La spécialisation;
- 2° La confection par séries;
- 3° L'interchangeabilité.

Les trois, à égale valeur, ont amené de prodigieux résultats. La spécialisation est sans doute le phénomène le plus à étudier dans la construction américaine. Il suffira de citer un ou deux exemples pour faire voir combien une idée juste portée par ces trois facteurs peut prendre du développement en Amérique.

Il y a une dizaine d'années, M. Gisholt créa un genre de tour revolver pour ouvrir

1. Voir *Méthode d'enseignement du travail manuel* par Denis Poulot, Monroq frères, éditeurs-imprimeurs, 9, rue Suger, à Paris. *Modern Machine Shop Practice*, par Joshmon Rose M.E. éditeurs Char Scribner sons, New-York.

les pièces mécaniques d'assez fortes dimensions telles que poulies, cônes, manchons, valves et autres pièces de ce genre qui devaient être construites avec une certaine rectitude et pouvant néanmoins être enlevées assez rapidement. Cette première création amena la maison Gisholt à la compléter par une autre qui avait pour but de faciliter le meulage et l'appropriation des outils dont le tout était muni.

Les premiers temps, la propagation fut un peu pénible, mais s'étant adonnée elle-même à fournir à façon ces sortes de produits, et pouvant les livrer bon marché et d'une bonne exécution, leur atelier gagna si rapidement en importance, qu'ils eurent l'idée de construire pour la vente les machines dont ils se servaient dans leur industrie.

Les nouvelles machines furent accueillies favorablement, grâce à une bonne fabrication que la spécialisation, la confection par séries et l'interchangeabilité favorisèrent; la propagation fut tellement rapide, qu'ils en fournissent dans le monde entier, à une facture et à des prix qui défient toute concurrence. La confiance de la Gisholt Machine Co à Madison (Wisconsin) est tellement établie qu'ils viennent de fonder un nouvel atelier de plus de 2 hectares de superficie en prévision de l'extension de leurs commandes futures et en vue de leur spécialité, composée de deux modèles de machines.

Un autre exemple, entre beaucoup, de la manière dont les Américains envisagent le travail, jusqu'aux plus infimes détails et savent tirer parti d'une idée nouvelle et juste en elle-même. Je ne veux citer que les forets à centrer de la I. R. Slocomb et Co de Providence qui en a fait une spécialité et fournit le monde entier de ce petit outil. Qui aurait supposé que l'on puisse monter une usine spécialement outillée pour fabriquer des forets à centrer? Mais le point de vue de Slocomb était juste et pratique, car il sortait de la routine et remédiait efficacement à l'inconvénient des centrages imparfaits connus de tous les ouvriers tourneurs.

La construction par séries implique ou de fortes commandes ou un écoulement rapide des produits. L'un amène l'autre, aussi la presque-totalité de ces constructeurs ont-ils toujours en stock les machines les plus demandées.

Un autre principe en usage en Amérique est de se maintenir, vis-à-vis des clients, rigoureusement au modèle établi. Toute demande de modification est refusée parce qu'on ne veut pas se départir, pour satisfaire une demande isolée, de la série établie; le constructeur américain travaille, avant tout, pour le stock et non pas en vue de commandes isolées.

Quand les machines sont de types et de grandeurs uniformes, la mise en stock n'offre pas d'autres inconvénients que la perte d'intérêts et celle-ci est peu importante avec un écoulement rapide, et largement couverte par les profits qu'assure le mode de construction par séries.

Cependant, il y a des machines dont la mise en stock offre des difficultés réelles, par exemple les tours. Un même modèle de tour peut varier en longueur et il serait oiseux d'encombrer le stock et la place de toutes ces variétés de longueur. Au lieu de mettre en stock des tours tout montés, on met en stock de préférence les parties isolées. Les bancs de longueur variable sont empilés, les poupées, contre-poupées, chariots et accessoires logés dans les casiers. Une commande arrive le matin, le soir le tour part à sa destination tout réglé. On ne peut procéder de cette manière qu'à la condition que les principes de l'interchangeabilité soient rigoureusement établis et appliqués.

Ce mode de travail diffère sensiblement de nos usages; qu'il soit préférable, il n'y a aucun doute, puisque d'autres nations l'ont adopté et l'ont même pratiqué et perfectionné à leur grand profit.

Dans notre étude, nous avons supposé un atelier de construction de machines-outils créé de toutes pièces. Il va de soi qu'une entreprise nouvelle doit s'inspirer de tous les progrès réalisés jusqu'au moment de sa création. La supériorité de la tendance et

des moyens employés en Amérique pour la construction des machines-outils étant presque généralement reconnue aujourd'hui, il faut nous approprier tous les moyens qui les ont amenés à cette supériorité. Cela demanderait une étude sérieuse, mais on peut néanmoins résumer les principaux facteurs comme suit :

1° Tendance constante à perfectionner les industries de fabrication, en particulier les machines-outils et l'outillage secondaire, afin d'assurer le plus fort rendement possible, le plus précis et le plus profitable;

2° Spécialisation des produits et, comme conséquence, construction par séries;

3° Réglementation et généralisation des mesures d'ajustage, des axes, des alésages et des taraudages;

4° Principes de l'interchangeabilité au moyen de calibres rationnels assurant les ajustages selon leurs fonctions;

5° Écoles industrielles pour les apprentis avec enseignement théorique du manie-ment et de l'action des outils. Travail le plus moderne possible;

6° Enfin, une solidarité d'intérêts entre les patrons et les ouvriers.

Ce résumé mériterait d'être développé et appuyé par des exemples, tirés de la vie pratique des ateliers de construction en Amérique. Je me permets de n'en citer qu'un seul.

La fabrication de montres de Waltham s'intitule « Fabrique modèle dans une cité modèle ». Tels sont les exemples et les tendances en Amérique qu'il conviendrait peut-être d'implanter en notre vieux monde.

NOTE SUR LA VÉRIFICATION
DU
TRAVAIL DES BUREAUX D'ÉTUDES

Par M. FOLLIN

INGÉNIEUR CONSTRUCTEUR A LISIEUX

La confection irréprochable des organes, la rapidité de fabrication ou la possibilité d'une grande production avec un outillage donné et, comme conséquences, la progression de l'industrie de la construction mécanique et le bon marché des produits obtenus. dépendent pour beaucoup de la division et de l'organisation du travail, tant aux ateliers qu'au bureau d'études, point de départ de l'exécution matérielle des projets.

C'est sur ces travaux de dessin, ou plutôt sur les examens auxquels ils doivent être soumis pour en reconnaître l'exactitude que nous voudrions appeler l'attention.

Malgré tout les soins apportés, il n'est pas impossible, même dans les bureaux les mieux organisés, que des erreurs de divers genres se glissent dans les dessins d'exécution et ne soient décelées que par les défauts des pièces fabriquées, alors qu'il est trop tard pour remédier aux malheurs.

En outre, l'établissement des dessins demande du temps, et avec les délais de livraison souvent réduits qui sont imposés, il peut arriver qu'on procède par exemple à la confection des modèles principaux avant que les planches de détail ne soient toutes terminées.

De ce fait, la besogne délicate du chef auquel incombe la vérification des dessins peut se compliquer encore, et comme il est de toute nécessité que rien de défectueux n'échappe à sa vigilance, nous pensons qu'un ordonnancement dans son investigation est désirable et de grande utilité.

Cette méthode, variable naturellement avec chaque genre de fabrication, ne peut qu'être établie par celui qui doit s'en servir, et suivant les besoins de l'établissement auquel il est attaché.

D'autre part, la simplification des opérations intellectuelles n'est pas moins désirable que celle des procédés mécaniques, et il est nécessaire, pour éviter les efforts successifs de mémoire qui épuisent l'esprit, d'adopter des moyens de classement et de division qui permettent de concentrer toute sa puissance de travail sur les parties qui le méritent; d'autant plus que les avantages obtenus sont tout à la fois : gain de temps et sécurité dans les résultats.

Dans un autre ordre d'idées, nous estimons qu'il est profitable de faire au bureau d'études le plus de besogne possible. On doit accompagner les dessins de toutes les explications pouvant soit faciliter leur compréhension par les personnes auxquelles ils

sont destinés, soit les aider dans la transcription des tracés sur les pièces, pendant leur exécution ou lors du montage.

Ils ne doivent laisser subsister ni point obscur ni situation douteuse, de façon, qu'en aucun cas, on ne soit, à l'atelier, dans la nécessité de prendre une décision à la suite de recherches, de calculs ou d'interprétations incomplètement justifiées. Nous voudrions même que la plupart des tracés, principalement ceux des modèles ou des trousseaux, fussent faits par le bureau. Ne faut-il point, du reste, revenir à cette source, dès qu'une difficulté se présente dans l'exécution, à un moment quelconque, que ce soit au traçage ou au montage?

Les études détaillées et complètes sont courantes dans les travaux importants tels qu'on en rencontre dans les constructions métalliques, où les dispositions pour la mise en place sont prévues dans leurs plus petits détails, comme par exemple : levage des fermes, lançage des ponts, montage, etc. Du reste, les grands établissements ont des contremaîtres capables et des ouvriers spécialistes possédant à fond leur métier et qui par suite, se reconnaissant facilement dans les dessins, font promptement et correctement leurs tracés; mais il n'en est pas de même dans les petites maisons de construction, et c'est là qu'il y a surtout profit à confier au bureau bien des traçages et des vérifications de pièces qui sont faits généralement à l'atelier, et à ne laisser à ce dernier que le travail matériel de confection et de montage.

En outre de ces avantages, des dessins donnant toutes indications comme par exemple : tracés des trousseaux de moulages; cotes des jeux; indications des serrages à donner aux pièces destinées à être emmanchées les unes dans les autres, soit à chaud, soit à la presse, etc., constituent, par leur réunion, des archives auxquelles on se reporte avec utilité dans les études ultérieures et permettent, d'autre part, de conserver les traditions d'exécution du travail d'une maison lors même que le personnel viendrait à changer.

Il est bien évident que chaque ingénieur organise son travail à sa manière (et, par parenthèse, il serait intéressant de connaître les méthodes qu'emploient les chefs de nos grandes industries), mais en résumé, au lieu d'aborder tantôt par un point, tantôt par un autre la vérification des diverses parties des dessins d'ensemble et de ceux de détail, il est préférable de suivre un ordre arrêté à l'avance, laissant par suite toute liberté d'esprit et permettant même d'arrêter l'examen d'une planche en un point donné, pour le reprendre plus tard sans craindre d'omettre le moindre détail.

Ce sont ces considérations qui, jointes à l'espoir de gagner du temps, nous avaient amené à établir pour la construction mécanique la nomenclature ci-après, sorte de *vade-mecum* qui, nous le répétons, devrait être émondé en certaines parties, amplifié en d'autres et, en tout cas, mis en harmonie avec les spécialités auxquelles on s'est adonné.

I. Considérations générales sur l'appropriation de la machine à construire. — Type à adopter, avantages et inconvénients. Influence des fabrications environnantes, par exemple : productrices de chaleur comme la forge, de vapeurs acides comme les accumulateurs, d'humidité, etc. Influence du voisinage, par exemple : causes de bruits, de vibrations ou d'incendie pour les immeubles environnants. Règlements de police, orientation, emplacement. Mouvement du milieu, exemple : roulis d'un navire. Servitudes. Arrivée des matières premières, eau, charbon, etc. Évacuation des matières usées, vapeur, eau de condensation, air, etc. Rapport de l'appareil avec ceux existants, exemple : 1° condensation des vapeurs d'échappement par une autre machine; 2° retour aux générateurs des purges ou eaux de condensation; 3° fonctionnement à détente obtenu

par l'échappement dans le réservoir d'une compound existante; 4° ballon d'échappement; 5° conduites de décharges; 6° contrepression; 7° emploi de la vapeur pour le chauffage; 8° emploi de l'air détendu d'un moteur à air comprimé par la réfrigération, etc., etc.

Accouplement avec les moteurs ou les transmissions existantes. Envisager le cas du repos et celui du mouvement au point de vue des calculs qui ont été établis pour la recherche des efforts à prévoir. Exemple : 1° les coefficients de charge appliqués au calcul d'une vanne ne sont pas les mêmes suivant que la levée part de la fermeture complète, alors que l'eau du bief est immobile, ou qu'elle part d'un point intermédiaire de sa course, alors qu'une veine liquide s'écoule sous elle et que la masse d'eau qu'elle retient est par conséquent en mouvement; 2° dans le freinage, le maximum de résistance n'est pas obtenu avec le serrage à bloc immobilisant les roues du véhicule; 3° le maximum de débit d'un aqueduc n'est pas donné par l'écoulement à pleine section.

Rechercher les dispositions ou agencements permettant de faire travailler les matières dans le sens de leur plus grande résistance.

II. Établissement des dimensions au point de vue : A) de la stabilité; B) de la résistance au travail; a) extension; b) compression; c) flexion; d) torsion; e) cisaillement; C) du frottement de glissement, de roulement, charge spécifique. Dimensions des câbles et courroies; D) des transports et introductions dans les bâtiments; des déplacements ultérieurs; E) de la facilité de trouver les matériaux dans le commerce; F) de la possibilité de l'installation sur les machines-outils; G) de la bonne proportion des éléments, etc.

III. Vérification des cotes. — Spécifier les cotes rigoureuses, importantes, ou celles secondaires ou facultatives. Exemple : certains congés. Coter : 1° les jeux, comme dans les pièces de frottement doux. Exemple : articulations des régulateurs à boules; coussinets de tête de bielle des machines à très grande vitesse à simple effet; 2° les espaces morts, etc. Coter les dimensions des pièces devant s'emmancher à chaud ou à la presse; les segments de piston pour usinage; les ressorts avant et après tension, etc.; les longueurs nécessaires pour rivetages, etc.

Tolérances dans la fourniture des matières brutes : fers, tôles, tuyaux, etc., au point de vue des cotes non rigoureuses.

Spécification détaillée des pièces et références (chiffres ou lettres) au plan.

Explications manuscrites pour tracer à l'atelier les développements. Exemple : cames, orifices d'un tiroir Rider, etc. Les reproductions des angles; les calages multiples. Exemple : 1° Calages multiples d'opérateurs accomplis avec des moteurs comme certaines pompes où il y a des difficultés pour égaliser le travail moteur avec le travail résistant; 2° régulations des distributions, etc. Développement des surfaces. Volumes. Poids. Tracés exacts des intersections et indication des écueils qui pourraient se rencontrer dans le cas de l'usinage d'une partie avant l'autre.

IV. Mouvements. — Inertie. Lancé. Résultante des forces. Centre de gravité. Moment d'inertie. Chocs.

Vitesse et sens de marche. Exemple : Embrayages non réversibles; 2° courroies et câbles; 3° chaînes de transport; 4° disposition de pattes d'araignée pour l'entraînement du lubrifiant, etc.

Résistance de l'air;

Régulation des mouvements : volants, régulateur centrifuge;

Arrêt : freins;

Équilibrages;
Puissance produite ou consommée.

V. Graissage. — Facilité d'accès et de pose des graisseurs. Conduits à ménager, spécifier la capacité des appareils.

Usure, au point de vue : *a)* du fonctionnement propre; *b)* des frottements des organes animés de mouvements relatifs; *c)* des chocs; *d)* de l'entretien; *e)* du démontage, etc.

Spécification des pièces à cémenter ou tremper. Déformations dues à ces opérations et dispositions propres à les atténuer.

Rectifications après trempe. Recuit.

VI. Connexion des mouvements. — Étude des effets provenant de la dilatation par échauffement ou autre cause, se produisant après montage.

Solidarité des avancements et rotation des vis et écrous. Liberté de mouvement des pièces, qui ne peut quelquefois se vérifier que par le montage d'un modèle.

Effet des variations de dimensions des organes employés : 1° allongement des toiles de transporteurs; 2° des câbles de monte-charges; 3° des chaînes de transmission; 4° des courroies, etc., nécessitant des dispositions de tension, ou des appareils de compensation des efforts.

Embrayage. Efforts à l'embrayage et au débrayage, angles des surfaces en contact.

Cas de réversibilité des appareils, nécessaire ou imprévue. Exemple : un compresseur d'air devenant moteur par suite de surpression au réservoir pourrait entraîner des accidents.

VII. Assemblage des éléments. — Emplacement au point de vue de la fatigue des pièces. Exemple : dans une bielle à filets contraires, disposer l'assemblage qui constitue un point faible à l'une des extrémités et non au milieu. Symétrie et dissymétrie des pièces. Emmanchements à force : dimensions des parties mâles et femelles. Filetage : genre, nombre et pas des filets. Conicité des clavettes, goupilles, etc. Côté de l'entrée des clavettes.

Entre-croisements pour donner de la rigidité.

Liberté de la dilatation. Exemple : chaudière de locomotive sur son châssis. Effets du chauffage. Exemple : un coussinet rond refroidi brusquement pincera l'arbre, ce qui pourra amener sa rupture.

Joints : facilité de les faire, matière constitutive, épaisseur, moyens de réduire leur largeur. Leur influence sur les positions respectives des organes entre lesquels ils sont disposés : inconvéniens qui peuvent en résulter, étant donné que les pièces à l'atelier sont ajustées et montées à blanc, c'est-à-dire avec un joint d'épaisseur nulle. Garnitures à frottement réduit : tringles de papillon, obturateurs, etc.

Rivets et boulons. Emplacements des têtes et des clefs de serrage, facilité de la mise en place, du perçage des trous, du rivetage. Prisonniers : au cas où ils ne seraient pas parallèles, ou bien où ils auraient trop de saillie, possibilité de la mise en place des couvercles.

Jauges de dimensions : types de filetage, gabarits, etc., [pour le cas d'assemblage de pièces neuves avec celles existantes restées en place.

VIII. Matières. — Emploi de matières tout usinées ou de pièces fabriquées en séries. Pièces prévues, forgées et pouvant être remplacées par des pièces moulées : bronze ou acier coulé.

Adoption de formes embouties ou autres dispositions pour allègement.

Gras à laisser pour l'usinage des pièces : pour l'assemblage de celles devant rester brutes.

Baguettes d'ajustage. Chambrures des moyeux ou des portées. Évidements des surfaces extérieures des axes ou autres, pour diminuer le travail à froid.

Spécification : 1° de la qualité des métaux; 2° de la composition des alliages; 3° des dosages. Exemple : Béton des fondations; 4° des charges : sol ou pilotis, etc.

IX. Usinage. — Indications : 1° des parties finies d'ajustage; 2° seulement dressées; 3° ou simplement blanchies; 4° des surfaces qui doivent venir de fonderie plus spécialement saines, et indications des surépaisseurs de métal à couper s'il y a lieu; 5° des trous à faire venir et de ceux à forer.

Bonnes proportions des dimensions au point de vue, soit du retrait : 1° uniformité d'épaisseur; 2° angles vifs rentrants à éviter; 3° déformations qui en résultent, conduisant à des diminutions de dimensions non proportionnelles entre elles, etc., soit de la trempe, soit de l'usinage. Exemple : rapport entre les dimensions d'un trou devant être alésé ou fileté. Si le diamètre est trop petit par rapport à la longueur, on sera amené à l'emploi d'un outil trop long par rapport à son équarrissage, par suite, de résistance insuffisante, et le travail sera défectueux ou impossible.

Rechercher les moyens d'exécution au trousseau. Dessins des noyaux compliqués, planches à trousser, boîtes à noyaux, armatures, etc.

Appendices à prévoir pour : 1° la manutention; 2° installation sur les machines-outils; 3° l'entraînement sur le tour ou la raboteuse; 4° le centrage sur le tour des pièces excentrées; 5° le renforcement des pièces brutes pour éviter leur déformation pendant l'usinage. Par exemple, un anneau en fonte par fabrication de segments sera renforcé par des croisillons évitant son ovalisation sous la pression des mors du plateau de tour.

Évidements pour suspendre les noyaux ou pour les extraire; trous à ménager pour le passage des barres d'alésoir, etc. Dispositions pour le dégagement des outils : rabotage, mortaisage, etc.; filetage, près d'une partie normale à l'axe lorsque l'écrou doit venir serrer à fond.

Possibilité d'exécution avec les moyens dont on dispose : appareils de levage, machines-outils, etc. Formes permettant l'emploi de la fraise. Prévision d'alésages, dressages, taraudages à la main s'ils sont plus pratiques que le travail aux machines à cause de la manutention par exemple.

Prévision de : 1° gabarits de traçages; 2° calibres de tournage; 3° types de filetages, etc.

Clefs de serrage spéciales à fabriquer, s'il est nécessaire.

X. Montage. — Simplicité et facilité de montage et démontage au point de vue des nettoyages, des moyens de remédier à l'usure et des réparations. Possibilité de la connexion des pièces et de leur introduction à leur place, ou les unes dans les autres.

Dispositions sans utilité pour le fonctionnement de l'organe, mais nécessaires pour sa mise en place. Exemple : Un tourillon cylindrique à embases, terminé par un filetage, demandera un ergot ou autre disposition pour empêcher la rotation pendant le serrage de l'écrou, alors qu'en service ce sera la pression de ce dernier qui s'opposera à cette rotation, l'ergot pouvant n'offrir qu'une résistance insuffisante.

Évacuation de l'air emprisonné au montage ou dans le cours du fonctionnement. Possibilité de sa réintroduction, s'il en est besoin, comme dans les réservoirs des pompes. Redans et goupilles d'ajustage pour mise en place irréprochable après démontages.

Facilité d'accès de l'appareil dans son emplacement définitif. Crochets pour amarages, treuils, ponts roulants, etc., à prévoir.

Dispositifs pour faciliter ou obtenir la mise en route. Exemple : Robinets de vapeur directe montés sur les fonds de cylindre d'un compresseur d'air. Admission directe au second cylindre d'une compound. Tuyauterie permettant la décharge du piston d'une pompe à grand refoulement. Poulie folle pour la mise en train d'un moteur à gaz. Viseurs pour moteurs, etc., etc. Vis de décalage. Biseaux aménagés pour permettre la prise des coins de décollage des joints, etc.

Rupture en service. Conséquences au point de vue : 1° des autres organes; 2° des accidents; 3° des démontages; 4° des réparations qui doivent suivre, etc.

XI. Maçonneries. — Fondations. Solidité des murs ou anciennes constructions utilisées. Planchers. Accès des fondations, des installations aériennes. Chemins de service, etc. Escaliers. Éclairage. Combles.

XII. Divers. — Repérages à prévoir et à définir pour le cas où le montage ne doit pas être fait par le personnel du constructeur.

Utilisation de modèles existants; de pièces en magasin.

Marques de fabrique ou inscriptions de dimensions, de la puissance, etc.

Étude de l'emballage et de l'agencement des pièces au point de vue du minimum d'encombrement: du cube des caisses, par rapport à leur poids (pour l'obtention de tarifs de transports avantageux) et de leur solidité, suivant les manutentions qu'elles sont destinées à supporter.

Repères de classement des dessins. Reproductions par calques et héliographies.

Prix de revient des pièces et temps nécessaire à la fabrication. Préparation des approvisionnements. Commandes à l'extérieur. Distribution du travail.

Inscription sur les dessins, après l'exécution, des observations faites dans le cours de la fabrication ou des essais.

Dans le cas particulier de construction de machines à vapeur, il y aurait lieu, au point de vue de la distribution avec tiroir de détente, de s'assurer que ce dernier fournit dans tous les cas des passages de vapeur suffisamment grands, que l'avance à l'admission est supérieure à celle du tiroir de distribution, que la fermeture des orifices est aussi rapide que le permet le système adopté, que la réouverture n'a lieu qu'après que le tiroir de distribution intercepte l'arrivée de vapeur. Pour les machines à changement de marche, examiner le cas où la manivelle marche en sens inverse. Dans les machines à deux cylindres, rapporter les diagrammes de chacun à une seule manivelle, pour s'assurer que la vapeur n'est admise nulle part pour certains crans de la coulisse, ce qui nuirait au démarrage, etc.

Si l'organe de détente est relié au régulateur, examiner les phases de la distribution suivant l'effet de ce dernier, en tenant compte des obliquités réelles de ses tringles et leviers.

LES CHAUDIÈRES A TUBES D'EAU

Communication de M. C. WALCKENAER.

MESSIEURS,

Le visiteur de l'Exposition universelle, que l'étude des applications industrielles de la chaleur conduit dans les deux cours, longues de 117 mètres et larges de 40, où sont les chaudières fournissant la vapeur aux groupes électrogènes, pourrait être tenté de croire que la chaudière à tubes d'eau a presque complètement détrôné, en France du moins, les autres systèmes de générateurs. Sous le hangar de la cour La Bourdonnais, 50 chaudières, capables de produire 120 000 kilogrammes de vapeur par heure, ont été installées par dix exposants français : 46 sont à tubes d'eau. Deux seulement de ces exposants ont établi, l'un un groupe de 3 chaudières semi-tubulaires, l'autre une chaudière; semi-tubulaire aussi, qui n'est que la moindre partie de son installation, car il présente en même temps 5 chaudières à tubes d'eau. Sous le hangar de la cour Suffren, 42 chaudières, susceptibles de fournir 114 000 kilogrammes de vapeur par heure, sont présentées par 14 constructeurs, dont 11 étrangers : parmi ceux-ci, il en est 4 qui ont installé des chaudières cylindriques horizontales à foyers tubulaires intérieurs; ces chaudières sont au nombre de 14; mais c'est à des types à tubes d'eau qu'appartiennent les autres appareils.

Au total, 66 chaudières sont présentées au titre français : 62 sont à tubes d'eau; c'est une proportion de 94 p. 100. Parmi les générateurs installés au titre étranger, les appareils à tubes d'eau n'ont pas cette prédominance : on en compte cependant 12 sur 26, soit près de la moitié du total.

Il ne faudrait pas juger d'après ces chiffres de l'état actuel de nos habitudes industrielles. Le programme imposé aux exposants, fournisseurs de vapeur des installations du Champ-de-Mars, exigeait que la vapeur fût débitée à la pression effective de 11 kg. par cm². Bien qu'une telle pression n'ait plus rien aujourd'hui d'exceptionnel, c'est cependant encore pour la chaudronnerie une pression élevée, avec laquelle les constructeurs des générateurs à petits éléments sont plus familiarisés que la généralité des autres. Le caractère temporaire des installations n'était d'ailleurs pas de nature à encourager les constructeurs des systèmes de générateurs exigeant les maçonneries les plus étendues et comportant les plus grandes difficultés de transport. Enfin le milieu rendait particulièrement opportun le genre spécial de sécurité que les générateurs à petits éléments, comme nous le dirons tout à l'heure, sont aptes à procurer.

Si l'on veut se rendre compte du degré de développement que l'emploi de cette classe d'appareils a pris jusqu'à ce jour dans l'industrie française, c'est la statistique

des appareils à vapeur, publiée annuellement par le Ministère des Travaux publics, qu'il faut interroger. Voici ce qu'elle répond. Abstraction faite des appareils employés dans l'enceinte des chemins de fer ou sur les rails des tramways, ainsi que de ceux placés à bord des bateaux, il y avait en service en France :

En 1892.	72 732	chaudières, dont 1 775 à tubes d'eau, soit 2,4 p. 100.
— 1893.	74 987	— 1 949 — 2,6 —
— 1894.	76 764	— 2 118 — 2,7 —
— 1895.	79 480	— 2 412 — 3,0 —
— 1896.	81 766	— 2 822 — 3,4 —
— 1897.	83 821	— 3 041 — 3,6 —
— 1898.	85 839	— 3 217 — 3,8 —
— 1899.	87 372	— 3 397 — 3,9 —

D'autre part, les chaudières employées dans l'enceinte des chemins de fer et sur les tramways, chaudières qui étaient au nombre de 12 920 en 1892 et de 14 557 en 1899, sont presque toutes à tubes de fumée : les quelques générateurs à tubes d'eau affectés, soit à des services accessoires de chemins de fer, soit à la propulsion de certains automobiles sur rails, ne représentent parmi elles qu'une proportion insignifiante. Quant aux appareils en service à bord des bateaux, les chiffres exacts me manquent : la statistique du Ministère des Travaux publics ne publie rien touchant la Marine militaire et, pour les bateaux de commerce, elle donne seulement le total des appareils en activité, sans distinguer entre les types ; mais comme ce total s'élève seulement à 3 464 pour 1892 et à 4 236 pour 1899, cette incertitude est secondaire dans la question générale qui nous occupe.

En résumé, la chaudière à tubes d'eau est jusqu'à présent restée l'exception. Toutefois, la proportion de son effectif, minime encore, s'élève d'année en année. Tel est le double fait qui se dégage de la statistique.

Les causes de ce double fait sont complexes. L'une d'elles est que les générateurs à petits éléments se sont trouvés appropriés d'une manière particulièrement opportune à certaines applications, telles que la production de l'énergie électrique au moyen d'usines placées au cœur même des villes, qui ont eu, précisément, ce double caractère de présenter, durant ces années dernières, un rapide développement et de ne constituer cependant, en fin de compte, qu'une fraction restreinte de l'activité mécanique générale.

I

Les qualités essentielles d'un générateur de vapeur sont la sécurité, la commodité et l'économie. La question de sécurité domine les autres : intéressant directement la vie humaine, elle n'est adéquate à aucun intérêt d'économie ou de commodité.

C'est donc, si vous le voulez bien, la question de sécurité qui nous occupera tout d'abord et principalement.

Il faut commencer par une constatation malheureuse : c'est que jusqu'à présent, en moyenne, les générateurs à tubes d'eau n'ont pas brillé sous le rapport de la sécurité. Toutefois cette situation, si l'on en détaille les causes, apparaît comme susceptible de remède, et la classe des chaudières dont il s'agit présente, précisément sous ce rapport, des avantages qui seraient précieux si l'on retranchait les inconvénients. Voilà un état de choses complexe, qui mérite au premier chef d'être étudié.

Commençons par nous mettre en présence des chiffres, et demandons-les, comme ci-dessus, à la statistique officielle.

Je ne m'appesantirai pas sur le nombre même des accidents. Les accidents purement

matériels sont une gêne pour l'industrie, mais ce n'est pas là une question du même ordre que celle de la sécurité des personnes. D'ailleurs, lorsqu'une avarie d'appareil à vapeur ne cause ni mort ni blessure, il est difficile de définir avec précision ce qui mérite ou non la qualification d'accident, et les statistiques diffèrent selon les goûts du statisticien. Enfin les fonctionnaires du Ministère des Travaux publics ne reçoivent certainement pas avis de tous les accidents purement matériels. Pour ces divers motifs, ce n'est pas par accidents que nous compterons : c'est par victimes. Mais le comptage des blessés prête lui-même à certaines incertitudes : doit-on y comprendre tous ceux qui sont atteints, même de la façon la plus légère, ou seulement ceux qui subissent tel ou tel nombre de jours d'incapacité de travail ? Dans ces conditions, pour ne tabler que sur des données incontestables, je ne m'occuperai que du nombre des morts. Encore un mot d'explication s'impose-t-il, car si brutalement nette que puisse sembler l'expression, la statistique officielle française n'a pas, à cet égard, tout à fait la même signification que celle, par exemple, de l'empire d'Allemagne. En Allemagne, on n'inscrit dans la colonne des *tués* que ceux qui meurent sur le coup ou dans les quarante-huit heures ; c'est au nombre des *blessés* que sont comptées toutes les victimes qui survivent pendant plus de quarante-huit heures à l'accident, même si leurs lésions sont mortelles. En France, au contraire, tous ceux que l'on sait être morts des suites de l'accident sont portés au nombre des morts. Il serait superflu de discuter ici la valeur respective des deux systèmes, puisque nous n'allons comparer la statistique française qu'à elle-même.

Il est d'ailleurs bon de remarquer que, réduite ainsi au nombre des victimes mortellement atteintes, cette statistique a une valeur indiscutable. Il est certain qu'en France, aucun accident d'appareil à vapeur, ayant assez de gravité pour entraîner la mort d'une ou plusieurs personnes, ne reste inconnu de l'Administration.

Cela posé, voici les chiffres : en dehors des appareils employés par les services de l'État, les accidents qui ont, pendant les dix années 1890-99, affecté les chaudières à tubes d'eau, dites à petits éléments, ont causé 39 morts ; en admettant que le nombre moyen de ces appareils, pendant la période considérée, fût de 3 000 à 3 500 en tout (chemin de fer et bateaux de commerce compris), c'est un taux moyen de 12 morts par 10 000 chaudières et par an.

Or, il faut le dire, ce taux est beaucoup plus considérable que le taux général applicable aux chaudières de toute espèce. Le nombre total des chaudières à vapeur employées en France était 86 505 en 1890, 106 165 en 1898, 95 000 environ en moyenne pendant la période décennale 1890-99. Le nombre total des morts résultant des accidents qui ont affecté ces chaudières de toute nature a été 191, ce qui fait en moyenne 2 morts par 10 000 chaudières et par an. Les générateurs appartenant à la classe dite à *petits éléments* ont donc été jusqu'à présent six fois plus meurtriers que la moyenne de tous les systèmes.

Pour voir clair à la situation, regardons quelles ont été les principales causes de ces accidents mortels et de quels remèdes elles sont susceptibles.

II

Sur les 39 morts, 25, soit les deux tiers, ont été causées par des désassemblages.

Il est naturel que les chaudières à tubes d'eau, composées d'éléments multiples assemblés les uns aux autres, comportant des joints d'autant plus nombreux que la forme compliquée des appareils oblige à multiplier les ouvertures pour le nettoyage, soient plus sujettes à ce genre d'accidents que les chaudières à grands corps ; mais il

incombe à la sagacité des constructeurs de conjurer les conséquences de cet inconvénient de principe; sans quoi l'on se trouve évidemment dans une situation provisoire et malheureuse d'où il y a urgence à sortir.

Il y a eu, d'ailleurs, sous ce rapport, de très grandes différences entre les diverses formes de chaudières et les différents systèmes de construction. Je ne veux pas entrer à cet égard dans la voie des comparaisons; je me bornerai à énoncer quelques principes généraux.

Les assemblages que comportent les chaudières à tubes d'eau sont de deux sortes : les uns servent à établir des communications, tels sont ceux qui relient les tubes vaporisateurs aux boîtes de raccord ou aux collecteurs verticaux, et ceux-ci aux réservoirs généraux de l'appareil; les autres servent à fermer des ouvertures, tels sont les joints des tampons de nettoyage.

Les assemblages de la première sorte intéressent d'une manière essentielle la stabilité générale de la construction. Cette stabilité générale est naturellement la première des questions dont ait à se préoccuper le constructeur. Le plus souvent, le faisceau vaporisateur est formé d'un nombre plus ou moins grand d'éléments verticaux juxtaposés, associés en quantité : il faut d'abord que la stabilité de la construction soit assurée pour chacun de ces éléments considéré individuellement, puis que la réunion des unités ainsi constituées et des réservoirs généraux de l'appareil donne à son tour un tout stable. Il est essentiel d'ailleurs que, tant pour chaque élément que pour l'ensemble, la stabilité se concilie avec une parfaite liberté de dilatation.

Ces divers assemblages constitutifs de l'appareil peuvent être ou des assemblages à demeure, ou des assemblages amovibles.

Comme assemblages à demeure, les systèmes les plus fréquemment employés sont le sertissage au dudgeon et l'emmanchement vissé.

Pour qu'un sertissage au dudgeon réalise un assemblage solide, une condition essentielle doit être remplie. Il faut que l'action des galets produise un épaulement s'opposant par une butée franche, et non pas seulement par frottement, au désassemblage de la pièce. Ainsi, considérons l'assemblage d'un tube vaporisateur de chaudière Babcock et Wilcox dans l'un des collecteurs ondulés. On engage l'extrémité du tube dans l'ouverture alésée du collecteur, vers l'intérieur de celui-ci. Il faut tout d'abord que le tube dépasse d'une quantité notable la face interne de la paroi du collecteur : sans ce dépassement, la formation de l'épaulement serait impossible. Puis, on met en place le dudgeon : cette mise en place doit être soigneusement réglée de telle sorte que les galets agissent non seulement sur la partie du tube qui est au contact de l'ouverture alésée, mais sur la partie qui dépasse vers l'intérieur du collecteur; cela étant, lorsque le mandrin pressera ces galets et les entraînera dans son mouvement de rotation, non seulement ils serreront contre l'ouverture alésée la partie du tube en contact avec elle, mais ils donneront à la partie dépassante une expansion d'où résultera sur la face externe du tube, à la limite des deux zones, un ressaut circulaire constituant l'épaulement dont j'ai parlé.

C'est cet épaulement, je le répète, qui constitue l'élément essentiel de la sécurité de l'assemblage. Exécuté d'une manière parfaite, ce mode de fixation offre une résistance considérable, un arrachement ne pouvant se produire que s'il s'accompagne d'un cisaillement du métal de l'épaulement. Au contraire, si l'exécution du travail laissait à désirer et que le tube ne fût assujéti que par l'effet du frottement, la tenue de l'emmanchement serait précaire.

Dans le cas que je viens de prendre pour exemple, la conicité du mandrin aide à l'effet visé : cette conicité est en effet orientée dans le sens qui tend à produire du côté de l'extrémité du tube l'expansion la plus accentuée. Pour certains assemblages entrant

dans la constitution des chaudières Babcock et Wilcox, par exemple pour la fixation des tubes de raccordement sur le collecteur de boues ou sur les collecteurs ondulés, il n'est pas possible de présenter ainsi le dudgeon dans le bon sens : on est obligé de l'introduire dans le tube par l'extrémité opposée à celle qui doit être sertie, et dès lors il se présente, comme on dit, dans le mauvais sens. Dans ce cas, la C^{ie} Babcock et Wilcox fait maintenant usage de galets coniques, dont la conicité est orientée à l'inverse de celle du mandrin de manière à corriger l'effet fâcheux de cette dernière. En outre, un redoublement de soins doit être apporté à la mise en place du tube d'abord, du dudgeon ensuite, pour que l'un et l'autre dépassent comme il convient l'ouverture du collecteur à l'intérieur de celui-ci.

On ajoute parfois certaines précautions complémentaires. L'Association des proprié-

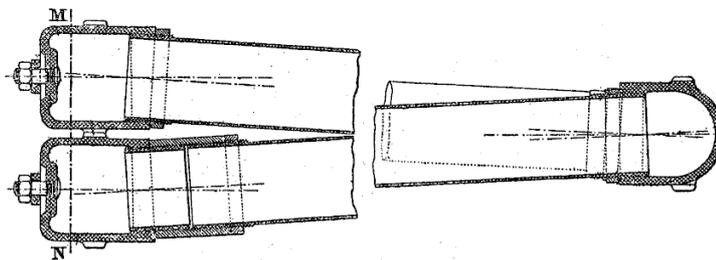


Fig. 1. — Coupe verticale suivant ABCD de la figure 3.

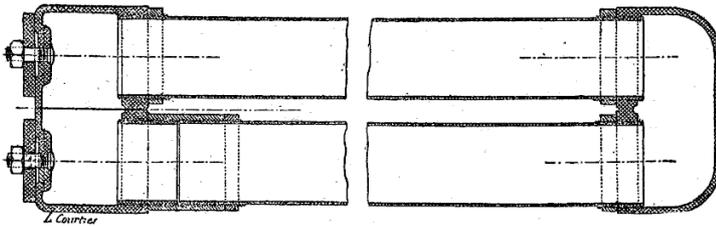


Fig. 2. — Coupe suivant FGKL de la figure 3.

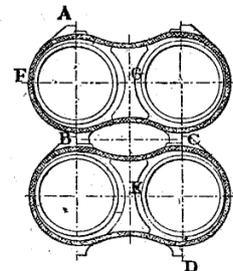


Fig. 3. — Coupe verticale suivant MN de la figure 1.

taires d'appareils à vapeur du Nord de la France exige, pour les appareils construits sous sa surveillance, qu'après un premier sertissage, une deuxième application du dudgeon, dans laquelle on augmente le dépassement des galets, évide l'extrémité du tube. Dans la construction des générateurs Mathot, non seulement les tubes vaporisateurs sont tous dudgeonnés dans les plaques collectrices de manière que leurs extrémités soient débordantes et évasées, mais encore le faisceau comprend un certain nombre de tubes à épaisseur renforcée, disposés spécialement à l'effet de servir de tubes-tirants, et dont on rabat les extrémités, à l'intérieur des caisses, à 45° en forme de pavillon.

Un autre mode d'assemblage à demeure est l'emmanchement vissé, tel qu'on le rencontre par exemple dans la construction des générateurs Belleville. Les fig. 1 à 3 représentent l'une des fourches dont l'association en série constitue chacun des serpents vaporisateurs des appareils de ce système. Les deux tubes de la fourche sont directement vissés à l'arrière dans la boîte qui leur est commune; à l'avant, le tube de gauche est directement vissé dans la boîte qui lui correspond; quant à l'assemblage du tube de droite avec la boîte d'avant correspondante, elle est obtenue par l'intermédiaire d'un manchon de raccordement, et c'est un mamelon fileté, sur lequel vient s'adapter le manchon, qui est directement vissé dans la boîte de raccord. Les boîtes sont filetées au pas de

2^{mm},5; le filetage des tubes et du mamelon est au pas de 2^{mm},54. Cette légère différence, possible pour un assemblage qui ne vise pas à l'amovibilité, est destinée à assurer un portage étanche. En outre, pour donner à l'étanchéité un surcroît de garantie, on complète l'assemblage entre tube et boîte au moyen d'une bague taraudée qui se visse sur la partie filetée du tube et vient faire serrage contre la boîte. Le manchon de raccordement qui relie le tube de droite à la boîte d'avant fait également serrage contre celle-ci, et une bague taraudée, vissée sur le tube, fait serrage à son tour contre le manchon de raccordement.

L'épaisseur des tubes permet de donner au taraudage une profondeur de filets qui assure à ces assemblages une grande stabilité. Les dispositions que je viens d'indiquer et le soin de la construction ont, d'autre part, pour résultat de les rendre complètement

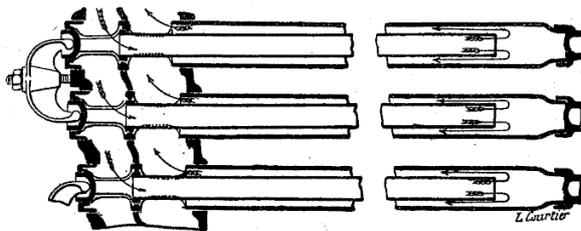


Fig. 4. — Niclausse.

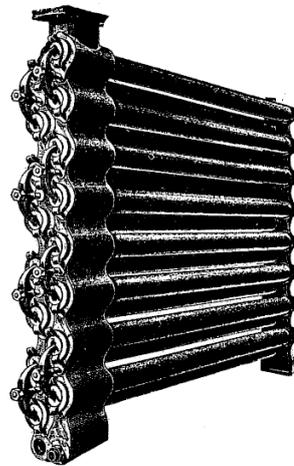


Fig. 5.

étanches, de sorte que cette stabilité demeure entière. En fait, je n'ai pas connaissance qu'un assemblage de l'espèce ait lâché prise en service.

On serait loin d'obtenir la même sécurité par l'emploi d'emmanchements vissés portant sur des tubes minces et comportant des filetages à faible creux.

J'arrive aux assemblages amovibles. Il est commode de pouvoir aisément changer, par exemple, un tube vaporisateur avarié : mais il ne faut pas que cet intérêt aboutisse à sacrifier la stabilité générale du système. Par conséquent, si les tubes sont amovibles, il convient qu'on puisse les retirer et les remettre sans que cette opération réagisse sur le reste de l'édifice.

Il est d'ailleurs nécessaire que le mode de fixation de la pièce amovible joigne, à la facilité d'enlèvement et de pose, une solidité et une étanchéité complète. Les portages coniques, métal sur métal, assurent convenablement l'étanchéité quand ils sont bien construits. La facilité de pose et de dépose est obtenue d'une manière satisfaisante avec des dispositions appropriées, par exemple avec les assemblages coniques différentiels, tels que ceux des générateurs Niclausse dont les fig. 4 et 5 rappellent l'agencement ; mais, par la solidité de l'assemblage, si peu différents l'un de l'autre que soient les diamètres des deux emmanchements, il n'est pas permis de se fier aux seuls effets de l'adhérence ; il est nécessaire d'y ajouter une pièce de maintien s'opposant au désassemblage : c'est, dans les appareils Niclausse, le rôle des ancrs de façade, visibles sur

les fig. 4 et 5; ces ancres doivent toujours être en parfait état et soigneusement mises en place.

Il importe d'ailleurs que la solidarité entre les deux portées coniques de la pièce amovible ne puisse jamais être détruite : il est recommandable, à cet égard, que ces

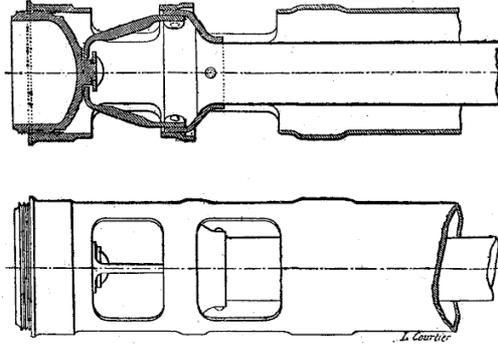


Fig. 6 et 7. — Lanterne de tube Niclausse.

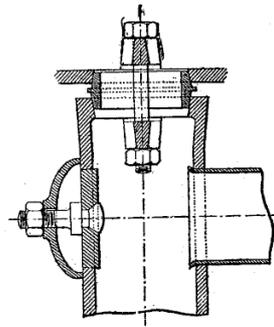


Fig. 8. — Roser.

deux portées fassent partie d'une seule et même pièce, comme dans la tête du tube sans soudure à lanterne découpée, représentée par les fig. 6 et 7.

Lorsque le faisceau vaporisateur se compose d'un certain nombre d'éléments verti-

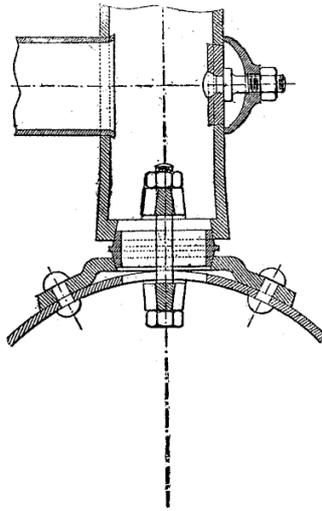


Fig. 9. — Roser.

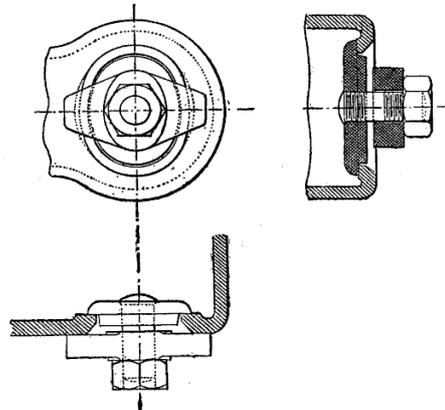


Fig. 10 à 12. — Fermeture d'un tampon de trou de poing sur un générateur Belleville.

caux juxtaposés, la jonction de chacun des éléments avec les réservoirs généraux de l'appareil est obtenue tantôt par des assemblages à demeure, tantôt par des joints démontables. Dans ce second cas, ce sont souvent des assemblages par brides et boulons, parfois des assemblages avec interposition de bagues biconiques, comme ceux représentés par les fig. 8 et 9, qui se rapportent aux jonctions des collecteurs verticaux d'une chaudière Roser, respectivement avec le réservoir supérieur d'eau et de vapeur, et avec le collecteur d'eau inférieur.

Ce qu'il importe surtout de signaler au sujet de ces jonctions d'ensemble, c'est qu'il faut se méfier de l'affaiblissement des réservoirs généraux, notamment du réservoir supérieur, par la découpe nécessaire au débouché des éléments.

Tout ce qui précède se rapporte aux assemblages de communication entre les différentes parties de l'appareil. Quant aux assemblages de fermeture, tels que les joints de tampons de nettoyage, un mot suffit pour définir la condition essentielle de leur sécurité : ils doivent être autoclaves. C'est un point sur lequel ont depuis longtemps insisté, avec raison, les directeurs des associations de propriétaires d'appareils à vapeur. Les tampons obturateurs appliqués extérieurement et maintenus par des boulons, des tirants, des ancrs, ont donné lieu à des mécomptes variés : tantôt ce sont des cassures

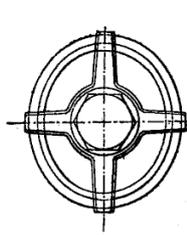


Fig. 13 et 14. — Fermeture d'un tampon de trou de poing sur un générateur Babcock et Wilcox.

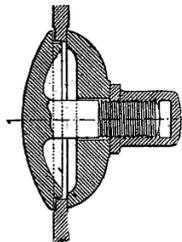


Fig. 15 et 16. — Fermeture d'un tampon de trou de poing sur un générateur Babcock et Wilcox (Variante).

qui se produisent dans les tiges des boulons, tantôt des arrachements de métal, tantôt des disjonctions de pièces qui, sans rupture, se déplacent de la tête ou se dégagent du pied. Tous ces désordres sont favorisés par une pratique qu'il est plus facile de déclarer dangereuse que d'empêcher, c'est le serrage répété, parfois excessif, de ces joints non autoclaves en vue de les étancher.

Des maisons de construction qui, comme la maison Belleville, la compagnie Babcock et Wilcox, avaient commencé par coiffer les trous de poing de leurs générateurs au moyen de tampons extérieurs, ne leur donnent plus maintenant que des obturateurs autoclaves (fig. 10 à 16). L'emploi exclusif de joints autoclaves bien faits doit être considéré comme une règle imposée par l'expérience.

III

Après la disjonction des pièces assemblées vient, dans l'ordre d'importance des causes d'accident, l'ouverture des tubes vaporisateurs. Parfois il s'agit d'un tube soudé et l'accident consiste dans un décollement de la soudure. Si celle-ci est défectueuse, il peut suffire de peu de chose pour lui faire lâcher prise. L'exécution d'une bonne soudure exige, tout d'abord, que la qualité du métal s'y prête, c'est-à-dire que l'acier soit parfaitement doux; puis que les deux rives à réunir présentent de larges biseaux suivant lesquels elle se recouvrent; il faut enfin que le martelage, opéré à bonne température, applique franchement les deux parties de la tôle l'une sur l'autre et ne procède nulle part par refoulement et encollage latéral.

Parmi les essais de recette, auxquels la Marine militaire procède, se trouve l'épreuve qui consiste à vérifier la tenue de la soudure en chassant à froid, dans le tube en expérience, un boulet d'acier trempé qui en augmente le diamètre de 1/40;

le passage du boulet ne doit faire apparaître aucune trace de crique ni de dédoublement; on étire ensuite le tube à chaud pour le ramener au diamètre initial.

Tous les tubes doivent d'ailleurs être individuellement soumis à un essai hydraulique, sous une pression de 30 à 50 kilogrammes par centimètre carré, avec martelages sous pression; ils ne doivent présenter à cette épreuve aucune trace de suintement ni de déformation.

La cause la plus fréquente d'ouverture des tubes, soit qu'elle agisse seule pour produire une déchirure en plein métal, soit qu'elle intervienne comme cause déterminante pour faire lâcher prise à une soudure défectueuse, c'est la surchauffe : surchauffe résultant soit d'un manque d'eau général ou local, soit de l'action isolante des dépôts.

Les générateurs à petits éléments contiennent peu d'eau : il est donc naturel qu'ils soient exposés à en manquer. Dans les types qui en contiennent le moins, comme la chaudière Belleville, d'ingénieux mécanismes d'alimentation automatique sont chargés de parer à cette cause d'instabilité. Il est nécessaire, d'une part, que ces mécanismes soient entretenus avec soin; d'autre part, qu'une surveillance attentive soit exercée pour prévenir les conséquences éventuelles soit d'un dérangement du système, soit d'une apparence trompeuse des appareils indicateurs du niveau de l'eau, soit encore d'une fausse manœuvre. Ferme-t-on le robinet gradué d'alimentation pendant que l'on dégrasse la grille du foyer, il ne faut pas oublier de le rouvrir ensuite. La remarque semble naïve; elle n'est pas dépourvue d'opportunité pratique. Il est telle usine où l'on a dû prendre le parti de cadenasser les robinets gradués dans la position d'ouverture.

Le manque d'eau général n'est pas la seule cause de surchauffe à laquelle les chaudières à petits éléments soient sujettes. Ces chaudières se composent d'une série de pièces étroites, communiquant ensemble par des passages qui sont souvent plus étroits encore : il peut arriver qu'une circonstance empêche, soit l'eau d'arriver dans telle ou telle partie de l'appareil, soit la vapeur d'en sortir librement. La vapeur ayant, aux pressions et aux températures qui sont pratiquement réalisées dans les chaudières, un volume considérablement plus grand que l'eau d'où elle provient (178 fois plus grand, pour de la vapeur à la pression effective de 10 kg. par cm²), la question du dégagement facile de la vapeur formée est particulièrement importante à considérer. L'étranglement d'une communication par le tartre, la présence d'un paquet de filasse ou d'un autre corps étranger, peuvent, en contrariant ce dégagement, amener la formation d'une chambre de vapeur dans une partie du faisceau tubulaire, et une surchauffe en résulter. Il y a quelques années, tel usinier, mal instruit des conditions d'emploi d'un générateur à tubes d'eau, avait cru bien faire en y introduisant, comme il avait eu coutume de le faire dans une chaudière non tubulaire, des copeaux de bois de campêche à titre de désincrustant : obstruction, surchauffe, rupture de tube et mort d'homme. Le constructeur doit se préoccuper avec soin, lorsqu'il établit le plan d'un générateur de cette classe, de prévoir en quels endroits de l'appareil se localiseront les dépôts, afin de prévenir tout entartrement et tout embouage des communications nécessaires. C'est pourquoi l'on recourt souvent à l'alimentation dans la vapeur; c'est pourquoi aussi telle chaudière à tubes d'eau ne se prête bien qu'au fonctionnement à haute pression, dans lequel les sels sont tout de suite précipités. Lorsqu'on procède au nettoyage d'un générateur, il faut avoir soin qu'il ne reste pas dans l'appareil des lamelles de tartre voyageuses, détachées des parois par le nettoyage même, et qui en venant se localiser sur certains points pourraient provoquer des surchauffes. Enfin, même en l'absence de toute obstruction et de tout entartrement, les faits conduisent à penser que certaines chaudières de cette classe ne peuvent supporter impunément que des chauffes modérées, parce que les conditions d'évacuation de la vapeur vers le réservoir

voir supérieur ne permettent pas de dépasser une certaine activité de vaporisation sans que les tubes, en particulier ceux du bas, s'encombrent de vapeur.

Les mesures d'entretien, de nettoyage, et d'une manière générale les conditions de fonctionnement des générateurs à petits éléments doivent être réglées en tenant compte de ces divers faits.

IV

Il est un autre ordre de précautions pouvant rendre à la sécurité de sérieux services et qu'il y a lieu de considérer comme indispensables dans l'emploi des appareils de cette classe. Je veux parler des précautions tendant, non plus à prévenir les avaries, mais à les rendre, si malgré tout elles se produisent, inoffensives pour les personnes. D'une manière générale, les accidents de chaudières à vapeur se partagent en deux catégories : les explosions à effets dynamiques plus ou moins lointains, et les avaries qui ne font sentir leurs effets qu'à petite distance et principalement sous la forme d'un échappement de vapeur mêlée d'eau, avec ou sans accompagnement d'un refoulement des gaz de la combustion ou, comme disent les marins, d'un retour de flamme. Les refoulements de fluides brûlants constituent la classe d'accidents la plus nombreuse de beaucoup et, par sa répétition, la plus meurtrière. On exprime, sous une autre forme, à peu près le même fait, en remarquant que, parmi les victimes des accidents d'appareils à vapeur, la majorité se compose d'ouvriers brûlés, et non pas de personnes frappées par des débris projetés ou des matériaux solides. Et, si cela est vrai pour les appareils à vapeur en général, c'est tout particulièrement remarquable lorsqu'il s'agit des chaudières à petits éléments.

Dès lors, un échappement de vapeur, une projection d'eau, une bouffée de gaz, ce sont là des phénomènes dont les effets ne semblent pas impossibles à maîtriser, ou à canaliser pour ainsi dire, de manière à protéger les ouvriers contre ces épanchements de fluides brûlants et irrespirables.

Considérons, par exemple, le cas d'une rupture de tube vaporisateur. Quand cette rupture se produit par l'effet d'une surchauffe en plein métal, la forme de l'ouverture est presque toujours la même : c'est une boutonnière ouverte, d'une figure assez régulière pour qu'on puisse dire, *grosso modo*, que son aire est proportionnelle au carré du diamètre du tube. En tout cas, quelles que soient la nature et la forme de la déchirure d'un tube vaporisateur, le maximum de la section de passage ouverte à la vidange générale de la chaudière est, de chaque côté de la plaie, la section droite du tube, c'est-à-dire une aire proportionnelle au carré du diamètre de celui-ci.

De là cette première remarque, qu'on augmente singulièrement la sécurité à l'égard des accidents de ce genre en n'employant que des tubes de diamètre restreint. Lorsqu'on arrive aux tubes très étroits comme ceux des chaudières du genre Du Temple, dont je parlerai tout à l'heure, l'éventualité de la rupture d'un tube vaporisateur reste une gêne, mais cesse d'être un danger.

Dans les chaudières à petits éléments des types industriels ordinaires, le diamètre des tubes varie le plus souvent de 80 à 100 millimètres. Parfois il dépasse cette dernière valeur, ce qui, sous le rapport qui nous occupe, n'est pas à recommander. Quoi qu'il en soit, un diamètre de cet ordre de grandeur, voisin de 10 centimètres, suffit amplement pour que l'ouverture d'un tube puisse être fort dangereuse, si le flux de vapeur et d'eau mis en liberté dans le fourneau prend issue vers les chauffeurs : les accidents de ce genre ont fait plusieurs fois deux morts d'un seul coup. Le danger est d'autant plus grand que le fourneau présente, sur la façade, des ouvertures qui livrent avec plus de facilité passage au flux brûlant : portes de foyer qui s'ouvrent vers la

chaufferie, et que souvent aucun verrou ne maintient; portes de boîte à tubes non loquetées ou mal assujetties; ouvertures de cendrier béantes. C'est donc tout naturellement vers les chauffeurs que se fait l'épanchement de la vapeur, poussant devant elle les gaz du foyer.

Il faut au contraire barrer le chemin, dans cette direction, à la bouffée de gaz et de vapeur. Les portes de boîtes à tubes doivent donc être solidement assujetties sur la façade et tenues fermées par un dispositif dont la position soit facile à vérifier, tel qu'une barre transversale extérieure solidement reliée à l'ossature métallique du fourneau; c'est surtout important pour les types de générateurs dont les boîtes de raccord ou les collecteurs verticaux laissent entre eux des intervalles notables. Si un incident survient, si un symptôme d'avarie se manifeste, il ne faut pas, comme cela est arrivé plusieurs fois, commettre l'imprudence de venir ouvrir la porte de boîte à tubes; cette porte doit rester continuellement close et barricadée pendant le travail. Pour ce qui est de la porte du foyer, à moins de recourir à des modes de chargement spéciaux dont aucun n'a pu entrer jusqu'à présent dans la pratique courante de nos usines, il est nécessaire de l'ouvrir de temps en temps; mais rien n'empêche de lui donner une disposition autoclave, c'est-à-dire de la faire ouvrir vers l'intérieur du foyer en se relevant autour d'un axe horizontal: il en résulte tout d'abord que tant qu'elle est fermée, un flux de vapeur mis en liberté à l'intérieur du fourneau ne peut que l'appliquer plus fortement contre son cadre et demeure impuissant à l'ouvrir. Ce n'est pas tout: cette porte de foyer autoclave peut être, en outre, automatique, c'est-à-dire disposée de manière à être toujours libre de se refermer, et à se refermer effectivement sous l'impulsion d'un retour de flamme. Cette dernière partie du programme est la plus délicate à réaliser; pour que la fermeture automatique se produise réellement au moment voulu, il faut que la porte autoclave, dans sa position d'ouverture, ne soit que modérément relevée, qu'elle fasse suffisamment saillie à l'intérieur du foyer pour donner prise au vent du retour de flamme, enfin que ce dernier se fasse sentir assez directement sur elle pour la pousser efficacement. On peut du moins faire effort pour réaliser le mieux possible ce programme. A l'Exposition universelle, toutes les portes de foyer des chaudières à tubes d'eau présentées par des constructeurs français sont disposées d'après ces principes: la fig. 17 montre, par exemple, le type des portes de foyer autoclaves et automatiques, aujourd'hui adoptées par MM. Delaunay-Belleville et C^o; les fig. 18 et 19 laissent voir une disposition du même genre adoptée par M. Roser.

Enfin, quant aux ouvertures de cendrier, si l'on considère comme nécessaire pour le travail du feu de les conserver sur le devant des fourneaux, on peut du moins les munir, elles aussi, de fermetures automatiques, tendant à se refermer sous l'action d'un refoulement de gaz venant de la grille et disposées de façon à être toujours libres de le faire. C'est dans cet esprit qu'ont été combinées les portes de cendrier visibles sur les mêmes fig. 17 et 18-19: ces portes pivotent autour d'un axe horizontal situé plus haut que leur centre de figure, et la crémaillère qui les maintient dans la position ouverte a ses dents profilées de manière à les laisser toujours libres de se refermer sous le moindre effort.

Les mesures qui précèdent, et qui ont pour objet de barrer au flux brûlant toute issue dans la direction du chauffeur, ne constituent qu'une partie du programme à remplir. Il faut encore que ce flux brûlant trouve en toutes circonstances une issue très facile dans une autre direction, dans une direction inoffensive. Des mesures spéciales, appropriées aux dispositions du fourneau et de la chaufferie, doivent être, s'il y a lieu, prises à cet effet. Une solution qui peut souvent être employée consiste à munir le fourneau, à sa partie supérieure, d'une *trappe d'expansion*, c'est-à-dire d'un panneau mobile que la moindre pression, un souffle venant de l'intérieur du fourneau, puisse soulever. Il faut, bien entendu, que la trappe d'expansion soit placée de

manière que la bouffée de vapeur ou de gaz qui se fera éventuellement jour par ce chemin ne risque de brûler personne; il faut également que la trappe, bien que parfaitement libre de se soulever largement, ne puisse être projetée à distance : ce sont là des questions de détail faciles à résoudre une fois le principe bien compris.

L'ensemble des dispositifs dont je viens de parler n'est pas resté chimérique. Un certain nombre de chaudières à tubes d'eau en sont maintenant pourvues, et dans plusieurs

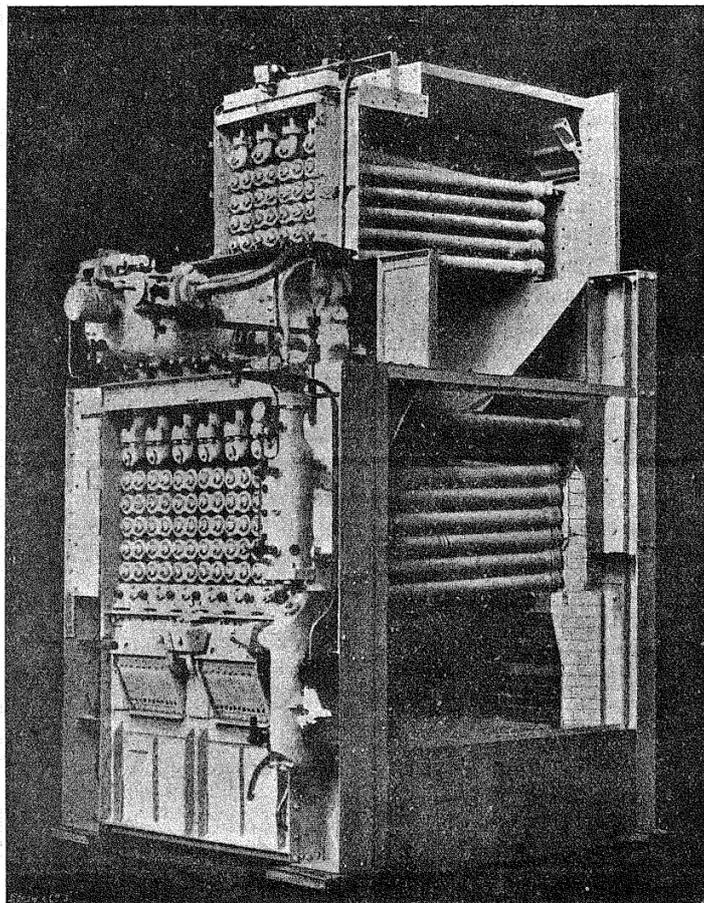


Fig. 17. — Belleville.

cas déjà, où des ruptures de tubes vaporisateurs se sont produites sans occasionner d'accidents de personnes, on a pu attribuer cette innocuité à l'emploi de ces mesures de précaution. L'Administration française les recommande quand elle ne les impose pas : tout récemment, le 7 de ce mois (juillet 1900), le ministre des Travaux publics adressait aux préfets un circulaire où nous lisons :

« L'expérience montre de jour en jour plus clairement l'importance qui s'attache, pour la sécurité des ouvriers, à ce que les diverses portes des fourneaux des chaudières à vapeur soient disposées et entretenues de manière à empêcher efficacement, en cas d'avarie, la projection de la vapeur, de l'eau ou des produits de la combustion sur les

chauffeurs ou mécaniciens. En particulier il convient, dans l'emploi des chaudières à tubes d'eau, que les portes des boîtes à tubes soient suffisamment solides et solidement fermées, et soient tenues continuellement closes pendant le travail; que les portes des foyers et les fermetures des cendriers soient disposées de manière à s'opposer automatiquement et efficacement à la sortie éventuelle d'un flux de vapeur. Il n'importe pas moins que des mesures soient prises pour qu'un semblable flux ait toujours un écoulement facile et inoffensif vers le dehors; au cas où des pièces mobiles servent à assurer

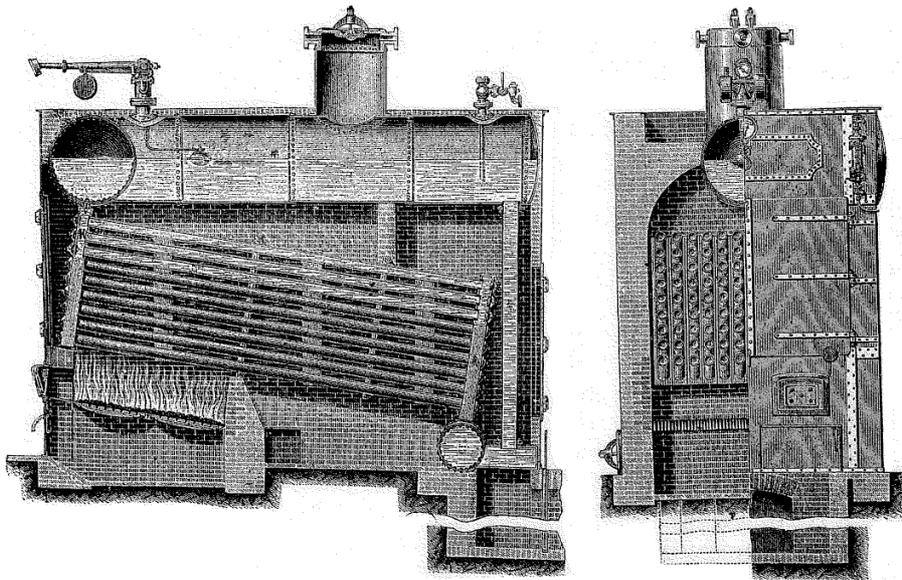


Fig. 18 et 19. — Roser.

ce résultat, ces pièces doivent être disposées de manière à ne pouvoir être projetées à distance. »

Enfin, les dispositions des chaufferies jouent aussi un grand rôle, relativement aux conséquences de cette catégorie d'accidents. C'est là un côté de la question fréquemment négligé ou mal compris; il importe de réagir contre la tendance des propriétaires et des architectes à reléguer les chaudières dans des locaux souterrains, pauvrement aérés, étroits, ne présentant pas un système convenable d'issues. La remarque a d'autant plus d'importance que nombre de chaudières à tubes d'eau sont établies dans des maisons d'habitation ou des immeubles ouverts au public, où la place est comptée et où les dégagements sont d'un aménagement difficile.

Or les conséquences d'un accident peuvent souvent différer du tout au tout suivant les dispositions de la chaufferie. Si le chauffeur, au moment où se fait jour une bouffée brûlante, peut, en quelque point qu'il se trouve, se jeter immédiatement en dehors de l'atmosphère irrespirable, il a toute chance de s'en tirer; s'il lui faut, pour s'enfuir, traverser le jet brûlant, trop souvent il est perdu.

V

J'ai longuement insisté sur les accidents auxquels les chaudières à tubes d'eau se sont montrées sujettes, afin de voir les moyens à employer pour prévenir ces accidents, ou, si malgré tout certains d'entre eux se produisent, pour les rendre inoffensifs. Le sujet était de première importance, car, d'autre part, ces chaudières présentent, sous ce même point de vue de la sécurité, un caractère extrêmement intéressant, un avantage qu'il est on ne peut plus désirable de pouvoir dégager en retranchant la fâcheuse contre-partie qu'il a eue jusqu'à ce jour. L'emploi de cette classe de générateurs permet, en effet, de s'affranchir de la crainte des explosions à grands effets dynamiques. L'appareil se compose de deux parties, un faisceau vaporisateur formé de petits éléments, et un réservoir supérieur, plus ou moins volumineux suivant les systèmes. Le faisceau vaporisateur n'est sujet qu'à des ruptures ou à des départs d'assemblages qui, pourvu que l'ensemble de la construction soit suffisamment stable, ne peuvent étendre au loin leurs effets. Quant au réservoir supérieur, on a tous les moyens de lui assurer le degré de sécurité que l'on veut. Dans un certain nombre de systèmes, il n'est pas chauffé : disposition qui pourrait peut-être sans inconvénient être plus largement employée qu'elle ne l'est, car l'augmentation de surface de chauffe, que l'on obtient par le chauffage de sa moitié inférieure, n'a d'ordinaire qu'un faible intérêt. Ce réservoir peut alors être entièrement extérieur au fourneau et aussi facile que possible à surveiller et entretenir. Lorsqu'il est chauffé, ce n'est généralement pas avec une grande intensité, les gaz de la combustion n'arrivant à son contact qu'après s'être élevés au travers du faisceau des tubes vaporisateurs. D'autre part, on se prémunit d'autant mieux contre la possibilité d'une explosion à grands effets dynamiques que l'on donne à ce réservoir de moindres dimensions. Il est vrai que, plus on réduit le volume d'eau contenu dans une chaudière, plus on s'expose, d'une manière générale, aux manques d'eau et aux accidents consécutifs : de sorte que les systèmes varient sous ce rapport, et qu'en fait on trouve des dispositions qui diffèrent dans une très large mesure, depuis les systèmes Mac-Nicol et Buttner, dans lesquels on place un faisceau vaporisateur, composé de tubes à eau, sous un grand corps chauffé qui conserve les mêmes caractères que le corps supérieur du vieux type classique de la chaudière à bouilleurs, jusqu'au système Belleville dont le réservoir supérieur, presque entièrement vide d'eau, est réduit aux dimensions et au rôle d'un simple ballon séparateur. Cela revient à dire qu'une chaudière à tubes d'eau peut offrir d'une manière plus ou moins exclusive le caractère d'appareil à petits éléments : dans les appareils qui ont le plus franchement ce caractère, on peut réduire, jusqu'à l'extrême limite, le danger d'accidents à effets lointains.

C'est là un fait qui a joué un rôle capital dans l'histoire de la chaudière à petits éléments. A cause du genre spécial de sécurité qu'elle procure, l'installation en a été autorisée en dehors des conditions ordinaires d'emplacement des générateurs, à l'intérieur même des immeubles habités. Ces facilités ont notamment favorisé la création des centres producteurs d'électricité, dans les années où l'art des transmissions électriques à longue distance n'était pas encore assez avancé pour permettre de reculer hors des villes les usines génératrices. Il est encore d'autres applications où ce genre spécial de sécurité prend une importance exceptionnelle, dans la marine par exemple; je me hâte d'ajouter, à ce sujet, que nulle part il n'est plus nécessaire qu'à bord des bateaux de prendre, eu égard à l'emplacement et à l'exiguïté des chaufferies, les précautions propres à garantir les ouvriers contre les effets de ce qu'on peut appeler, au point de vue matériel, les avaries de détail.

En résumé donc, il serait nécessaire et suffisant de parvenir à conjurer, pour le personnel occupé à proximité des appareils, le danger de ces avaries de détail, pour que les générateurs à petits éléments, avec les facilités qu'ils procurent pour la protection des lieux avoisinants, pussent fournir une solution remarquable de ce problème de la sécurité auquel jusqu'à présent, pris dans leur ensemble, ils ont mal répondu.

Cette remarque est susceptible de prendre une importance de plus en plus grande, à mesure qu'on élève davantage les pressions de vapeur sous lesquelles les machines puissantes sont alimentées.

VI

Les applications où l'on attache le plus de prix à exclure les accidents à grands effets dynamiques sont également, en général, celles où les avantages des chaudières à petits éléments sont le plus appréciés sous le rapport de la commodité de l'emploi. Ces chaudières se mettent vite en pression : en une heure, parfois moins, une usine ayant à faire face inopinément à une augmentation brusque de la consommation de vapeur, met en ligne une ou plusieurs nouvelles unités. Elles tiennent peu de place : leur encombrement horizontal, pour les types les plus usités, n'excède la surface de grille que de 50 à 75 p. 100. Elles sont légères, ce qui a de l'importance pour certaines applications, par exemple à bord des navires : les chaudières marines du système Niclausse ne pèsent en ordre de marche, et tous accessoires compris, que 5 000 kilos environ par mètre carré de grille et 40 kilogrammes par cheval indiqué. Lors de leur installation, les chaudières à petits éléments peuvent être introduites par parties. Leurs réparations ne consistent le plus souvent qu'en des remplacements de pièces, rapidement effectués, n'exigeant généralement aucun travail de chaudronnerie. Enfin, pouvant être composées exclusivement de capacités de petit diamètre, elles se prêtent d'une manière toute spéciale à l'emploi des très hautes pressions.

L'élévation du rendement n'est pas un caractère distinctif de ces chaudières. Pourtant la combustion du charbon s'y fait sur des grilles auxquelles on a toute facilité de donner l'étendue utile et dont l'entourage immédiat est formé de parois de maçonnerie. Par contre, on peut craindre que les flammes ne soient parfois un peu trop vite éteintes par le contact des tubes, vers lesquels elles montent sans avoir en général beaucoup d'espace pour se développer avant le contact. Puis il est certain que dans beaucoup de ces chaudières, au moins jusqu'à ces temps derniers, on ne dépouillait pas suffisamment les gaz de leur chaleur ; malgré l'emploi de diaphragmes disposés en manière de chicanes pour les faire serpenter au travers du faisceau tubulaire, ils arrivaient à la cheminée notablement plus chauds qu'il n'était nécessaire pour le tirage.

On a cherché, depuis quelques années, à augmenter le rendement par l'adjonction de réchauffeurs. Le réchauffeur annexé à une chaudière à tubes d'eau présente d'ordinaire un système de construction analogue à celui de la chaudière elle-même ; il prend place soit à l'arrière, soit, si la place manque, au-dessus ou au-dessous de la chaudière proprement dite, suivant que le départ des gaz chauds a lieu vers le haut ou vers le bas. Le réchauffeur au-dessus du faisceau vaporisateur est naturellement le groupement usité pour les chaudières marines. La figure 17 montre, par exemple, l'ensemble d'un générateur Belleville avec réchauffeur superposé.

Comme appareils annexes des chaudières à grand volume d'eau, le système des petits éléments a été avantageusement appliqué à la constitution des réchauffeurs. Les réchauffeurs en forme de longs bouilleurs de 0^m,60 à 0^m,90 de diamètre, comme on les a construits pendant longtemps, n'offraient pas une surface de chauffe bien étendue, à moins d'un encombrement considérable ; de plus et surtout, l'action

exercée sur leurs tôles par les gaz partiellement refroidis, pour peu que ceux-ci fussent sulfureux, amenait des corrosions extérieures parfois très actives, notamment au contact des maçonneries humides. Ces corrosions pouvaient entraîner des accidents graves, eu égard au diamètre important de ces bouilleurs réchauffeurs. Aujourd'hui, pour le réchauffage de l'eau d'alimentation des chaudières à grand volume, on emploie volontiers des réchauffeurs à petits éléments : l'économiseur Green, composé d'un faisceau de tubes de fonte, sur lesquels un dispositif spécial de ramonage prévient l'accumulation de la suie, a trouvé faveur, depuis quelques années, comme annexe des grandes batteries de chaudières. Les dispositions générales des appareils de ce genre sont évidemment inspirées d'idées justes sur ce qu'il convient de faire pour utiliser les calories disponibles de gaz déjà partiellement refroidis : il faut diviser ces gaz, multiplier les surfaces métalliques, entretenir celles-ci dans l'état le plus

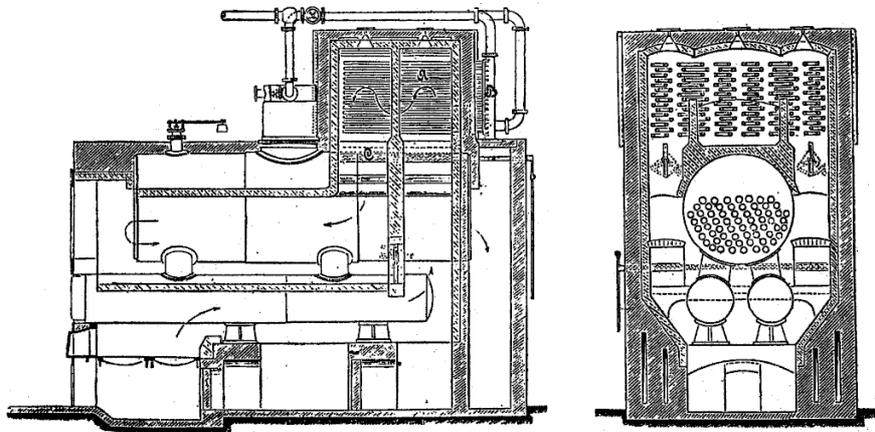


Fig. 20 et 21. — Surchauffeur Hering.

favorable à la transmission de chaleur, construire l'appareil de manière à n'avoir pas à redouter les corrosions.

Un autre progrès qui doit solliciter l'attention, car c'est l'un de ceux qui restent à introduire dans la pratique courante pour améliorer le rendement de la machine à vapeur d'eau, c'est l'emploi de la vapeur surchauffée. Dans la construction des sécheurs et des surchauffeurs de vapeur, l'emploi de faisceaux tubulaires, composés de tubes de petit diamètre chauffés par l'extérieur, s'impose comme une nécessité. (On ne peut plus appeler ces tubes, à proprement parler, des tubes d'eau; mais ce sont toujours des tubes pressés de l'intérieur vers l'extérieur et contenant le fluide à chauffer.) La transmission de la chaleur, dans le cas d'un sécheur ou d'un surchauffeur de vapeur, ne se présente pas du tout dans les mêmes conditions que pour une chaudière. Dans une chaudière, l'eau est à une température qui n'excède jamais beaucoup 200° (216° correspond à une pression effective de 21 kilogrammes par centimètre carré), et son contact avec la paroi métallique maintient celle-ci à une température toujours modérée, le coefficient de conductibilité, correspondant à la transmission de chaleur de la tôle à l'eau, ayant une valeur considérable, tant que l'état des surfaces reste ce qu'il doit être. Au contraire, dans le surchauffeur, on se propose de porter la vapeur à une température voisine de 300, 350, parfois 380 degrés. Les parois métalliques, baignées sur l'une comme sur l'autre de leurs faces par un fluide aëriiforme, élèvent leur tempé-

rature jusqu'aux environs de la moyenne entre les températures des gaz et de la vapeur. Ces parois sont donc loin d'être dans les mêmes conditions de conservation que celles de la chaudière. La vapeur tend à se décomposer, à haute température, au contact du fer qu'elle oxyde, produisant ainsi une corrosion intérieure du réchauffeur. Il est indispensable, sous peine de danger grave, que celui-ci soit exclusivement composé de tubes étroits dont la rupture soit inoffensive. D'autre part, ces mêmes circonstances font que la transmission de chaleur, pour être active, exige un développement relativement important de surface de chauffe et une grande division de la masse à chauffer. L'emploi d'un faisceau de tubes étroits, offrant une surface développée au

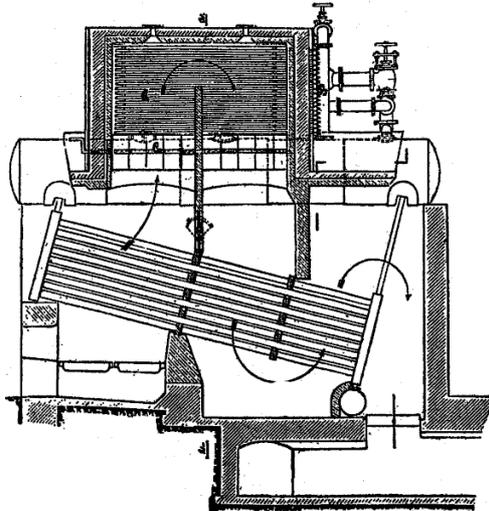


Fig. 22. — Surchauffeur Hering.

maximum, s'impose donc pour plusieurs motifs. Tous les joints doivent être hors du feu. C'est suivant ces principes que sont construits les surchauffeurs Schmidt, Hering, etc. Les fig. 20 et 21 montrent, à titre d'exemple, comment un surchauffeur Hering peut être associé à une chaudière semi-tubulaire. La fig. 22 représente l'application du même système à un générateur Babcock et Wilcox.

Outre la tendance des appareils à se détériorer rapidement, un écueil auquel s'est plus d'une fois heurté l'emploi de la vapeur surchauffée a été, dans le passé, la difficulté d'obtenir une surchauffe régulière, au degré voulu, sans à-coups de température. Une fois la vapeur désaturée, il suffit d'une addition relativement faible de chaleur sous pression constante pour faire monter beaucoup la température du fluide. Il est très intéressant que les progrès s'affirment sous ces divers rapports et que l'industrie soit définitivement mise en possession de surchauffeurs unissant, à une sécurité absolue, la stabilité du fonctionnement et les autres qualités pratiques d'un bon emploi.

VII

Tout ce que je viens de dire se rapporte spécialement à la classe des chaudières dont le faisceau vaporisateur est composé de tubes à eau de 8 à 12 centimètres de diamètre. Je ne voudrais pas terminer sans mentionner, au moins en quelques mots, les

caractères spéciaux et si intéressants des chaudières à très petits tubes d'eau, du genre de nos chaudières Du Temple et Normand, ou des chaudières Thornycroft et Yarrow des Anglais. Les fig. 23 à 25 rappellent, par exemple, les dispositions générales d'une chaudière Thornycroft, les fig. 26 et 27 celles d'une chaudière Yarrow. Dans ces appareils, au lieu de s'en tenir pour les tubes vaporisateurs à des diamètres voisins de 10 centimètres, on emploie des tubes beaucoup plus étroits, d'un diamètre

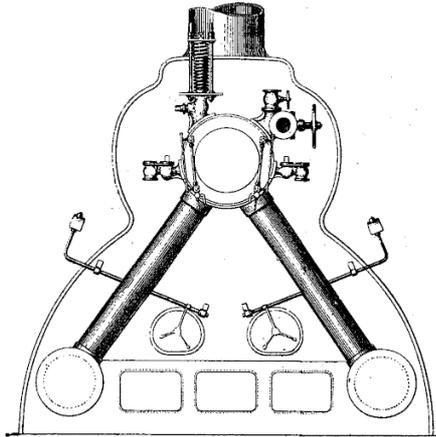


Fig. 23.

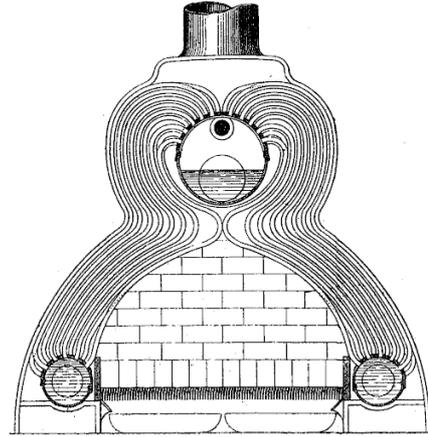


Fig. 24.

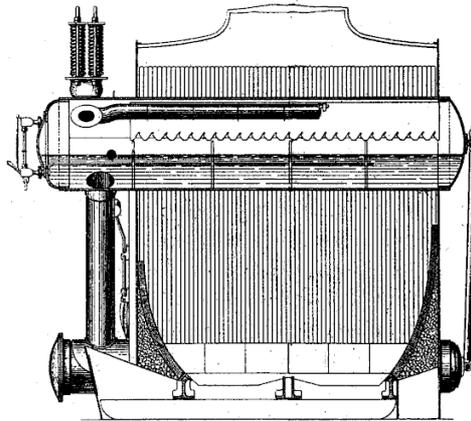


Fig. 25. — Chaudière Thornycroft.

extérieur de 25 à 35 millimètres et de 2^{mm},5 à 3 millimètres d'épaisseur. A égalité de surface de chauffe, la masse d'eau contenue dans un faisceau de tubes est en raison inverse du diamètre de ceux-ci ; de plus, l'épaisseur des tubes pouvant jusqu'à un certain point décroître avec leur diamètre, la masse métallique est minimum avec les tubes étroits. Si donc on veut constituer des générateurs puissants et légers, il faut employer des tubes de très petit diamètre, quitte à accepter comme conséquence la nécessité de n'alimenter les appareils qu'à l'eau distillée parfaitement pure.

Mais, si l'on prend ainsi des tubes étroits, il faut que leur ensemble présente un grand développement en longueur pour constituer une surface de chauffe suffisamment étendue : des dispositions particulières doivent être prises pour concilier, avec ce grand

développement total, un dégagement de la vapeur assez facile pour que les tubes ne se surchauffent pas. En conséquence, les tubes seront associés tous en quantité; chacun d'eux sera disposé dans une position voisine de la verticale, et il sera bon de lui donner un tracé simple, en vue d'une prompte et facile ascension des bulles de vapeur. On est ainsi conduit à constituer des faisceaux d'une multitude de tubes étroits, reliant

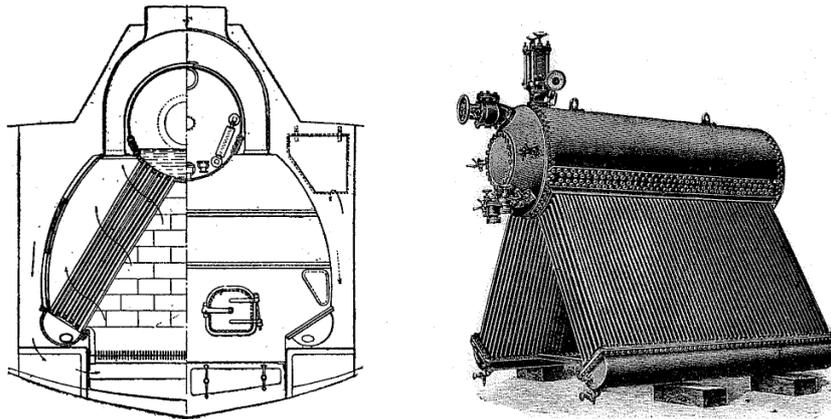


Fig. 26 et 27. — Chaudière Yarrow.

directement et suivant une direction voisine de la verticale, un collecteur inférieur d'alimentation, ou plus ordinairement deux collecteurs inférieurs placés de part et d'autre de la grille du foyer, à un réservoir supérieur où ces tubes débouchent, soit dans l'eau, soit dans la vapeur. Des tubes de retour, non chauffés ou moins chauffés

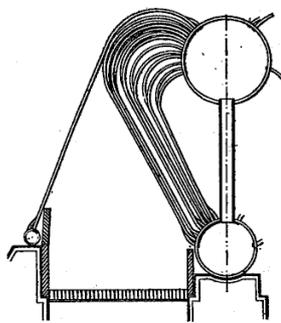


Fig. 28.

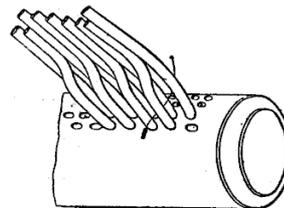


Fig. 29.

que les tubes vaporisateurs, ferment le circuit : généralement, on dispose des tubes spéciaux de retour, en petit nombre et d'un gros diamètre (voy. fig. 23 et 25); toutefois, quand c'est dans l'eau que débouchent, les tubes vaporisateurs, le retour peut être assuré seulement par les tubes les moins chauffés du faisceau : c'est ce qui a lieu dans la chaudière Yarrow (fig. 27). Il s'établit en tout cas dans le système une circulation extrêmement active, qu'on a appelée *accélérée*, et qui assure une rapide évacuation de la vapeur dans le réservoir supérieur.

Dans les appareils de cette classe que l'on construit aujourd'hui, les tubes vaporisateurs sont assemblés sur les collecteurs d'alimentation et sur le réservoir supérieur par

sertissage au dudgeon. Ils reçoivent des tracés aussi simples que possible, incurvés seulement dans la mesure nécessaire pour aboutir normalement sur les parois où leurs extrémités sont greffées : c'est ainsi que sont disposés aujourd'hui les faisceaux vapo-risateurs du système Du Temple, dont les tubes, à l'origine, se repliaient plusieurs fois en zigzag. De même, dans la construction des générateurs Thornycroft, on a simplifié le tracé des tubes autant que le permet le débouché dans la vapeur, ainsi que l'indique la fig. 28. Pour que les gaz de la combustion subissent le brassage voulu et que leur contact avec les tubes soit suffisamment prolongé, ce sont ces gaz dont aujourd'hui l'on préfère compliquer le parcours. Ainsi, dans le système Normand, la cir-

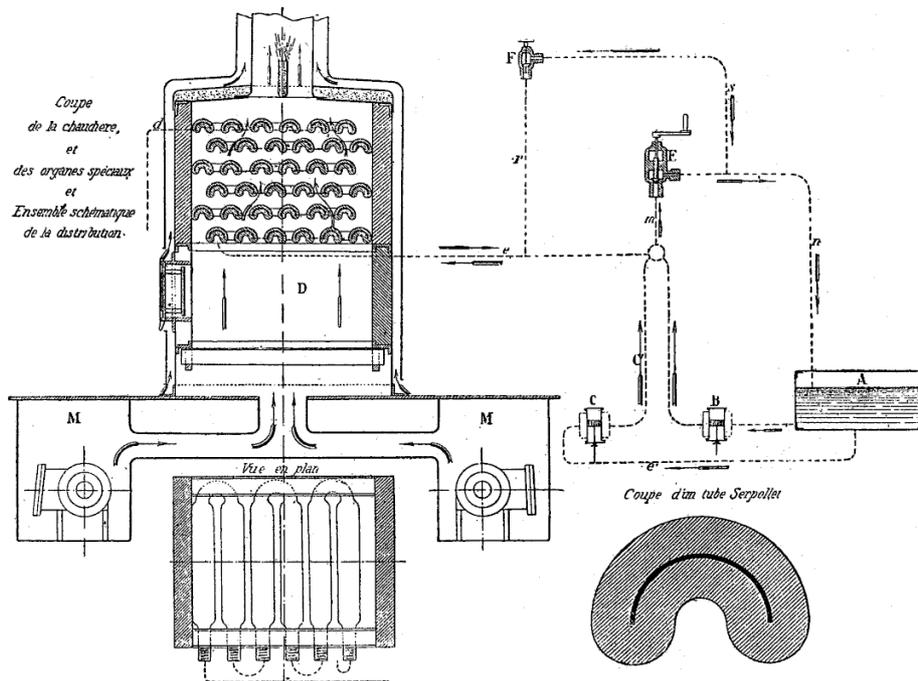


Fig. 30. — Chaudière Serpollet.

culatation des gaz de la combustion est la suivante : de chaque côté du foyer, on les introduit à travers la forêt des tubes soit à l'avant, soit à l'arrière, et on les fait cheminer vers l'arrière ou vers l'avant, parallèlement à l'axe longitudinal de la chaudière, dans une direction horizontale et normale aux tubes entre lesquels ils sont obligés de se diviser. Pour obliger les gaz à ce parcours, des cloisonnements sont nécessaires : on peut obtenir ces cloisonnements, sans perdre de surface utilisable comme surface de chauffe et sans alourdir l'appareil, en incurvant légèrement les tubes de deux rangées voisines, de manière à constituer une paroi en tubes jointifs (fig. 29); d'autres fois, on munit d'ailettes les tubes de la rangée qui doit être transformée en cloison continue.

Par ces moyens, on obtient des générateurs remarquablement légers, où les caractères essentiels des chaudières à tubes d'eau sont portés au maximum. Les chaudières Normand ne pèsent, en ordre de marche, tous accessoires compris, que 4 500 kilogrammes environ par mètre carré d'une grille sur laquelle on brûle plus de 300 kilos de charbon par heure et par mètre carré, de sorte que ce même poids n'est que de 10 à

13 kilos par cheval indiqué. Grâce à l'extrême petitesse du diamètre des tubes, tout danger résultant d'une rupture de l'un d'eux disparaît. Une crevaisson de tube, dans les appareils de ce genre, est un incident gênant, parce qu'il n'est pas toujours facile de reconnaître quel est le tube avarié ni de le tamponner; mais c'est un incident inoffensif.

Il va sans dire que, pour conserver à l'appareil ses qualités distinctives, le réservoir supérieur ne contient qu'une minime quantité d'eau; le fonctionnement régulier des générateurs de cette classe ne peut être assuré qu'à l'aide d'alimentations automatiques particulièrement sensibles.

On est allé plus loin encore dans la réduction de la section des tubes et de la réserve d'eau des appareils. On a constitué des générateurs où l'eau est injectée dans une fente étroite et vaporisée au fur et à mesure de l'injection : tels sont les générateurs

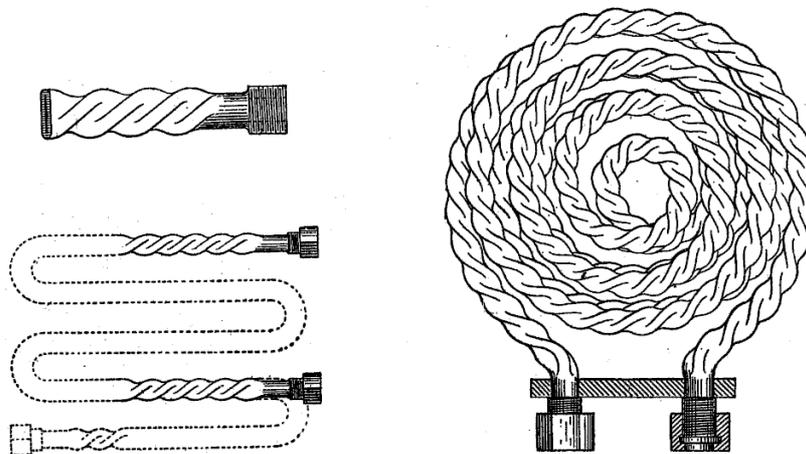


Fig. 31 et 32. — Serpollet.

du système Serpollet. Dans les appareils que M. Serpollet a construits pour le service des tramways, les tubes vaporisateurs ont pour la plupart la disposition représentée fig. 30; ce sont des tubes de 11 millimètres d'épaisseur, et d'un diamètre tel qu'après façonnage ils laissent dans leur partie centrale une fente de 68 millimètres de développement transversal sur 4 millimètres d'épaisseur. Le développement transversal n'est pas rectiligne, mais courbe, le tube étant, dans les parties exposées au feu, non seulement aplati, mais incurvé transversalement, ainsi que l'indique la coupe à grande échelle de la fig. 30. Toutefois, dans les derniers appareils construits, les tubes les plus fortement chauffés du faisceau ne reçoivent pas cette disposition : afin qu'ils aient une forme toujours stable malgré les très hautes températures qu'ils subissent, ce sont (contrairement aux indications du dessin) des tubes ronds, mais dans l'axe desquels est un mandrin intérieur, laissant entre lui et le tube une fente circulaire étroite. D'autres tubes ronds, sans mandrins intérieurs, sont disposés d'autre part à la partie supérieure du faisceau pour former réservoir de vapeur. Dans ces générateurs, où il n'y a pour ainsi dire pas d'eau du tout, la masse métallique de l'appareil constitue un volant de chaleur qui, dans une certaine mesure, donne de la stabilité au fonctionnement. Mais ce sont alors, pour des générateurs de cette classe, des appareils lourds.

Dans la construction des générateurs destinés aux automobiles, M. Serpollet a

constitué des serpentins vaporisateurs beaucoup plus légers, au moyen de tubes aplatis et tordus en hélice, comme le représentent les fig. 31 et 32.

Il serait téméraire de vouloir prédire l'avenir réservé à chacune de ces espèces d'appareils. Mais j'ai voulu, par cette revue sommaire de quelques types de générateurs à vaporisation rapide ou instantanée, fait ressortir la variété des combinaisons auxquelles se prête le principe de la chaudière à tubes d'eau, et montrer qu'à côté du perfectionnement des systèmes déjà anciens, il peut y avoir place pour des solutions jeunes et pour d'intéressantes innovations.

COMPTE RENDU DES EXPÉRIENCES FAITES

SUR UN

GÉNÉRATEUR NICLAUSSE

Spécialement construit par MM. J. et A. NICLAUSSE

(Société des générateurs explosibles *Brevets Niclausse*)

pour déterminer aux différentes allures de combustion la vaporisation de chacun des étages de tubes.
Dédutions de quelques considérations pouvant être utilement appliquées à l'étude et à la construction
des générateurs multitubulaires.

Mémoire.

Notre intention n'est pas de prendre parti dans les discussions très intéressantes sur les diverses théories de la circulation dans les chaudières qui, depuis trois ou quatre ans, ont soulevé des controverses ardentes. Ces théories, à notre connaissance du moins, n'ont pas d'ailleurs conduit pratiquement à des modifications avantageuses des générateurs multitubulaires qui, au surplus, se construisent couramment depuis plus de vingt années, en donnant des résultats très satisfaisants au point de vue de l'utilisation.

Nous avons simplement voulu déterminer, par des expériences précises, les vaporisations de chacun des étages des tubes d'un générateur, en employant un spécialement construit avec des tubes du système Niclausse, à une série d'allures de combustion par mètre carré de grille-heure variant de 50 à 300 kilos. Nous avons ensuite déduit des résultats constatés quelques considérations générales qui semblent intéressantes et d'une application utile pour l'étude et la construction des générateurs multitubulaires.

Les expériences, comme celles que nous avons exécutées, faisaient complètement défaut, ainsi que le remarque M. l'Ingénieur de la Marine Brillié au début de sa remarquable notice sur l'étude de la vaporisation dans les chaudières, étude dans laquelle, précisément en l'absence d'expériences, il calcule théoriquement l'utilisation respective des diverses parties du faisceau tubulaire d'un générateur multitubulaire, et obtient, par le calcul, des chiffres dont il est intéressant de rapprocher ceux que nous avons obtenus directement.

A notre connaissance, les seules expériences se rapportant à la question étaient celles dont M. Watt avait donné connaissance, dans un très intéressant mémoire, le 26 mars 1896, à l'Association des « Naval Architects ». Il avait voulu déterminer les effets de l'inclinaison des tubes sur la vaporisation, ainsi que la façon dont se comportent les différentes rangées du faisceau au point de vue de la production. Mais il

avait opéré sur une chaudière très particulière, composée, pour ainsi dire, de deux chaudières, l'une comportant une seule rangée de tubes, et l'autre sept rangées de tubes.

Il ne pouvait, dans ces conditions, que déterminer isolément la vaporisation de la première et de la dernière rangée; aussi fut-il obligé de fixer approximativement les productions des rangées intermédiaires.

M. Watt n'avait d'ailleurs opéré que pour une seule allure de combustion et il était très intéressant de fixer les variations qui se produisaient à différentes allures.

De plus, chacun des tubes avait 1 centimètre de diamètre et 23 centimètres de longueur; ce n'était donc qu'un *petit modèle* de chaudière d'Allest, et non une chaudière proprement dite.

Ceci explique les différences, simplement *quantitatives*, entre les chiffres relevés par M. Watt et par nous-mêmes dans des expériences précises et répétées, faites avec une véritable chaudière. Les résultats des deux séries d'expériences ne sont d'ailleurs nullement contradictoires, comme on le verra plus loin.

La chaudière qui a servi à nos essais était composée de douze collecteurs horizontaux, superposés les uns aux autres, indépendants les uns des autres; chaque collecteur était alimenté par un tuyau indépendant qui prenait son eau dans un des douze compartiments d'une vaste caisse à eau placée en charge: ces douze compartiments étaient complètement isolés les uns des autres et portaient chacun un tube de niveau. Chaque collecteur possédait également un tuyau d'évacuation spécial pour la vapeur produite, lequel tuyau débouchait dans un compartiment spécial correspondant à celui de la prise d'eau de ce collecteur. Le tube de niveau de chaque compartiment permettait de maintenir une même hauteur d'eau constante dans chacun des douze compartiments de la caisse alimentaire et de mesurer le débit.

Les collecteurs horizontaux étaient munis exactement de tubes semblables à ceux que nous employons dans notre construction, c'est-à-dire que chaque tube bouilleur complet comprenait un tube vaporisateur et un tube intérieur de circulation; la lame avant des collecteurs recevait l'eau d'alimentation, et de la lame arrière se dégageait la vapeur formée entre les deux tubes. Tout ce faisceau tubulaire, au-dessous duquel se trouvait une grille, était renfermé dans une maçonnerie en briques réfractaires.

Nous avons donc constitué, en somme, une chaudière du système Niclausse ordinaire, dans laquelle chacun des étages avait une vaporisation indépendante dont la valeur pouvait être déterminée d'une façon précise en pesant la quantité d'eau introduite, au fur et à mesure de l'évaporation, dans le compartiment correspondant de la caisse à eau, de façon à y maintenir le niveau constant.

La durée de chaque essai était de huit heures, de manière à rendre aussi faibles que possible les erreurs d'observations.

Le rapport de la surface de chauffe à la surface de grille était de 30, chiffre fréquemment adopté pour les combustions ordinaires des chaudières, et particulièrement des chaudières marines pour grands navires.

La surface de chauffe de chacun des étages de tube était deux fois et demie la surface de grille. La première rangée et la deuxième rangée avaient donc ensemble cinq fois la surface de grille; la dixième et les précédentes, vingt-cinq fois; la douzième et les précédentes, trente fois.

Les essais ont été faits à des allures de combustion successives de 50, 75, 100, 125, 150, 175, 200, 250 et 300 kilos de charbon par mètre carré de grille-heure. Chacun d'eux a été effectué au moins deux fois par allures diverses de combustion. Dans chaque expérience, on déterminait avec le plus grand soin la quantité de charbon brûlé et l'eau vaporisée; on en déduisait, d'une façon très exacte, la vaporisation de chacun des

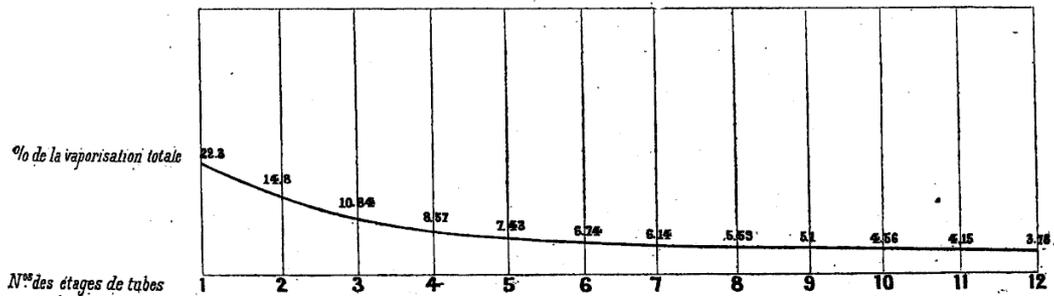
étages de tubes et, de là, celle par mètre carré de surface de chauffe, puis la vaporisation pour cent de chacun des étages par rapport à la vaporisation totale.

Les chiffres obtenus dans ces différents essais nous ont permis de vérifier *que, quelle que soit l'allure de combustion, la vaporisation de chacun des étages garde sensiblement le même pour cent de la vaporisation totale.*

Ces chiffres présentent quelques *très faibles* différences provenant d'erreurs d'observation inévitables dans des expériences de ce genre, mais ils s'écartent infiniment peu d'un chiffre moyen pour chaque étage. La courbe n° 1 a été établie en portant en ordonnées les valeurs de ces *pour cent*.

On remarquera que, si l'on totalise le *pour cent* des trois premières rangées qui, étant donnée la disposition en quinconce de nos tubes, correspondent à la surface de rayonnement de la grille, on obtient, pour une surface de chauffe de *sept fois et demie la surface de grille, une production qui est cinquante pour cent de la production totale.*

Rapport de la surface de chauffe à la surface de grille = $\frac{30}{1}$.



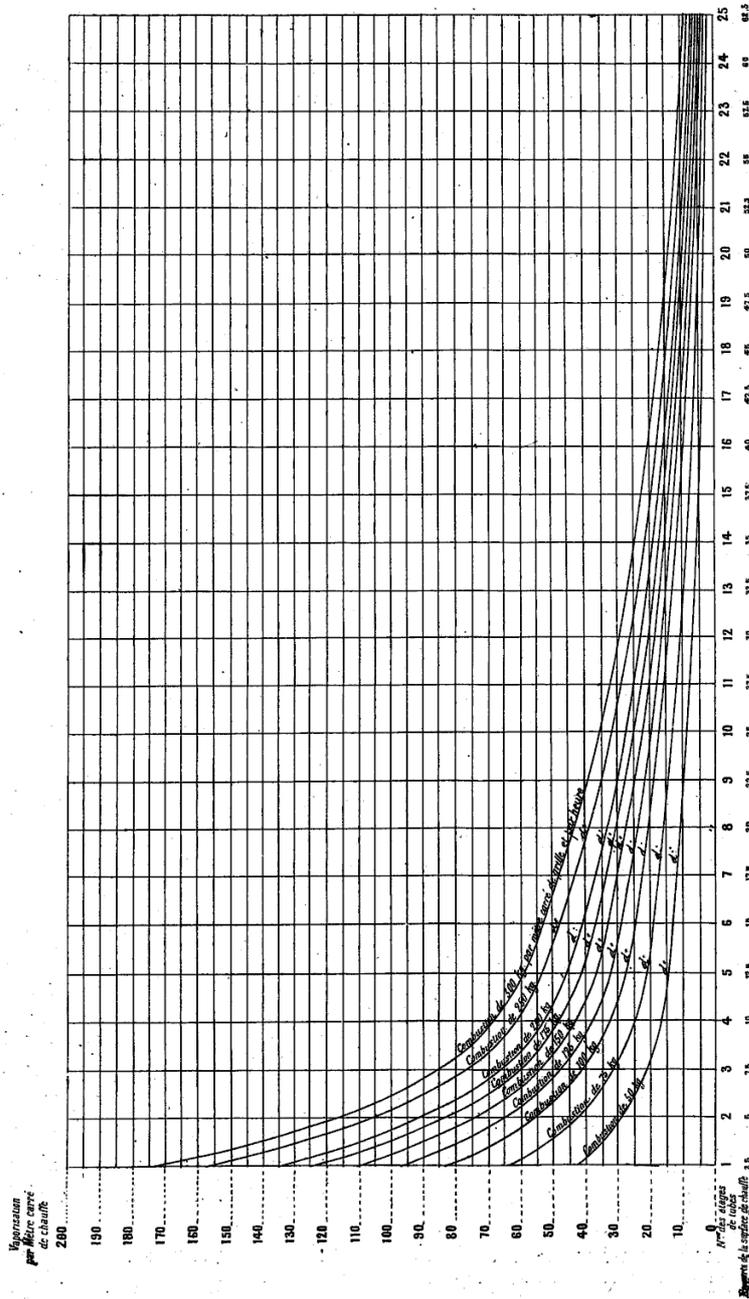
Courbes n° 1. — Pourcentage de la production à chacun des étages de tubes par rapport à la production totale pour des allures de combustion variant de 50 à 300 kilogrammes par mètre carré de grille.

A partir de sept fois et demie, et, en supposant la production de chaudière maximum avec une surface de chauffe ayant trente fois la surface de grille, il faut donc, pour obtenir les cinquante derniers pour cent, vingt-deux fois et demie la surface de grille ou trois fois plus de surface de chauffe que pour obtenir les cinquante premiers pour cent.

On constate de plus que la deuxième rangée donne une vaporisation qui est d'environ 70 p. 100 de celle de la première, que la troisième rangée est d'environ 70 p. 100 de la deuxième ; la quatrième, environ 80 p. 100 de la troisième, et la cinquième environ 90 p. 100 de la quatrième, et, à partir de la sixième rangée qui correspond au rapport 15, alors que les cinq premières ont produit 65 p. 100 environ de la production totale, nous trouvons que le pour cent de vaporisation de chacune des rangées suivantes suit une progression géométrique décroissante dont la raison est de 0,913. Il est évident qu'à partir de cette sixième rangée, rapport 15, la température des gaz est telle que l'échange de température se fait dans des conditions bien moins favorables que pour les premières rangées et que pour les rangées suivantes, à partir de la sixième, l'abaissement de température est graduel, mais lent.

Cette progression géométrique de 0,913 étant établie, nous avons alors supposé que, pour un plus grand nombre de rangées de tubes (c'est-à-dire un plus grand rapport de surface de chauffe à surface de grille) que celui ayant servi à nos expériences, nous aurions la même progression géométrique (nous verrons que, par des expériences, ces suppositions ont été reconnues bien fondées).

Nous avons ensuite établi les courbes n° 2 et n° 3, dans lesquelles les résultats directement obtenus ont été complétés par les chiffres qui correspondent à des rap-



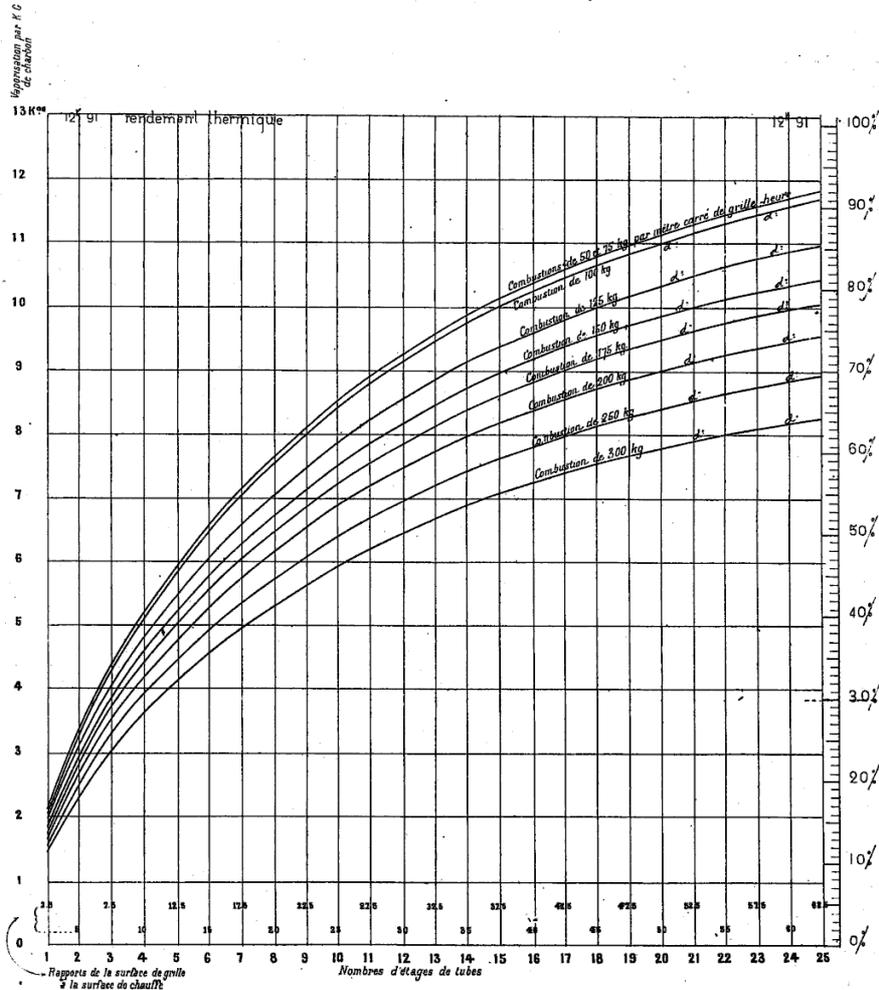
Courbes n° 2. — Vaporisation par mètre carré de surface de chauffe et par heure à chacun des étages de tubes pour des combustions variant de 50 à 300 kilogrammes de charbon par mètre carré de surface de grille et par heure.

ports 37,5, 50 et 62,5 (on pourrait évidemment calculer les résultats intermédiaires).
 La courbe n° 2 indique la vaporisation par mètre carré de surface de chauffe à cha-

cun des étages de tubes pour des allures de combustion variant de 50 à 300 kilos de charbon par mètre carré de surface de grille.

On voit par cette courbe que le vingtième étage (rapport 50) donnerait, à une combustion de 175 kilos par mètre carré de grille, une vaporisation de 10 kilos par mètre carré de surface de chauffe.

La courbe n° 3 indique, pour des combustions variant de 50 à 300 kilos par mètre



Courbes n° 3. — Courbes donnant à différentes combustions par mètre carré de surface de grille et par heure les vaporisations par kilogramme de charbon pour divers rapports de surface de chauffe à la surface de grille.

carré de surface de grille, les vaporisations par kilogramme de charbon pour divers rapports de surface de chauffe à surface de grille.

Cette courbe n° 3 nous indique, pour un rendement par kilogramme de combustible qu'on désire obtenir à une allure de combustion déterminée, quel est le rapport de surface de chauffe à surface de grille qu'il faut adopter ; elle indique également pour les différents rapports et aux différentes allures quel est le rendement thermique.

Nous avons fait ensuite des essais directs pour nous assurer de l'exactitude des chiffres ainsi trouvés, et notamment de ceux qui avaient été obtenus par extrapolation au-dessus du rapport 30, ainsi que nous l'avons expliqué plus haut dans cette note. Nous avons contrôlé ainsi l'exactitude de nos premières expériences et celle de nos déductions. Parmi les essais spéciaux dont nous parlons, nous citerons ceux qui ont été exécutés sous le contrôle de la Marine sur nos chaudières type torpilleur, et en particulier celles qui ont été livrées pour le torpilleur de haute mer *Téméraire*.

On constate, par les courbes n° 2 et n° 3, que les vaporisations des étages supérieurs diminuent très sensiblement quand on dépasse une certaine limite. Il ressort évidemment de ce fait cette vérité déjà connue qu'en pratique il n'y a pas lieu d'augmenter indéfiniment le rapport de surface de chauffe à surface de grille pour obtenir une meilleure utilisation, car, passé un certain rapport, il faut mettre une grande surface pour obtenir un faible rendement ou, autrement dit, les dépenses dans la construction ne correspondent pas aux bénéfices qu'on peut retirer de la meilleure utilisation du combustible.

En ce qui concerne les chaudières marines, cette augmentation aurait encore d'autres inconvénients au point de vue de l'encombrement, du poids, de l'élévation du centre de gravité, du volume occupé, etc., etc.

Mais nos expériences précisent tout au moins qu'il est inutile, dans la plupart des cas, de chercher même à atteindre le rapport 50 indiqué par M. le directeur du Génie maritime Bertin comme celui au delà duquel on ne gagne plus rien.

L'amélioration de rendement est très sensible jusqu'aux rapports 35 et 40, mais il n'est guère utile d'aller au delà.

Pour réaliser sans augmentation de poids et dans le même encombrement ces rapports de surface de chauffe à surface de grille de 36, très supérieurs par conséquent au rapport 30, le plus souvent adopté dans la Marine, nous avons été conduits à adopter des faisceaux tubulaires mixtes (employés notamment dans la Marine militaire sur les cuirassés *Marceau*, *Suffren*), composés de trois rangées de tubes de 82 millimètres à la partie inférieure, et de 10 rangées de tubes de 40 à la partie supérieure.

L'avantage, résultant du développement de la surface de chauffe, vient d'ailleurs d'être mis très nettement en évidence par les résultats tout récents des essais de recette des canonnières de même type, *Décidée* et *Zélée*. Les chaudières du premier bâtiment comportent des tubes de 82 millimètres et, vu les dimensions exigües des chaufferies, on n'a pu adopter qu'un rapport de surface de chauffe à surface de grille de 25,4. Dans le même encombrement on a pu loger dans les chaudières de la *Zélée* le rapport 31, grâce à l'adoption exclusive de tubes de 40 millimètres, comme sur le croiseur *Fleurus*, et le torpilleur *Téméraire*.

Nous rapprochons ci-dessous les résultats obtenus :

	<i>Décidée</i> , tubes de 82, rapport 25,4.	<i>Zélée</i> , tubes de 40, rapport 31.
Essai à 300 chevaux, 6 heures	0,687 ¹	0,574 ¹
Essai à 600 chevaux, 24 heures	0,767	0,727
Essai à 900 chevaux, 6 heures	0,818	0,709

L'amélioration, très sensible dans l'utilisation, est bien en parfaite concordance avec les résultats de nos expériences.

Au surplus, pour rester dans certaines limites de surface de chauffe, une autre considération pratique qui a son importance, notamment pour les chaudières marines,

1. Consommation en kilogramme de charbon par cheval-heure.

c'est qu'il faut remarquer que les tubes ont d'autant plus de tendance à s'encrasser extérieurement que les gaz et l'eau sont plus froids. Si l'on augmente donc dans une très grande proportion le rapport de la surface de chauffe à surface de grille, c'est-à-dire le nombre d'étages, les tubes des rangées supérieures se recouvrent d'une couche isolante de suie. Il en résulte que, pratiquement après quelques heures de marche, cette partie perd de son efficacité et il faut procéder à des nettoyages très fréquents et très complets si l'on ne veut pas avoir fait un sacrifice inutile en acceptant cette augmentation de surface de chauffe.

Pour faire les essais dont il a été rendu compte, nous avons employé un charbon dont la puissance calorifique était de 8 227 calories.

Le chiffre maximum de vaporisation par kilogramme de charbon qu'il était donc mathématiquement possible d'obtenir, sans tenir compte d'aucune perte, est de 12^{kg},915.

Le tableau suivant, qui est établi d'après nos essais, donne, pour quelques rapports de surface de chauffe à surface de grille et à diverses combustions par mètre carré de grille, les rendements pour cent de la vaporisation théorique :

RAPPORT SURFACE-GRILLE A SURFACE DE CHAUFFE.	COMBUSTION PAR MÈTRE CARRÉ DE GRILLE.								
	50	75	100	125	150	175	200	250	300
1/30	72	72	71,2	66,6	63,5	61,1	58	54,2	50,3
1/37,5	78,8	78,8	77,9	72,8	69,4	67,7	63,5	59,3	55,1
1/50	86,7	86,7	85,7	80,1	76,5	73,7	69,9	66	60,5
1/62,5	91,7	91,7	90,5	84,8	80,8	78	74	69,3	64,3

En nous reportant à ce que nous disions page 65, au sujet de la progression géométrique 0,913, il est évident que si nous obtenons la même sur un certain nombre d'étages de tubes, cela vient de ce que la température des gaz étant faible, l'échange de température entre l'eau et ces gaz est également faible en raison du peu d'écart de ces températures : cette progression se modifierait si l'on atteignait des rapports très élevés et absolument inapplicables dans la pratique. Si le rendement pouvait être de 100 p. 100 pour un charbon d'un nombre déterminé de calories, une fois la vaporisation correspondante atteinte, la courbe deviendrait évidemment parallèle à la ligne des abscisses.

On peut remarquer que les chiffres que nous avons relevés diffèrent un peu de ceux que M. Watt avait obtenus dans les expériences rappelées au début de cette note. Ils diffèrent également de ceux que M. l'ingénieur Brillié avait déterminés par le calcul.

Mais ils ne sont nullement en contradiction, ils font ressortir seulement qu'on avait exagéré l'importance de la vaporisation relevée dans la première rangée des tubes.

D'après les seules expériences de M. Watt, on supposait en effet que la première rangée des tubes frappés par la flamme pouvait fournir à elle seule 0,60 de la production totale de vapeur.

Nos expériences montrent que la première rangée fait simplement 22,3 p. 100 ; la deuxième, 14,8 ; la troisième, 10,84 ; la quatrième, 8,57 ; etc.

Nos dispositions de faisceaux sont telles que le quinconçage des tubes des différentes rangées permet de considérer sensiblement les trois premières rangées, et tout au moins les deux premières, comme exposées assez complètement au rayonnement du foyer pour constituer la surface de chauffe directe ; mais, même en totalisant ces trois premières rangées, elles ne font encore que 50 p. 100 environ de la vaporisation totale.

Les calculs de M. Brillié, pour un générateur d'ailleurs de type nettement différent

du nôtre, faisaient ressortir 30 p. 100 pour la première rangée, 25 p. 100 pour la deuxième et 12,5 pour la troisième rangée, soit au total 0,67 p. 100 pour les trois premières rangées d'une chaudière qui en comptait 8.

Si l'on considère la disposition en quinconces des tubes de notre faisceau on remarque que les tubes de la première et de la deuxième rangée peuvent être considérés comme n'en faisant qu'une seule *sinueuse*, ceux de la troisième et de la quatrième peuvent également être considérés comme n'en faisant qu'une. Dans ces conditions, la *première rangée complète* (composée des rangées n° 1 et 2) aurait une vaporisation de 37,10 p. 100, la *deuxième rangée complète* (composée des rangées 2 et 4) aurait une vaporisation de 19, 44 p. 100, soit sensiblement la moitié de celle de la première rangée. Le total des deux premières rangées complètes donnerait 56,54 p. 100, alors que les chiffres de M. Brillié donnaient 55 p. 100.

Cette concordance est remarquable. On en peut déduire que les conclusions tirées des résultats expérimentalement obtenus avec un générateur de notre type sont d'une application générale.

Il n'est pas sans intérêt de constater que la partie inférieure de la chaudière n'est pas condamnée à faire un effort *tellement supérieur* à celui des autres parties qu'il en devienne, théoriquement, si particulièrement sujet aux avaries, comme M. Watt l'avait conclu. L'expérience acquise en service courant ne faisait d'ailleurs reconnaître *en aucune manière* la fatigue exceptionnelle qui résulterait d'une surproduction relative aussi considérable pour les tubes de la rangée inférieure qui ont supporté très aisément (essais officiels des chaudières du *Téméraire*) des combustions de 400 kilogrammes par mètre carré de grille-heure et ont donné des productions de 150 et 170 kilogrammes de vapeur par mètre carré de surface de chauffe pour les rangées inférieures sans trace de fatigue.

Résumé et Conclusions.

En résumé, nous avons construit une chaudière du système Niclausse dans laquelle chaque étage de tubes avait une alimentation et une évacuation de vapeur distinctes. Nous avons procédé à une série d'expériences dans lesquelles la vaporisation respective de chaque étage était mesurée avec soin. Ces essais ont tous été repris au moins deux fois pour chaque allure de combustion, à savoir : 50, 75, 100, 125, 150, 175, 200, 250 et 300 kilos de charbon par mètre carré de grille-heure.

Le rapport de surface de chauffe à surface de grille était de 30, chaque étage de tubes avait une surface de chauffe égale à deux fois et demie celle de la grille.

Avec les résultats constatés, nous avons établi les courbes ci-annexées, d'où l'on peut déduire les lois suivantes :

Pour une chaudière ayant un rapport de surface de chauffe à surface de grille déterminée, quelle que soit l'allure de combustion, la vaporisation de chacun des étages garde sensiblement le même pour cent de la vaporisation totale ;

Les vaporisations pour cent de chacun des douze étages de la chaudière expérimentée sont : 22,3 ; 14,8 ; 10,84 ; 8,57 ; 7,43 ; 6,74 ; 6,14 ; 5,59 ; 5,01 ; 4,56 ; 4,15 ; 3,78 ;

Les trois rangées inférieures qui reçoivent directement le rayonnement du foyer, et qui représentent sept fois et demie la surface de grille, fournissent sensiblement 50 p. 100 de la production totale ;

La 2 ^e rangée donne une vaporisation qui est les	70 p. 100	de celle de la 1 ^{re} .
3 ^e	—	—
4 ^e	—	—
5 ^e	—	—

Les sixième, septième, huitième, neuvième, dixième, etc., ont des vaporisations décroissantes comme les termes d'une progression géométrique de raison 0,913 ;

Sauf des cas très exceptionnels, il n'y a pas intérêt à rechercher les rapports de surface de chauffe à surface de grille supérieure à 40.

Les courbes, établies d'après les résultats d'expériences, permettent :

1° De déterminer la vaporisation par mètre carré de surface de chauffe à chacun des étages de tubes et aux différentes allures de combustion ;

2° Pour un rendement par kilo de combustible qu'on désire obtenir à une allure de combustion déterminée, de fixer le rapport de surface de chauffe à surface de grille qu'il convient d'adopter.

LES CHAUDIÈRES A PETITS ÉLÉMENTS

Communication de M. MONTUPET

Les chaudières à petits éléments formés par des tubes vaporisateurs à circulation intérieure, verticaux ou inclinés, analogues aux tubes Field, ont pris depuis quelques années un développement considérable en France, et nous avons pensé qu'il était intéressant de déterminer les conditions dans lesquelles leur fonctionnement pouvait être le meilleur.

La chaudière verticale à tubes Field est, en effet, très répandue dans la petite et la moyenne industrie française, parce qu'elle est plus économique et d'un entretien plus facile que la chaudière à bouilleurs croisés ou que la chaudière tubulaire ordinaire verticale, et que, en cas de manque d'eau, l'accident se borne au remplacement des tubes brûlés, et nous avons voulu savoir s'il était possible d'améliorer son rendement économique en activant la circulation de l'eau.

Si l'on examine un appareil de démonstration formé d'un réservoir supérieur et d'un tube Field (fig. 1) et qu'on le soumette à un chauffage plus ou moins énergique, on constate qu'il s'établit une circulation dès le commencement de la chauffe, que l'eau chaude s'élève entre les deux tubes et qu'elle est remplacée par celle du réservoir supérieur qui descend par le tube intérieur. Lorsque l'eau commence à se vaporiser, la vapeur produite au fond du tube s'élève verticalement d'abord, et vient s'opposer à la descente de l'eau par le tube intérieur, puis elle est entraînée par le courant, et elle se dégage avec celle produite sur les parois verticales du tube.

La vapeur produite au fond du tube a une telle influence sur le courant d'eau qui descend par le tube intérieur, que, dans certains cas, elle a une force ascensionnelle supérieure à la dépression qui y existe et qu'elle s'échappe par ce tube. C'est ainsi que nous avons vu construire des chaudières avec des tubes bouilleurs analogues aux tubes Field, mais dont le tube intérieur était plongé jusqu'au-dessus du niveau de l'eau (fig. 2).

L'orifice supérieur du tube de descente d'eau étant placé au milieu de la couronne d'eau et de vapeur qui se dégage du tube bouilleur, on voit très nettement l'eau et les bulles de vapeur de cette couronne descendre par le tube de circulation, et ces bulles de vapeur s'opposer à la descente de l'eau et en diminuer la vitesse.

On a donc ainsi, dans les tubes Field, deux causes bien distinctes qui viennent s'opposer à la circulation de l'eau et diminuer la vaporisation.

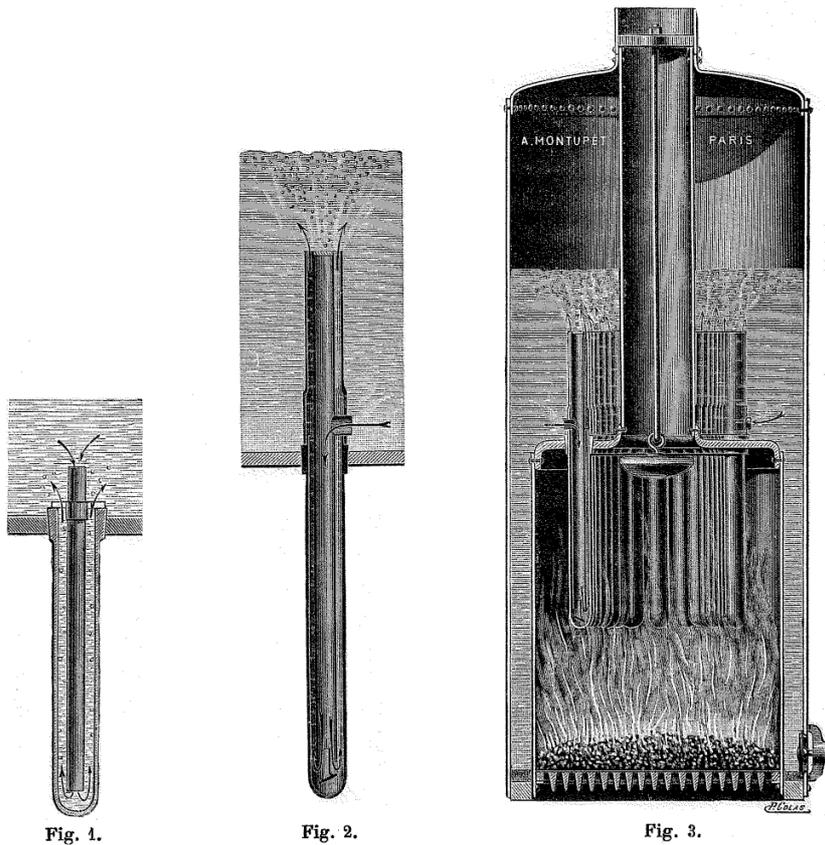
Or, le rendement d'une chaudière est d'autant plus élevé que la vitesse de circulation de l'eau est plus grande et qu'elle revient plus de fois en contact avec les parois chauffées.

Lorsqu'une bulle de vapeur se forme au fond d'un tube Field dans une partie non

comprise dans le courant de circulation, cette bulle de vapeur isole le métal de l'eau et elle ne se détache de ce métal et ne s'élève que lorsque sa force élastique est suffisante pour qu'elle puisse traverser la masse d'eau placée au-dessus d'elle.

Elle reste donc en contact avec le métal et est chauffée tout le temps qui lui est nécessaire pour l'augmentation de son volume et de sa force élastique, et comme cette vapeur est un corps mauvais conducteur de la chaleur, elle s'oppose à la transmission de la chaleur du foyer ou du métal à l'eau.

En se dégageant, cette bulle surchauffée et dilatée n'a aucune adhérence avec l'eau,



et en la traversant elle ne produit qu'un déplacement latéral, sans aucun entraînement appréciable de cette eau. La vaporisation se fait par remplacement.

Au contraire, dans les parties où il existe une vive circulation de l'eau, les bulles de vapeur à l'état vésiculaire sont entraînées par l'eau en mouvement aussitôt qu'elles sont formées, et elles sont remplacées d'une manière continue par d'autres qui les suivent dans le courant d'eau tant que le métal est suffisamment chauffé.

L'eau, qui est un corps bon conducteur de la chaleur, mouille ainsi constamment les parois chauffées, tout en entraînant les bulles de vapeur produites, de sorte qu'il y a une transmission beaucoup plus rapide et meilleure de la chaleur du foyer à l'eau à vaporiser, sans aucune surchauffe du métal ni de la vapeur, puisque la production des bulles de vapeur est d'autant plus grande ou moins grande que la chaleur du foyer est plus ou moins élevée.

Les bulles de vapeur produites dans ces conditions se mélangent intimement à l'eau au fur et à mesure de leur formation, et l'on obtient un fluide dont la densité est très sensiblement inférieure à celle de l'eau de la chaudière, fluide qui se meut d'autant plus rapidement que sa densité est plus légère, c'est-à-dire qu'il y a plus de bulles de vapeur en suspension, ou que la vaporisation est plus grande.

Pour obtenir une circulation normale dans le tube Field, nous avons placé à la partie inférieure du tube de circulation un écran incliné qui utilise la vapeur produite au fond du tube bouilleur pour y créer une circulation d'eau (fig. 2).

Dans ces conditions, la vitesse de l'eau qui se dégage entre les deux tubes est proportionnelle aux différences qui existent entre les densités de la colonne de dégagement et de celle de retour, et elle est donnée par la formule de Torricelli $V = \sqrt{2gh}$, ou est proportionnelle aux racines carrées des hauteurs.

Il y a donc intérêt à bien séparer les deux colonnes fluides et à donner la plus grande hauteur possible à la colonne de dégagement, et c'est pour appliquer ces indications théoriques que nous avons prolongé notre tube et fait déboucher la prise d'eau sur le côté et aussi près que possible de la plaque tubulaire.

Nous avons voulu nous rendre compte des résultats donnés par ces modifications, et nous avons construit une chaudière Field spéciale, de 10 mètres de surface de chauffe, avec laquelle nous avons fait de nombreux essais, à différentes allures de combustion (fig. 3).

Nous donnons ci-dessous les résumés de nos essais :

La surface de chauffe totale 10 mètres comprend :

Surface du foyer	3 ^m ,25
Surface des tubes.	6 ^m ,75
Surface de la grille.	0 ^m ,43

Les combustions dans le foyer ont été de :

30 kilos par heure	ou	70 kilos par mètre carré.
40 — —	—	93 — —
50 — —	—	116 — —
60 — —	—	140 — —

Vaporisations. — Tubes Field ordinaires.

Charbon 30 kilos, eau vaporisée	165 k. soit . .	5 ^k ,50 par kil. de charbon.
— 40 — —	205 k. soit . .	5 ^k ,10 — —
— 50 — —	230 k. soit . .	4 ^k ,60 — —
— 60 — —	245 k. soit . .	4 ^k ,10 — —

Tubes nouveaux.

Charbon 30 kilos, eau vaporisée	170, soit . .	5,66
— 40 — —	260, soit . .	6,50
— 50 — —	330, soit . .	6,60
— 60 — —	360, soit . .	6,00

Si on considère que ces augmentations de vaporisation ont été obtenues seulement par la plus grande circulation de l'eau dans les tubes, et qu'on déduise des vaporisations totales les vaporisations moyennes du foyer de 3^m,75 de surface (avec tubes Field ordinaires) aux combustions correspondantes, on trouve à :

40 kilos.	260 (3,25 × 20,5 ou 67) = 193
50 —	330 (3,25 × 23,0 ou 75) = 254
60 —	360 (3,25 × 24,5 ou 80) = 280

Ce qui donne, par mètre carré de surface tubulaire :

$$\frac{193}{6,75} = 28^k,6$$

$$\frac{255}{6,75} = 37^k,8$$

$$\frac{280}{6,75} = 41^k,0.$$

alors que les vaporisations avec tubes Field ordinaires étaient de 20,5, 23 et 24,5 kil.

L'augmentation de puissance obtenue en modifiant simplement les tubes de circulation a donc été de 40, 55 et 60 p. 100, tout en donnant une économie de combustible de 10 à 20 p. 100 sur la marche la plus économique.

Avant de commencer nos essais et de construire notre chaudière spéciale, nous avons pensé que l'établissement de la circulation autour du foyer devait donner également de bons résultats, et, à cet effet, nous avons fait notre chaudière démontable, de manière à pouvoir visiter facilement nos tubes et pouvoir également monter et démonter une enveloppe en tôle entre la tôle du foyer et celle extérieure.

Des essais de vaporisation avec cette enveloppe ont été faits avec des tubes Field ordinaires et ont donné les résultats suivants :

40 kilos charbon, vaporisation. . .	235 litres d'eau.
50 — — — — —	260 — — —
60 — — — — —	290 — — —

alors que les vaporisations sans enveloppe étaient de 205, 230 et 245 litres.

Si, des vaporisations totales obtenues avec l'enveloppe, on déduit les vaporisations moyennes du faisceau des tubes Field ordinaires de 6^m,75 de surface aux combustions correspondantes, on trouve à :

40 kilos.	235 (6,75 × 20,5 ou 138) = 97
50 —	260 (6,75 × 23,0 ou 155) = 115
60 —	290 (6,75 × 24,5 ou 165) = 125

ce qui donne, par mètre carré de surface du foyer :

40	$\frac{97}{3,25} = 30^k.$
50	$\frac{115}{3,25} = 35^k,4$
60	$\frac{125}{3,25} = 38^k,50.$

alors que les vaporisations avec le foyer sans enveloppe étaient de 20^{kg},5, 23 et 25 litres.

L'augmentation de vaporisation de la surface de chauffe du foyer a donc été de 50 p. 100 environ dans les trois cas.

Les essais nous ont fait constater qu'il était nécessaire d'avoir une colonne ascensionnelle d'eau et de vapeur de section constante et bien séparée de la colonne de retour.

Ces essais nous ont encore montré les résultats considérables que peut donner l'établissement d'une circulation rationnelle de l'eau autour des foyers intérieurs des chaudières verticales, des locomobiles et locomotives, et nous indiquons sur la figure 4, les dispositions à adopter pour obtenir ces résultats, dispositions dans lesquelles les

colonnes ascensionnelles doivent être fermées sur leurs côtés et isolées les unes des autres. Le dessin montre qu'il est facile d'utiliser la colonne ascensionnelle d'avant pour laver le ciel du foyer et empêcher les dépôts boueux et calcaires de s'y fixer.

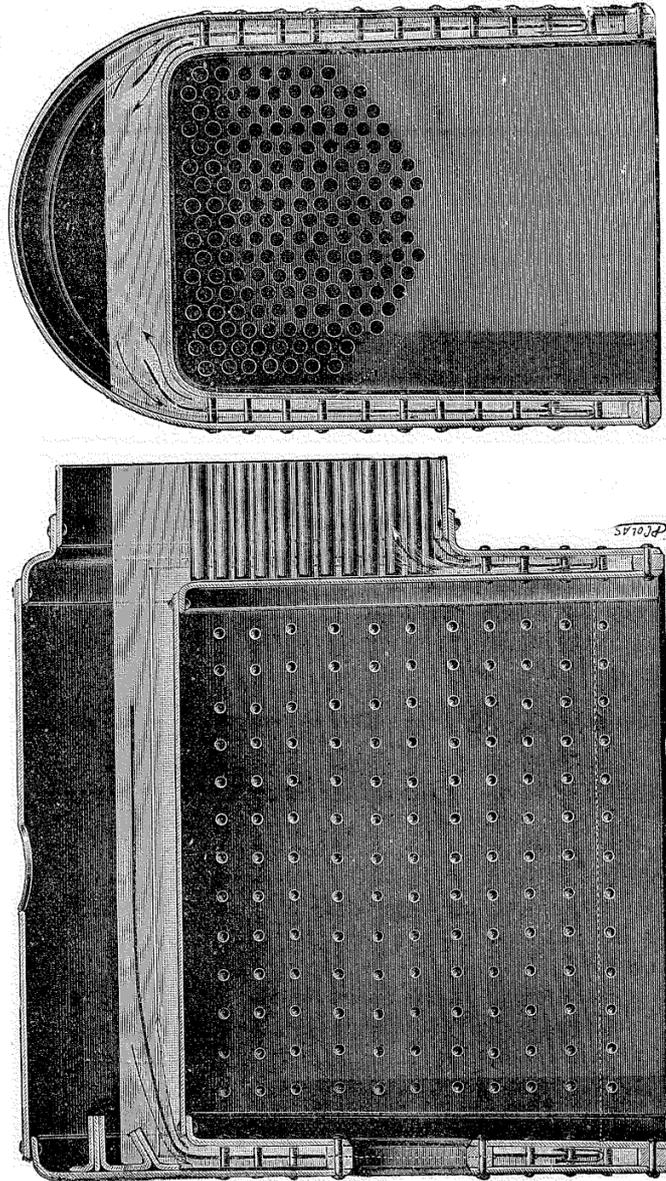


Fig. 4 et 5.

Les vaporisations que nous avons indiquées pourraient faire craindre des entraînements d'eau, mais il n'en est rien. La vapeur, en effet, se trouve en suspension dans l'eau à l'état vésiculaire et sans être surchauffée, toutes les bulles sont en mélange intime avec l'eau et elles ne peuvent se dégager que lorsque le courant les a amenées à la surface du plan d'eau et qu'il n'existe plus de pression d'eau sur elles.

Elles se séparent alors naturellement de l'eau sans produire les projections, soulèvements et entraînements qui accompagnent le dégagement des bulles de vapeur surchauffées contre le métal lorsqu'il n'existe pas de circulation.

La circulation de l'eau présente encore une particularité très intéressante, et de la plus grande importance. Cette circulation est due aux dépressions que nous provoquons par le dégagement des fluides, eau et vapeur, de densité légère (dans les colonnes ascensionnelles les plus hautes possible) et ces dépressions sont ordinairement de quelques centimètres.

Lorsque l'orifice d'une colonne est découvert par un abaissement du plan d'eau, il se produit aussitôt une perte de charge, qui vient contre-balancer l'effet de la dépression de la colonne ascensionnelle motrice et réduire la vitesse de circulation, laquelle diminue de plus en plus avec l'abaissement du niveau de l'eau jusqu'à arrêt complet, lorsque la hauteur de la perte de charge est égale à la dépression de la colonne motrice.

Nous utilisons ces faits pour prévenir du manque d'eau qui viendrait à se produire dans la chaudière.

Nous avons exposé, classe 19, une chaudière Field de 10 mètres carrés, qui vaporise en marche normale économique 250 kilogrammes de vapeur à l'heure, avec une colonne ascensionnelle de 0,300 créant une dépression de 70 millimètres.

Aussitôt que l'orifice de la colonne ascensionnelle sera découvert, lors d'un manque d'eau, la vaporisation intensive à 26 kilogrammes par mètre carré, commencera à diminuer pour s'arrêter à la vaporisation ordinaire de 16 kilogrammes par mètre carré de surface, lorsque le niveau de l'eau sera arrivé au niveau minimum et descendu à 0^m,070 au-dessous de l'orifice de la colonne, et cela sans crainte aucune, parce que la vaporisation se fera sans circulation comme dans les chaudières ordinaires.

La production de vapeur diminuant ainsi dans une très forte proportion, et les appareils alimentés de vapeur par la chaudière continuant à dépenser la même quantité de vapeur, il se produira dans ces appareils une diminution de vitesse ou de rendement qui montreront la situation anormale de la chaudière.

Nous avons appliqué nos appareils de circulation dans des chaudières à bouilleurs et semi-tubulaires et des nettoyages opérés après des marches de plusieurs mois ont fait reconnaître que la circulation y était tellement vive que les sels calcaires restaient à l'état de boues en suspension dans l'eau et ne se déposaient qu'aux arrêts, alors que le chauffage est insuffisant pour les faire durcir et adhérer sur les tôles.

La circulation permet donc non seulement de supprimer les dépôts calcaires durs et dangereux dans les chaudières, et d'augmenter leur puissance et leur rendement économique, mais elle prévient encore, d'une manière certaine, les accidents occasionnés par un abaissement anormal du niveau de l'eau dans ces chaudières.

GÉNÉRATEUR OLÉOTHERMIQUE

MÄHL et DE NITTIS

Le générateur oléothermique que nous avons l'honneur de soumettre à votre haute appréciation a été créé pour obtenir de la vapeur à toutes pressions, sans redouter que les éléments les plus exposés à l'intensité du feu puissent accidentellement être détériorés.

Le liquide fréquentant ces éléments ne peut être de l'eau formant des vapeurs à toutes variations de la pression et par leur présence favorisant les altérations des tubes : nous avons choisi l'huile minérale susceptible déjà de chauffer au delà de 300° à air libre sans bouillir, et, pour les cas où nous devons lui faire excéder cette température, restant entièrement à l'état liquide, grâce à une tension légère et invariable de vapeur d'eau que nous établissons à sa surface.

Cette huile, venant se chauffer dans le voisinage du foyer, monte se refroidir au contact de tubes existant dans le réservoir supérieur d'expansion et fréquentés intérieurement par l'eau du réservoir du générateur, puis redescend se chauffer en effectuant toujours le même cycle pour véhiculer la chaleur.

Les gaz de la combustion épuisent leur température ensuite au contact de tubes à eau remplissant l'office de vaporisateurs, puis, en trois phases, parcourent un économiseur disposé à l'arrière dans un plan vertical.

Les éléments à huile et à eau sont semblables ; pour diminuer les chances de fuites, chaque élément est constitué par un groupe de tubes ayant une libre dilatation. On les emboîte par l'avant, où s'établit, par les deux chambres des collecteurs verticaux, une circulation de liquide froid par le tube central de chaque élément et de liquide chaud par les tubes plus faibles de diamètre de la périphérie.

Des joints souples, métal et amiante, nous ont donné une parfaite satisfaction comme étanchéité.

Si nous considérons les diagrammes donnés par les expériences à allures différentes, l'écart de température entre le bain d'huile qui atteint les environs de 300° et l'eau à la température correspondante à la pression vers 200°, nous voyons cet écart de 100° se maintenir, même alors que la combustion de charbon dépasse 300 kilos par mètre carré de surface de grille, maximum que nous n'avons pu excéder.

En toutes circonstances, la fixité de l'huile s'est parfaitement maintenue et n'a nécessité aucun remplacement ou addition.

La vapeur, à l'état absolument anhydre, a été fournie dans des conditions les plus économiques ; à remarquer particulièrement la faible température des gaz à la cheminée.

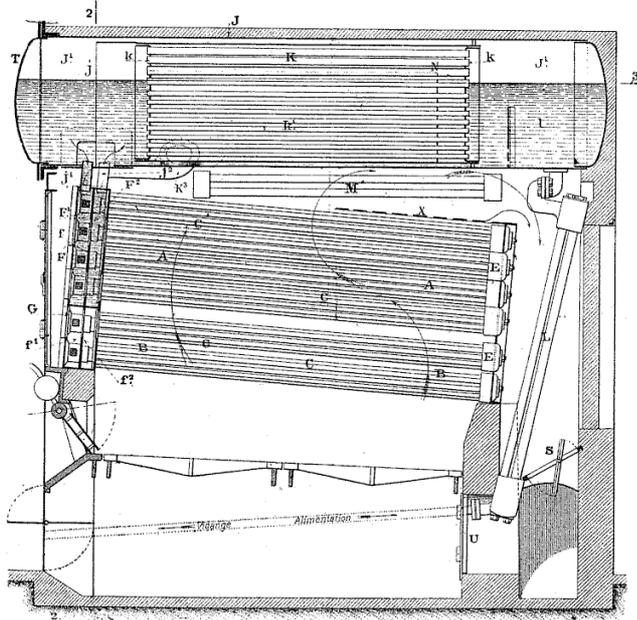


Fig. 1. — Coupe longitudinale.

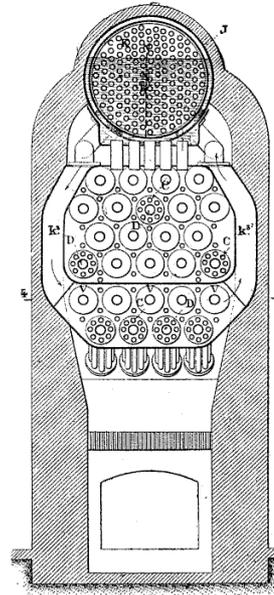


Fig. 2. — Coupe transversale 2-2.

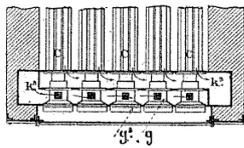


Fig. 3. — Coupe 4-4.

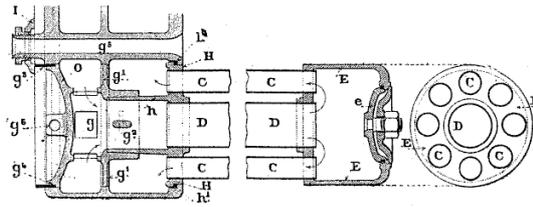


Fig. 4. — Détail d'un élément.

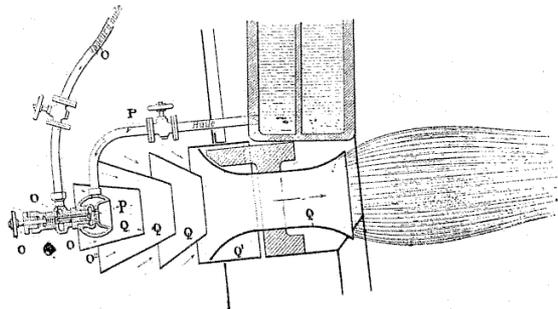


Fig. 5. — Détail d'un brûleur pour huile minérale.

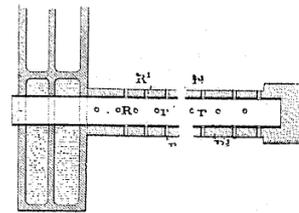


Fig. 6. — Brûleur fumivore.

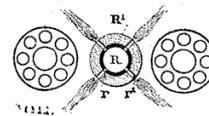


Fig. 8.

Générateur « Duplex » Mähl et de Nittis.

J¹, réservoir supérieur d'eau et vapeur; K, réfrigérant d'huile; F, lame de circulation avant, A, élément à circulation d'eau B, élément à circulation d'huile; L, réchauffeur d'alimentation; M, sécheur de vapeur; S, registre automatique; j¹, descente de l'eau; j², remontée de l'eau et de la vapeur; D, tubes adducteurs; C, tubes abducteurs; g¹, diaphragme de circulation; g², entretoises perforées pour ramonage; X, écran perforé; g³, virole presse-joint; g⁴h¹, joints amiante-cuivre; k²k¹, circulation d'huile; T, fond amovible portant tous les accessoires, soupapes, indicateurs, détendeurs, alimenteur, etc.; U, porte de ramonage.

La température du foyer étant 1200°, celle à la cheminée atteignant à peine en moyenne 190°, la chaleur des gaz perdus était de moins de 16 p. 100.

Le fonctionnement de l'appareil s'est prêté à toutes les variations d'activité, un thermomètre en vue du chauffeur lui permettant de suivre avec quiétude la température du bain d'huile.

La mise en pression peut se faire même avec une hâte inapplicable à une chaudière quelconque; bien que l'huile soit épaisse, elle acquiert dès 30° une fluidité extrême.

De plus, cette huile ne forme aucun dépôt.

Puis la libre dilatation des éléments est un gage de sécurité au point de vue des déformations,

Générateur à très haute pression.

L'état de parallélisme entre les températures de l'huile et de l'eau étant dûment démontré, et la possibilité bien établie pour nous de retarder le point d'ébullition du bain d'huile avec une légère tension de vapeur d'eau à sa surface, nous avons songé à tirer de ces phénomènes l'avantageux parti de produire de très hautes pressions.

Les avis sont très partagés sur la question du danger que présente la vapeur à l'état quelconque dans la circulation des générateurs à vapeur fonctionnant à une certaine allure. Mais on est d'accord lorsqu'on songe à faire fonctionner une chaudière à une pression supérieure à 20 kilos. Le sentiment qu'on éprouve est celui d'une grande inquiétude tant on a à appréhender et la fréquence et l'importance des accidents.

Les tentatives faites à ce jour pour résoudre le problème des hautes pressions n'avaient donné que des résultats absolument défavorables : les bouilleurs, de diamètres assez grands, avaient besoin d'épaisseurs considérables, non seulement pour répondre d'une solidité correspondant à la pression, mais aussi pour les éventualités de phénomènes de caléfaction, cette épaisseur leur permettant de se prêter sans crever à des effets momentanés de forte élévation de température. Les appareils devenaient alors de dimensions impraticables, et l'état de solidité des tubes se maintenait très peu de temps, altérés tout de suite par l'action du feu à l'extérieur.

Quant aux tubes de sections diverses pour la vaporisation instantanée, le principe même de leur presque absence de liquide permettait encore moins leur adoption.

L'appareil que nous avons établi pour la haute pression a une surface de chauffe, pour le bain d'huile quelconque; mais celle contenant l'huile peut être formée de tubes aussi minces que possible et les tubes en sinusoïde, que n'altère aucun agent extérieur, peuvent n'avoir comme épaisseur que celle utile à leur résistance. Au total, un poids de tubes inférieur à celui que nécessiterait tout autre type de chaudière et aucune altération à redouter.

Le tube vaporisateur est à double enroulement se rejoignant au centre, l'une des extrémités donnant accès à l'eau d'une bouteille d'injection, l'autre un dégagement à la vapeur dans un collecteur. Le bain d'huile reçoit ainsi partout une égale action refroidissante.

Quant à l'eau injectée, l'action graduelle de la chaleur dispense même d'une partie des 100° d'écart entre la température du bain d'huile et celle de la vapeur à former.

C'est ainsi, qu'avec une température de bain d'huile à 315°, nous avons produit de la vapeur à 50 kilos, c'est-à-dire à la température de 265°, absolument incolore au jet.

Alors même que l'écart de 100° serait nécessaire, avec 500° facilement obtenus au bain d'huile, il nous est loisible d'avoir 400° à la vaporisation, et de produire, dans des

conditions de température assurant un maintien convenable de la résistance des parois de la vapeur pratiquement à 200 kilos.

Disons en passant que la configuration du tube plat en forme sinusoïdale lui donne, par sa décomposition en éléments circulaires, son maximum de résistance, supérieur à celui que donnerait le même tube arrondi dans sa forme primitive.

Le bain d'huile constitue une réserve importante de chaleur permettant la variation voulue de sa dépense en effectuant le degré de saturation ou de surchauffe de la vapeur dont on est ainsi absolument maître.

Le tube vaporisateur garde toujours, du côté de l'huile, un parfait état de propreté; la fente de circulation de l'eau serait bouchée bientôt par les calcaires si des lavages fréquents, à l'eau acidulée, ne leur rendaient leur propreté première. Puis, des essais hydrauliques avec grande surpression, effectués avec la pompe alimentaire même du générateur, donnent toute quiétude sur l'état de solidité.

Chauffage aux Huelles minérales.

Dans le cas de chauffage au pétrole, pour générateur extra-léger, notre appareil se prête spécialement à la meilleure préparation de cette combustion : on injecte le pétrole dans le bain d'huile à 500°, il se transforme en vapeur que l'on recueille dans la chambre d'expansion; on amène cette vapeur dans une tuyère spéciale pour effectuer un appel d'air considérable et, par deux manœuvres de robinets, on est maître, jusqu'à une puissance excessive, de l'allure de la production de chaleur. On peut même, à l'aide de ce soufflage, projeter et brûler l'huile du bain sous la forme pulvérulente.

Utilisation. — Mais beaucoup se sont demandé ce que nous pensions faire d'une telle pression, qu'on ne sait encore utiliser. Avant qu'on connût le moyen pratique d'utiliser les hautes chutes hydrauliques, elles étaient sans intérêt. Comme, jusqu'à ce jour, les moyens pratiques de produire de hautes pressions de vapeur n'existaient pas, les moteurs divers à vapeur n'ont pas été améliorés dans le sens de leur emploi; mais il est hors de doute que la question importante était de produire ces hautes pressions; le moyen que nous indiquons donne satisfaction. Quant à la transformation des systèmes actuels de moteurs à vapeur pour l'emploi de ces pressions, il s'opérera dans un prochain avenir et de façons multiples.

Ce sera peut-être la résolution de grands problèmes tels que celui de l'aviation.

Économie du principe. — Au point de vue du rendement en travail de la puissance mécanique de la chaleur, on peut se demander, en faisant une récupération toujours possible de la chaleur des gaz de la combustion, quels résultats il est possible d'espérer? Malgré tous les aléas, il est hors de doute qu'avec le moteur bien approprié, on doit obtenir des résultats économiques considérables en employant les hautes pressions.

Sans calculs fastidieux, considérons simplement les calories susceptibles d'être transformées en travail pour un kilogr. de vapeur à 10 kilogr., conditions actuelles, et 200 kilogrammes que nous proposons d'obtenir en fonctionnant à échappement libre.

En faisant usage de la formule de Regnault, la moins favorable à notre théorie, nous trouvons :

$$\begin{array}{l} \text{à 10 kilogr., la chaleur totale égale } 605,5 + 0,305 \times 183 = 661,5; \\ \text{à 200 — — — — — } 606,5 + 0,305 \times 400 = 728,5; \end{array}$$

Si la vapeur d'échappement entraîne la chaleur de vaporisation à 10 kilogr., les calories transformées en travail sont celles du produit $0,305 \times 183 = 55,8$, soit les $\frac{55,8}{661,5} = \frac{84}{1000}$ des calories employées.

A 200 kilogr., ces calories transformées en travail sont :

$$0,305 \times 400 = 122$$

mais pour produire 122 calories utilisables à 10 kilogrammes il faut dépenser $122 \times \frac{661,5}{55,8} = 1.464$ calories; d'où le rendement en travail fourni par la chaleur dans les deux cas forme la proportion de $\frac{728,5}{1.464} = \frac{1}{2}$ environ.

Le rendement en travail de la chaleur serait donc de 100 p. 100 supérieur à 200 kilogr. de pression jusqu'à 10 kilogr. actuellement utilisés.

Nous n'avons pas tenu compte de la condensation, dont nous faisons abstraction du bénéfice dans les deux cas; ce qui paraît à l'avantage de notre théorie. Mais, outre que dans beaucoup de cas elle ne s'emploiera pas, l'utilisation d'une force vingt fois plus grande dans une même capacité de moteur donnera un avantage considérable à notre système au point de vue des déperditions extérieures de la chaleur.

Production de vapeurs autres que celle de l'eau.

Notre générateur se prête d'une façon exceptionnelle à la vaporisation d'autres fluides que l'eau.

En formant des vapeurs de liquides ayant une plus faible chaleur de vaporisation que l'eau, le rendement double pourra être même quadruplé.

Considération sur l'emploi du Générateur oléothermique.

A notre avis, les moteurs qui auront toujours le plus d'acceptations pratiques seront certainement ceux qui emploieront la chaleur sous la forme la plus concrète. Le moyen fourni par le générateur oléothermique qui fait voisiner la limite de la puissance produite avec celle de la résistance à la haute température des corps qui effectuent le travail, consacre pour longtemps la suprématie de la vapeur d'eau sur l'usage de tous autres gaz.

L'adoption du bénéfice de nos procédés changerait peu l'usage des appareils à vapeur existants : il serait loisible de conserver les chaudières actuelles en les chauffant au besoin avec la chaleur perdue des foyers des générateurs oléothermiques, et en leur faisant préparer l'eau à une certaine température pour l'alimentation, au moyen d'une pompe appropriée, des générateurs à haute pression.

De même pour les machines : dans un moteur approprié on utiliserait la pression de 200 kilogr. détendue en travaillant jusqu'à 10 kilogr., puis ensuite, dans les machines ordinaires, cette vapeur dans les conditions anciennes de détente et de condensation.

Tels sont, Messieurs, les résultats de nos recherches, et nous serons très heureux si, ayant pu vous intéresser, nous avons pu servir la cause du progrès à laquelle nous nous sommes entièrement consacrés.

Nous sommes profondément convaincus de l'intérêt que présente notre découverte

et des avantages immenses à en tirer. Si l'aréopage de savants, qui a bien voulu recevoir aujourd'hui la première communication publique de notre travail, daigne lui accorder sa bienveillante sollicitude, qu'il puisse dire aussi, en révélant notre œuvre, que nous faciliterons avec l'esprit le plus libéral la tâche de ceux qui voudront suivre la voie que nous avons tracée, pour le plus grand bien du progrès.

NOTES SUR LA MÉTHODE OPTIQUE

De M. JULES VINSONNEAU

POUR L'EXAMEN INTÉRIEUR ET EXTÉRIEUR DES TUBES DES CHAUDIÈRES
ET DE TOUS MÉTAUX CREUX¹

Accidents des tubes de chaudières. — Les accidents divers signalés dans l'emploi des tubes, soit par la Marine, soit par l'industrie, nous ont conduit à rechercher quelles peuvent en être les causes primordiales.

La perfection des constructions de la Marine enlève toute idée de défauts d'exécution des chaudières, défauts qu'il serait du reste très facile de corriger après une première constatation.

D'un autre côté, MM. les agents du contrôle font trop consciencieusement leur service d'essais ou chimiques, ou électrolytiques, ou physiques, pour admettre qu'une négligence quelconque de leur part ait pu provoquer des ruptures de tubes.

Cependant, des ruptures étant survenues après un temps de service très court, il a paru intéressant de rechercher quelles peuvent être les causes des accidents.

Lorsque les tubes sont admis comme bons, que tous les essais ont été faits, que la réception est définitive, a-t-on, avec les exigences actuelles des cahiers des charges, donné aux tubes le maximum possible de sécurité?

Telle est la question à laquelle nous allons essayer de répondre.

Nous admettons que les tubes en acier, en fer, en laiton, en cuivre, sont soumis à des analyses, à des essais physiques conformes aux demandes des cahiers des charges, actuellement en usage, et que les défauts que nous allons signaler se retrouvent, plus ou moins, dans les tubes de métaux divers.

Les phénomènes que nous allons étudier, les remèdes que nous allons proposer sont relatifs à tous les tubes.

Supposons qu'à l'une des avant-dernières passes à la filière une rayure ou ligne de filière se produise. Elle a, très grossie, la forme (fig. 1) *abc*.

Comme on n'examine les tubes que légèrement avant le recuit final, avant le déca-

1. Ces notes sont tirées de la Conférence faite à la Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale le 27 octobre 1899, par M. G. Secrétan, ingénieur opticien.

M. G. Secrétan, qui a construit le premier appareil d'essais, a assisté à toutes les expériences faites par MM. les Ingénieurs des constructions navales, expériences concluantes pour démontrer l'utilité de la méthode.

page, cette ligne de filière passe inaperçue. Le tube est admis aux dernières filières qui, resserrant les bords de la rayure, produisent une section de rupture longitudinale de forme dh .

Dans certains cas, et grâce à certains moyens, on peut faire disparaître l'apparence de la section dh sans pour cela supprimer la section de rupture.

Le tube essayé à la pression hydraulique résiste puisque nous avons encore en df une section suffisante.

Si le tube a été essayé à 50 kilogrammes par centimètre carré, on admet qu'il y a une sécurité suffisante, le tube ne devant travailler qu'à une pression intérieure parfois dix ou vingt fois moindre.

C'est une erreur. Par les alternatives de dilatations et de constructions, il se produit, suivant $x'y'$, des ruptures infinitésimales qui, souvent répétées par les multiples changements de températures, diminuent progressivement l'épaisseur df , jusqu'à un point où la rupture se produit par les efforts combinés de la dilatation et de la pression.

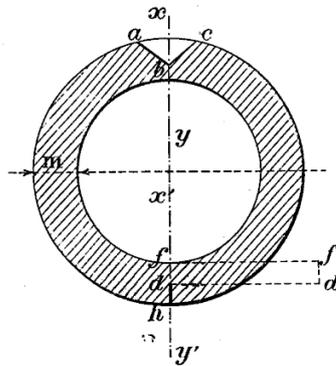


Fig. 1.

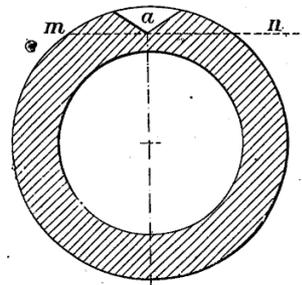


Fig. 2.

Ces rayures, que nous avons pu voir sur des tubes considérés comme bons, ont de $0^{\text{mm}},1$ à $0^{\text{mm}},4$ de profondeur; c'est évidemment peu comme profondeur réelle, mais c'est énorme, comparé à certaines épaisseurs de tubes, par exemple, celles des tubes des condenseurs par surface de la Marine. Les épaisseurs des tubes ont parfois $0^{\text{mm}},7$.

La profondeur des rayures varie donc de 15 à 55 p. 100 de l'épaisseur des tubes, dans certains cas.

Les fabricants font disparaître l'apparence des rayures soit par le matage, soit par la lime, soit par un nettoyage à l'émeri.

Lorsqu'on a un certain nombre de tubes à visiter, il est bien difficile de voir à l'œil nu la différence entre une ligne d'étirage, une ligne d'émeri et une ligne de filière.

Malgré toute la sévérité et le zèle des agents du contrôle, ils doivent fatalement laisser passer des tubes défectueux que la construction emploie et que la Marine ou l'industrie jugent mauvais après quelques jours d'usage.

Il n'y a pas que des lignes de filière que la fabrication peut laisser passer sans rebuter les tubes. Des piqûres, des pailles légères, des impuretés ou superficielles ou internes laissent, après le polissage aux dernières filières, une certaine incertitude sur la nature des lignes vues, lorsque toutefois on peut les apercevoir.

Lorsqu'une rayure a (fig. 2) est constatée, des fabricants l'effacent en limant le tube suivant un plan mn , qui diminue l'épaisseur du tube, le rend non cylindrique, le met dans un état d'infériorité au point de vue de la résistance, mais cependant moins mau-

vais que si on avait laissé subsister la rayure longitudinale. Il faudrait que tous les examens à l'œil soient faits :

- 1° Aux deux avant-derniers passages à la filière;
- 2° Après le décapage;
- 3° Après la terminaison des tubes.

Puis, avant le montage des tubes, il serait bon de les nettoyer assez bien avec un chiffon de drap et de l'émeri très fin ne rayant pas.

Cela fait, faire passer le tube dans notre appareil, composé d'un support donnant au tube un mouvement de rotation lent, en même temps qu'un mouvement d'avancement à travers une chambre claire munie d'une lentille assez puissante et réglable, un scrutateur.

Les tubes, après cet examen minutieux, seront classés en trois catégories :

- 1° Les tubes parfaits à employer au montage immédiat;
- 2° Les tubes douteux à soumettre à un nouveau polissage et à un nouvel examen;
- 3° Les tubes de rebut sur lesquels des défauts auront été constatés.

Nous avons constaté : des lignes douteuses sur des longueurs variant de 10 millimètres à 1500 millimètres provenant de filières, des lignes produites par des piqûres ou par des crasses sur des longueurs de 5 millimètres à 100 millimètres.

Défauts intérieurs. — A l'intérieur des tubes, les mêmes défauts existent et, à l'œil nu, il est *impossible* de faire un examen sérieux de la surface intérieure des tubes.

Cet examen intérieur serait utilement fait au moyen de notre appareil d'examen optique Jules Vinsonneau, éclairé à la lumière électrique.

La principale objection qui est faite à ce mode minutieux d'examen des tubes, et avec juste raison, par les fabricants et par les acheteurs est la grande augmentation de prix que nécessite l'adoption de ces mesures de sécurité.

Étudions ce que sont ces dépenses supplémentaires.

Nous estimons que les rebuts sont augmentés de 10 p. 100 environ. La perte du fabricant due aux frais de contrôle et à l'amortissement des appareils spéciaux de contrôle, aux déchets, aux suppléments de main-d'œuvre ne sont pas supérieurs à 6 p. 100.

Si nous admettons que les frais de contrôle et de réception sont, pour l'acheteur, augmentés de 2 p. 100 de la valeur des tubes, nous nous trouvons en présence d'une augmentation totale de 8 p. 100 du prix actuel d'achat, toutes choses égales d'ailleurs.

Supposons 10 p. 100.

Dans un navire, d'une valeur d'au moins 20 millions de francs, le prix total des appareils tubulaires, partie tubes, est une partie relativement faible du prix total du navire. L'augmentation est donc peu sensible.

Seulement il aura acquis, du fait de son appareil tubulaire, qui est son organe principal de vie, le maximum possible de sécurité.

Ajoutons qu'on aura réduit au minimum les frais d'entretien et de réparation par un meilleur contrôle des pièces avant leur montage.

Notice descriptive. — Notre appareil se compose (fig. 3, 4 et 5) d'un tube A, formé de plusieurs tronçons raccordés à vis, ou emmanchés à télescope, utilisés suivant la longueur du tube à examiner. Ce tube, peint en blanc à l'intérieur, s'il y a lieu, pour que la lumière qui doit le traverser soit atténuée le moins possible, porte une lampe électrique à incandescence B, de constitution spéciale, dont la lumière, réfléchie par un miroir B', éclaire la partie *mm'* du tube.

L'image de la partie *mm'*, vue dans le miroir plan D, se reporte, à travers le tube, sur le miroir plan D'.

Le tube A est fixé, en a' , à une chambre F, qui porte une lunette grossissante G. Le miroir plan D' est réglable au moyen de la vis F.

On pourrait, à la rigueur, placer la lunette G en G' en supprimant le deuxième miroir plan D', mais cette combinaison est moins commode pour l'examen des tubes sur tréteau. On l'a adoptée pour l'examen optique de l'intérieur des tubes en place.

Il a été fait des essais concluants d'examen de tubes avec la lunette scrutatrice en G et en G'.

Le tube à visiter b passe dans un chariot, dont la description sera donnée ci-après, qui l'entraîne convenablement pour mettre successivement sous l'œil de l'examineur toutes les parties intérieures du tube, lequel est porté par des galets $d d'$. Ces galets sont mobiles sur des supports qui les laissent se soulever, dès que le tube v les abandonne, et se rapprocher du tube A.

L'appareil AFG est articulé en I avec un support H, fixé sur une traverse J, boulon-

Fig. 5.

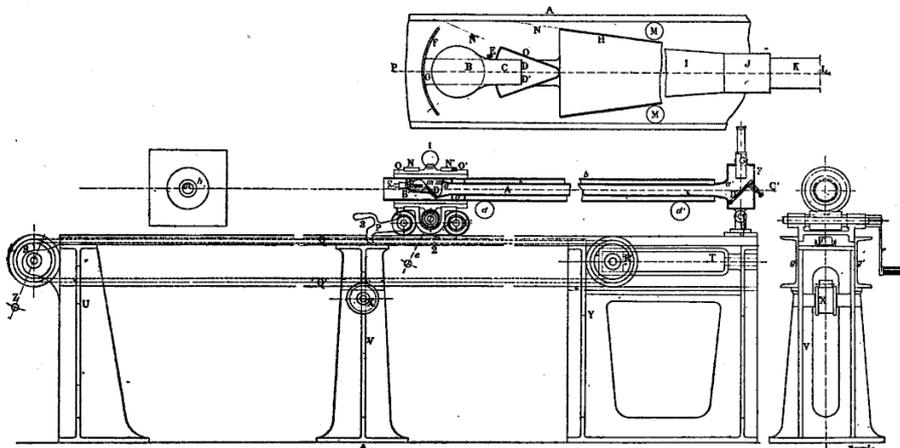


Fig. 4.

Fig. 3.

Fig. 3 à 5. — Appareils Secrétan-Vinsonneau pour l'examen des tubes.

née au bâti-support. Ce bâti est formé de deux barres métalliques rigides en \sqsubset , boulonnées à des supports en fonte U, V, Y; le support extrême U porte la poulie fixe R de chaîne Galle Q, et la manivelle ou la poulie de manœuvre de ladite chaîne Galle. Le support extrême Y porte la poulie mobile R' de chaîne Galle Q', qui sert de poulie de renvoi et à tendre la chaîne; les vis du tendeur passent en T.

Les supports intermédiaires V portent des galets X, qui guident le brin inférieur de la chaîne Galle; le brin supérieur glisse sur le plat intérieur d'un fer en \sqsubset f, boulonné aux supports; les supports intermédiaires sont au nombre de trois pour un banc de 12 mètres de longueur.

Chariot. — Le chariot se compose d'une partie X, montée sur quatre galets L L..., qui roulent sur l'aile supérieure des fers en \sqsubset g g'. Une des vis sans fin, à axe creux dans lequel passe le tube à visiter, est portée par les paliers NN'; sur les embrasses OO' sont vissées les vis de serrage du tube à examiner, le serrage se fait sur cales de cuivre ou de bois. La vis sans fin S est actionnée par la manivelle e; une griffe P permet de faire entraîner ou non le chariot par la chaîne Galle.

Fonctionnement. — Le fonctionnement a lieu comme suit: Le tube est placé sur le

chariot, au bout du banc à gauche, puis avancé vers l'appareil d'examen jusqu'à la position représentée par la fig. 4. Le contrôleur met la lampe en fonction, et, l'œil placé à l'oculaire du scrutateur, il suit les mouvements de la surface intérieure du tube.

Le mouvement est donné par deux aides : un, agissant sur la manivelle e , pour la rotation du tube ; l'autre, agissant sur la manivelle z , pour le mouvement arrière rectiligne dudit tube.

Il a paru plus simple et plus commode d'employer, à la manœuvre de l'appareil, les hommes préposés à la manutention des tubes à vérifier, plutôt que des combinaisons mécaniques, d'ailleurs faciles à réaliser, pour placer les mouvements du tube sous la dépendance directe du contrôleur, sans le secours d'aides.

La manœuvre est la même, que la lunette soit placée en G ou en G'.

Avec la lunette ou scrutateur en G', l'appareil, porté à la main, peut être employé pour l'examen sur place des tubes et des chaudières, soit pour se rendre compte de fuites, soit pour en vérifier ou l'entretien, l'état d'oxydation, ou simplement le nettoyage.

Lorsque le tube est examiné, on desserre les vis de serrage et l'on remplace le tube visité par un autre pour recommencer l'opération.

La pratique indiquera la limite de longueur de tube pouvant être examinée en une seule fois, pour juger quels sont les tubes que l'on pourra visiter en une seule passe et ceux qu'il faudra retourner pour les visiter en deux fois. Ces longueurs varieront évidemment suivant les diamètres des tubes.

L'appareil qui a servi aux essais est de 2 mètres de long pour un diamètre de tube à visiter de 38 millimètres. Un appareil amélioré eût pu permettre de porter la longueur à 3 mètres au moins.

J'ai supposé en q un garnissage en caoutchouc ou en feutre, une bague à billes ou un collier à galets sur ressorts pour supporter l'appareil et permettre son utilisation à des tubes de divers diamètres.

Lorsqu'il y aura de grandes quantités de tubes de mêmes dimensions à examiner, je crois qu'il sera préférable d'adopter un appareil pour chaque catégorie de tubes. J'entends, par catégorie, des tubes de diamètres peu différents, par exemple 70 à 80, 80 à 90. Cependant, il vaut mieux adopter une bague excentrée qui, tournant à frottement doux sur l'appareil, et différant peu, comme diamètre extérieur, du diamètre intérieur du tube à visiter, maintient toujours le miroir D dans la même position, par rapport à la fraction de surface éclairée mm' du tube qu'il occupe dans la fig. 4, et cela quel que soit le diamètre du tube. La charnière I et le support H seront mobiles sur une vis de réglage verticale pour que l'horizontalité de l'axe de l'appareil soit maintenue, quel que soit le diamètre intérieur du tube à examiner. Ces bagues, en deux pièces, seront un outillage en somme peu onéreux, qui permettra de restreindre beaucoup le nombre des scrutateurs.

Examen extérieur des tubes. — Quoique l'appareil étudié soit destiné à l'examen intérieur des tubes, je crois utile de signaler avec quelle facilité on pourrait adapter l'appareil d'examen optique extérieur pour fonctionner en même temps que l'appareil d'examen optique intérieur.

Une chambre, avec lampe électrique et réflecteur réglable I, est traversée par le tube animé de ses deux mouvements de rotation et d'avancement rectiligne ; h est une partie en accordéon permettant le déplacement, suivant les besoins de l'examen, de l'appareil optique grossissant dont n est l'oculaire. Un scrutateur oculaire mobile par une vis, avec pignon et crémaillère, comme pour le scrutateur G, sera employé dans bien des cas. Un opérateur ferait l'examen optique extérieur, pendant que le deuxième

opérateur ferait l'examen optique intérieur du même tube. Ceci n'aurait d'avantage absolu que dans le cas de tubes non zingués par électrolyse ; le procédé de zingage, en effet, fait ressortir les principaux défauts extérieurs des tubes. Il est employé par la Marine.

Peut-être l'examen optique des tubes zingués permettrait-il de mieux se rendre compte qu'à l'œil nu de l'état réel de la surface extérieure d'un tube ; l'expérience probablement dira que l'examen optique est nécessaire dans tous les cas, que les tubes soient zingués ou non. Je préconise le zingage et l'examen optique ensuite.

Variante. — Pour l'examen optique *grosso modo* des tubes de toutes dimensions montés ou démontés, on pourra employer l'appareil établi suivant la variante (fig. 5).

Cette variante d'appareil d'examen optique intérieur des tubes se compose d'une lampe électrique B, fixée en C sur un cône directeur O qui, lui-même, est fixé latéralement à un tube viseur H-I. Le tube viseur H porte un miroir parabolique F, qui renvoie les rayons lumineux vers la région cylindrique intérieure N du tube *n*, qu'il s'agit d'examiner. D D' sont les deux fils électriques de la lampe. J K est l'appareil optique à mouvement télescopique, L est l'oculaire réglable à vis et à crémaillère.

Cet appareil serait utilisable pour un examen, sur place, des tubes des chaudières.

Il peut être établi suivant des dimensions très restreintes pour permettre la visite des tubes de diamètre relativement faible.

Je crois qu'il serait bon d'ajouter pour cet appareil, au réflecteur F, un réflecteur auxiliaire suivant F', ne laissant qu'une faible portion de la surface intérieure cylindrique éclairée.

L'appareil peut être construit avec miroir réflecteur. Du reste, pour cette variante d'appareil, comme pour les autres précédemment décrits, l'expérience donnera des indications pour les appareils pratiques définitifs à adopter pour l'examen optique des tubes.

RAPPORT SUR LES TURBINES A VAPEUR

Par M. A. RATEAU

INGÉNIEUR DES MINES

1° **Introduction.** — Depuis quelques années les turbines à vapeur se sont largement introduites dans la pratique sous leurs deux formes principales de turbines à disques multiples, sans intermédiaire d'engrenages, et de turbines à simple disque, avec réduction de vitesse par engrenage. Ce résultat est dû, on le sait, plus particulièrement aux efforts de l'ingénieur anglais Parsons (1885) et de l'ingénieur suédois de Laval (1894). Le premier s'est attaché aux turbines à disques multiples, tandis que le deuxième s'est borné aux turbines à engrenages.

Grâce à ces ingénieurs, la turbine à vapeur a conquis droit de cité, et on peut affirmer que ses applications vont devenir rapidement plus nombreuses et plus importantes en raison des avantages précieux qu'elle offre à divers points de vue.

Mais ce n'est pas d'aujourd'hui que les inventeurs ont caressé, dans leurs rêves, l'espoir de faire convenablement fonctionner ces merveilleuses machines. Sans remonter jusqu'au célèbre Éolipyle d'Héron d'Alexandrie, on trouve dans ce siècle une foule de projets, ainsi qu'en témoignent les renseignements rassemblés par M. Sosnowski dans la *Revue d'Encouragement pour l'Industrie nationale* (1896). Certains esprits très pénétrants ont parfaitement compris, il y a de longues années, de quelle manière la turbine à vapeur devait être réalisée, mais ils se sont heurtés aux difficultés matérielles d'exécution. Pour réussir ces machines, il fallait attendre que la métallurgie nous eût donné des matériaux capables de supporter sans rupture les énormes vitesses de rotation auxquelles on est conduit et que les progrès de la construction mécanique eussent permis d'atteindre la précision nécessaire. Il fallait, aussi, bien connaître le phénomène de l'écoulement de la vapeur d'eau par les tuyères d'injection rectilignes ou courbes; sur ce point, l'on trouve encore aujourd'hui dans la plupart des ouvrages de mécanique appliquée de grandes erreurs.

Parmi nos devanciers, il en est un qui mérite d'être cité tout spécialement. C'est l'ingénieur des mines Tournaire, qui, il y a un demi-siècle, en 1853, indiquait en traits magistraux de quelle manière il fallait réaliser les turbines à vapeur¹.

« Les fluides élastiques, disait Tournaire, acquièrent d'énormes vitesses sous l'influence de pressions même assez faibles. Pour utiliser convenablement ces vitesses sur de simples roues analogues aux turbines à eau, il faudrait admettre un mouvement de rotation extraordinairement rapide, et rendre extrêmement petite la somme des orifices, même pour une grande dépense de fluide. On éludera ces difficultés en faisant perdre à la vapeur ou au gaz sa pression, soit d'une manière continue et graduelle, soit

1. *Comptes rendus de l'Académie des Sciences*, 28 mars 1853.

par fractions successives, et en la faisant plusieurs fois réagir sur les aubes de turbines convenablement disposées.

« Une machine se compose (fig. 1 à 3) de plusieurs axes moteurs indépendants les uns des autres, et agissant, par l'intermédiaire de pignons, sur une même roue chargée de transmettre le mouvement. Chacun des axes portera plusieurs turbines ou roues à aubes BB, CC, EE, disposées autour d'un axe mobile OA. Celles-ci recevront et verseront le fluide à une même distance de l'axe. Entre deux turbines est placée une couronne

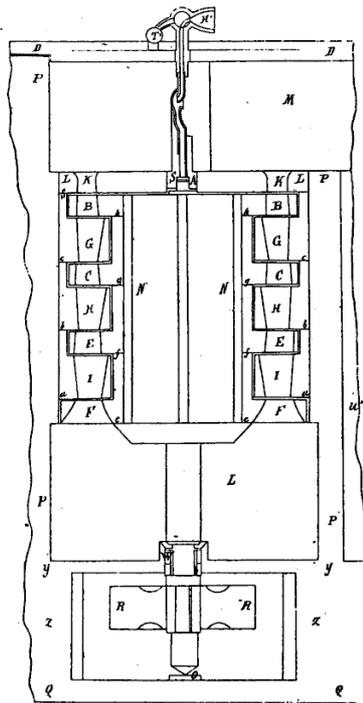


Fig. 1.

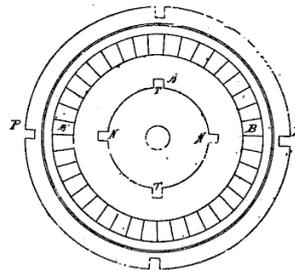


Fig. 2.

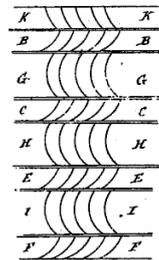


Fig. 3.

fixe d'aubes directrices GG, HH, II. Le jet fluide arrive à la première turbine par des orifices injecteurs *kk*. Ensuite les directrices recevront le jet sortant d'une roue à réaction, et lui imprimeront la direction et la vitesse la plus convenable pour que ce jet exerce son action sur la roue suivante. Chacun de ces systèmes d'organes mobiles et d'organes fixes sera renfermé dans une boîte cylindrique. Les aubes directrices feront partie des bagues ou pièces annulaires qui se logeront dans le cylindre fixe, et qui devront s'adapter très exactement les unes au-dessus des autres. Les turbines auront ainsi la forme des bagues, et viendront s'enfiler sur un manchon dépendant de l'axe. Quelques nervures s'encastrant dans des rainures rendront les directrices solidaires avec la boîte cylindrique, les turbines solidaires avec l'axe. Les directrices supérieures, qui feront simplement office de canaux injecteurs, pourront appartenir à une pièce pleine, dans laquelle se logera la fusée ou le tourillon de l'axe, et qui servira à fixer celui-ci.

« Après avoir agi sur les turbines dépendant du premier axe, et avoir ainsi perdu une

plus ou moins grande partie de son ressort, le fluide exercera son action sur les turbines du second axe, et ainsi de suite.

« Comme la vapeur se détendra au fur et à mesure qu'elle parcourra les aubes des roues et des directrices, il faudra que ces aubes offrent des passages de plus en plus larges, et les derniers appareils auront des dimensions plus grandes que les premiers.

« Comme dans toutes les machines, plusieurs causes tendront à diminuer l'effet utile de nos appareils, et à le rendre inférieur à l'effet théorique.

« Une partie du fluide, s'échappant par les intervalles de jeu qu'il est nécessaire de laisser entre les pièces mobiles et les pièces fixes, n'aura point d'action sur les turbines et ne sera point guidée par les directrices. Il se produira des chocs et des tourbillonnements à l'entrée et à la sortie des aubes. Les frottements, que l'étrécissement des canaux rendra considérables, pourront absorber une assez notable partie du travail théorique.

« Pour que l'application de nos principes aux machines mues par les fluides élastiques soit suivie de succès, il faudra qu'une très grande précision et un très grand soin soient apportés à la construction et au montage des pièces, que les dimensions et les tracés des aubes et des canaux soient attentivement étudiés.

« Il importera que les dents des pignons, qui seront animés de très grandes vitesses, fonctionnent d'une manière très douce, sans chocs et sans secousses; les engrenages hélicoïdaux, dits de White, seront probablement d'un bon emploi.

Comme on le voit, la disposition indiquée par Tournaire est exactement celle qui a été réalisée trente-deux ans plus tard par le système Parsons avec des dispositions de détail qui en ont assuré le succès. On y trouve aussi les engrenages hélicoïdaux utilisés depuis dans le système Dow et dans le système de Laval.

Pour réussir à supplanter les machines à piston dans les cas où une grande vitesse de rotation est réclamée, il fallait que la turbine à vapeur non seulement fût établie de manière à fonctionner longtemps sans avarie et sans usure notable, mais encore que la consommation de vapeur par cheval-heure ne fût pas beaucoup plus élevée que celle des machines à piston dans des conditions analogues. Cela a été jusqu'à ces derniers temps l'écueil qui a empêché l'essor de ces machines. Mais déjà la difficulté paraît vaincue et il n'est pas déraisonnable d'espérer que la turbine à vapeur sera tout aussi économique et peut être même plus économique que la machine à piston.

Depuis plusieurs années nous avons de notre côté étudié systématiquement la question des turbines à vapeur, en collaboration avec les ateliers Sautter-Harlé; c'est une partie des résultats acquis que nous allons indiquer ici. Nous nous bornerons à nos recherches, puisque les autres systèmes de turbines doivent faire l'objet de rapports spéciaux.

Pour calculer rapidement le rendement spécifique des turbines expérimentées, nous avons dû chercher une formule et construire un abaque indiquant la consommation théorique de la machine supposée parfaite fonctionnant entre une pression d'amont P et une pression d'aval p déterminées.

Puis, il a fallu étudier expérimentalement le phénomène de l'écoulement de la vapeur, afin de vérifier les formules de la thermodynamique que, dans presque tous les ouvrages, on déclare absolument fausses.

Ensuite, chercher les formes d'aubes et de tuyères les plus avantageuses. Nous avons opéré pour cela soit par la méthode statique comme je le dirai tout à l'heure, soit par la méthode dynamique en essayant des disques de turbines faits avec ces formes d'aubes et des distributeurs composés avec les tuyères en expérience.

Cela fait, nous avons construit des turbines-dynamos avec les meilleurs éléments

trouvés et nous les avons expérimentées méthodiquement dans des conditions variées de pression, de charge, de vitesse, de nombre de tuyères, etc.

Des questions à côté, mais très importantes, ont dû aussi être élucidées, notamment : le calcul et la construction de disques mobiles devant supporter de grandes vitesses de rotation, l'équilibrage parfait de ces disques, le frottement de ces disques sur la vapeur qui les entoure, le graissage automatique des paliers et des engrenages, etc.

Nous dirons un mot de ces diverses questions, et finalement nous passerons à la description des types que nous avons créés soit avec un disque seulement, soit avec plusieurs, et montrerons les résultats qu'ils sont susceptibles de donner.

Chemin faisant, nous aurons à rappeler la formule fondamentale des turbines et à rechercher s'il vaut mieux adopter le fonctionnement *sans réaction* comme certains le soutiennent ou le fonctionnement par *réaction*.

2° Abaque et formule des consommations théoriques. — Quand une machine à vapeur fonctionne entre une pression d'amont P déterminée et une pression d'aval p également déterminée, il existe une certaine dépense théorique de vapeur par cheval-heure, qui est exactement la même que ce soit une machine à pistons ou une turbine dès que l'on admet qu'il ne se produit aucune perte dans la machine.

On sait que l'énergie N qu'il est possible de retirer d'un kilogramme de vapeur saturée et sèche fonctionnant dans une machine parfaite entre la pression initiale P et la pression finale p , avec détente adiabatique complète poussée jusqu'à la pression p , est donnée, en kilogrammètres, par la formule :

$$(1) \quad N = E \left[r \frac{T_1 - T_2}{T_1} + \int_{T_2}^{T_1} C \frac{T - T_2}{T} dT \right],$$

dans laquelle les lettres ont la signification suivante :

$E = 425$ équivalent mécanique de la calorie;

T_1 température absolue correspondant à la pression P ;

T_2 température absolue correspondant à la pression p ;

C chaleur spécifique du liquide à la température T ;

r chaleur de vaporisation du liquide à la température T_1 .

Cette formule correspond au diagramme entropique bien connu, figure 4, du cycle de Rankine.

Au sujet de la vapeur d'eau, les résultats des expériences de Regnault donnent tout ce qu'il faut connaître sur T , r et C , depuis la pression de $28^{\text{kg}},95$ par centimètre carré jusqu'à celle de $0^{\text{kg}},01$ seulement, pour faire le calcul de N . Si, ensuite, l'on remarque que un cheval-heure donne 270 000 kilogrammètres, on a la consommation K théorique, en kilogrammes par cheval-heure, en divisant 270 000 par N .

J'ai fait ce calcul, aidé du concours amical de M. J. Rey, ingénieur en chef des ateliers Sautter-Harlé, qui a étudié ces questions avec moi, pour un très grand nombre de valeurs de P et de p en poussant l'approximation le plus possible, en tenant compte notamment de la variation de la chaleur spécifique C de l'eau avec la température. Puis j'ai

construit un abaque, que j'ai fait connaître en février 1897¹, donnant K en fonction

1. Abaque des consommations théoriques d'une machine à vapeur et nouvelle loi relative à la vapeur d'eau. *Annales des Mines*, février 1897.

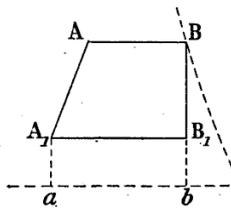


Fig. 4.

de P et de p. Cet abaque, que voici reproduit en plus petites dimensions, figure 5, est fait à l'aide de log p en abscisses et de log P en ordonnées. Il est remarquable en ce que les lignes d'égale consommation K sont des lignes droites convergentes, distribuées suivant une loi simple, que j'ai indiquée dans le mémoire précité, et de laquelle on tire la formule empirique suivante :

$$(2) \quad K = 0,85 + \frac{6,95 - 0,92 \log P}{\log P - \log p},$$

qui permet de calculer K facilement quand on n'a pas l'abaque.

Pour des valeurs de K inférieures à 15 kilogrammes par cheval-heure, cette formule

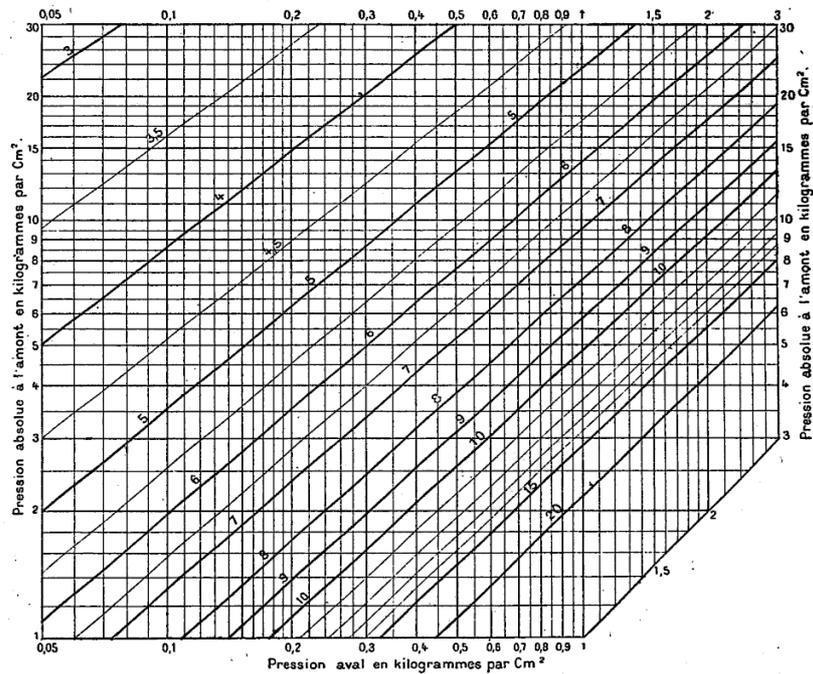


Fig. 5.

est exacte à moins de 2 millièmes près, ce qui est beaucoup plus que suffisant pour les besoins de la pratique¹.

On voit bien nettement sur l'abaque l'intérêt qu'il y a à baisser la pression d'aval p. Ainsi, par exemple, pour une pression d'amont égale à 10 kilogrammes par centimètre carré, la consommation K baisse de 4^{kg},4 à 3^{kg},05 quand la contrepression p descend de 0,20 à 0,05. Ceci montre combien il importe avec les turbines à vapeur, qui peuvent opérer la détente complète de la vapeur, d'avoir un excellent vide.

Si la vapeur, au lieu d'être initialement saturée, était surchauffée, la consommation théorique serait plus faible. Une correction serait nécessaire. M. l'ingénieur Lelong a

1. M. le professeur MOLLIER a donné dans le n° du 18 juin 1898, de la *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, postérieurement à mon travail, par conséquent, une formule un peu plus simple :

$$K = \frac{6,87 - 0,9 \log p}{\log P - \log p},$$

mais, par contre, un peu moins exacte que la formule 2.

fait connaître une méthode et donné un abaque (*Association technique Maritime*, 1899) permettant de faire rapidement cette correction.

Abaque des quantités d'eau condensée. — Il est intéressant aussi de pouvoir évaluer rapidement la proportion d'eau qui est condensée pendant la détente adiabatique d'une certaine quantité de vapeur initialement saturée et sèche. J'ai construit à cet effet un

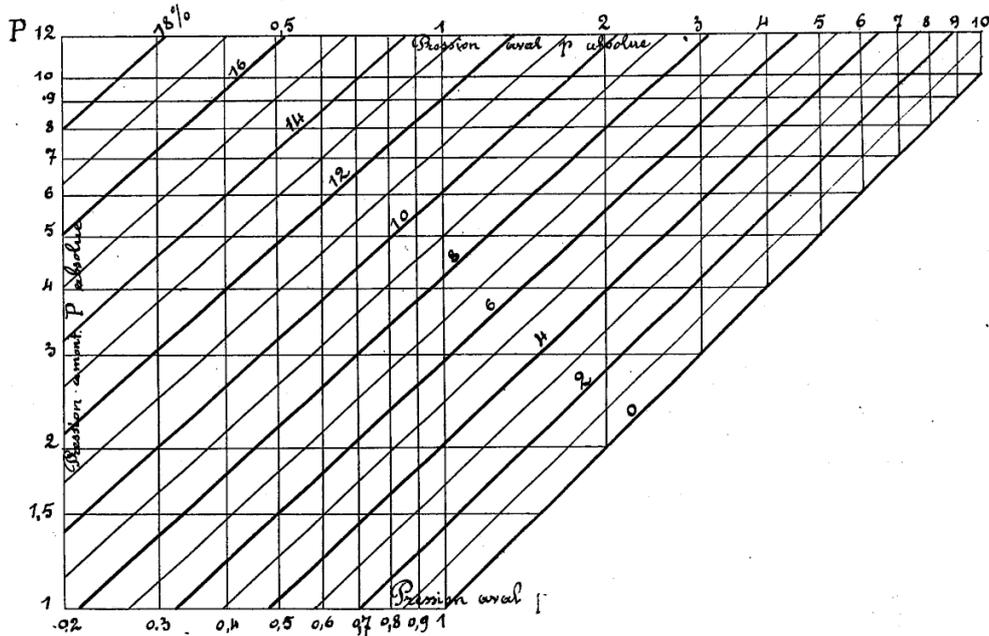


Fig. 6.

abaque, figure 6, donnant le pourcentage d'eau dans une détente allant de la pression initiale P (en ordonnée) à la pression p (en abscisse).

Si l'on donnait les températures T_1 et T_2 , au lieu des pressions P et p , on trouverait aisément cette proportion d'eau, comme l'on sait, par le diagramme entropique.

3° **Écoulement de la vapeur par les tuyères rectilignes.** — L'écoulement des fluides élastiques par des tuyères diffère énormément de l'écoulement des liquides dès que le rapport $\frac{p}{P}$ de la pression d'aval à la pression d'amont est notablement inférieur à l'unité. Le phénomène a été généralement très mal compris, même par des esprits de premier ordre comme Zeuner et comme Hirn. On sait que ce dernier n'a pas su interpréter ses expériences sur l'écoulement de l'air par de petites tuyères convergentes¹, malgré les explications pourtant lumineuses du capitaine Hugoniot², qui a donné sur ce sujet des développements théoriques très intéressants, mais bornés au cas des tuyères uniquement convergentes.

La section transversale s de la tuyère, à un endroit quelconque, est liée à la vitesse d'écoulement et au débit en volume Q par la formule $s = \frac{Q}{v}$. D'un autre côté, le débit en

1. *Annales de Chimie et de Physique*, mars 1886, t. VII.

2. *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, t. CIII. 1886.

volume est égal au débit en poids I divisé par le poids spécifique ω du fluide. On a donc

$$(3) \quad s = \frac{I}{\omega V}.$$

Si ω est constant, comme pour les liquides, s est inversement proportionnel à V , et V augmente toujours quand s décroît. Mais il n'en est plus de même avec les fluides élastiques : à mesure que la pression s'abaisse ω décroît pendant que V croît, en sorte que le produit ωV , d'abord croissant, passe par un maximum pour décroître ensuite.

Avec les gaz, le maximum a lieu pour un rapport $\frac{p}{P}$ égal à 0,52. Et, avec la vapeur d'eau, il a lieu quand ce rapport est voisin de 0,58¹ quelle que soit la pression P d'amont. La valeur de ce rapport $\frac{p}{P}$ qui rend ωV maximum semble cependant dépendre un peu de la grandeur de P .

Ainsi, lorsque la pression d'aval p est plus basse que 0,58 P , il est nécessaire que la tuyère d'écoulement, d'abord convergente, devienne ensuite divergente, si l'on veut que la vapeur continue de s'y détendre pour atteindre toute la vitesse correspondante à la chute de pression de P à p . Et le rapport de la section finale s_1 de la tuyère à la section s au col devra varier avec le rapport $\frac{p}{P}$ des pressions. Dans le col, la pression est toujours égale à 0,58 P , et la vitesse (qui ne dépend que de P) ne diffère pas, ainsi qu'Hugoniot l'a établi, de la vitesse du son dans le fluide à l'état où il s'y trouve.

Si, la tuyère étant construite, on abaisse la pression d'aval p au-dessous de la valeur p_1 qui correspond au rapport $\frac{s_1}{s}$ des sections, la pression du fluide à la sortie de la tuyère est plus élevée que p et dans un rapport fixe avec la pression d'amont P . A la sortie de la tuyère, le fluide, entrant brusquement dans une enceinte où la pression est plus basse que la sienne, fait en quelque sorte explosion; c'est pourquoi on voit la veine fluide se renfler en forme de paraboloïde. Le renflement de la veine cesse dès que la pression d'aval atteint la valeur p_1 .

Quant au débit de vapeur, il est indépendant de la pression d'aval dès que celle-ci est inférieure à 0,58 P , tandis qu'il en dépend au contraire quand p est plus grand que 0,58 P . Il y a donc lieu de distinguer deux cas très différents. Dans le premier, le calcul du débit ne dépend que de P et la formule est simple; dans le deuxième, il dépend à la fois de P et de p .

Pour les deux cas, d'ailleurs, c'est la section la plus rétrécie de la tuyère (au col, si elle est convergente-divergente, ou à la sortie si elle est seulement convergente) qu'il faut faire intervenir dans le calcul du débit.

Ainsi, lorsque la pression d'aval est supérieure à 0,58 P , il faut employer des tuyères convergentes, tandis qu'il convient, lorsque p est plus petit que 0,58 P , d'y ajouter une partie divergente, ainsi que le fait M. de Laval dans ses turbines, *si l'on veut que la vapeur se détende complètement dans la tuyère et prenne toute la vitesse qui correspond à la chute de pression de P à p .*

Je dois faire remarquer à ce sujet que les tuyères convergentes-divergentes étaient employées depuis longtemps dans les injecteurs d'alimentation des chaudières et qu'elles avaient été indiquées, pour les turbines à vapeur, dans des brevets dès 1842.

1. Les auteurs GRASHOF, NAPIER, PEABODY et KUNHARD, PARENTY, etc., donnent des chiffres variables de 0,54 à 0,60. Mais j'ai calculé par les tables de REGNAULT et d'ailleurs aussi vérifié très nettement par l'expérience que le vrai chiffre est très voisin de 0,58.

Formules de la vitesse et du débit. — La vitesse V de la vapeur peut se calculer par deux voies différentes : ou bien par la mécanique ordinaire quand on connaît la relation entre le volume spécifique et la pression, ou bien par la thermodynamique quand on dispose des constantes calorifiques de la vapeur, c'est-à-dire des tables de Regnault pour la vapeur d'eau.

La première méthode donne la formule générale

$$(4) \quad \frac{V^2}{2g} = \int_p^P v dp,$$

(déjà indiquée par Wantzel et de Saint-Venant en 1839¹) que l'on pourra intégrer si l'on a la relation entre v et p . Or, dans le cas de la détente adiabatique de la vapeur d'eau — et il faut toujours supposer dans l'écoulement des fluides par des tuyères que la détente est adiabatique, car le fluide reste si peu de temps dans la tuyère, quelques dix millièmes de seconde, qu'il ne peut céder ou recevoir une quantité de chaleur notable, — Zeuner a montré² qu'on avait approximativement :

$$(5) \quad p v^\gamma = \text{constante} \quad (\gamma = 1,135)$$

dans de larges limites de pression.

En portant v , tiré de cette relation, dans la relation précédente, on obtient V en fonction de P et p .

$$(6) \quad \frac{V^2}{2g} = v_0 p_0 \frac{1}{\gamma} \frac{\gamma}{\gamma-1} \left(P^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right).$$

Tenant compte d'autre part de la formule empirique de Zeuner qui donne le poids spécifique de la vapeur en fonction de la pression, on trouve pour formule du débit, lorsque $p = 0,58 P$,

$$(7) \quad I = 14,78 P^{0,97},$$

I étant le débit de vapeur en grammes par seconde et par centimètre carré d'orifice.

Cette formule a été donnée par Grashof³.

D'après la deuxième méthode, l'énergie cinétique $\frac{V^2}{2g}$ de l'unité de poids du fluide doit être égale à l'énergie représentée par le diagramme entropique; c'est-à-dire que $\frac{V^2}{2g}$ égale précisément la quantité désignée par N , formule 4.

Et, par suite, connaissant K on tire V par la relation

$$(8) \quad \frac{V^2}{2g} = \frac{270\,000}{K},$$

ou

$$V = 100 \sqrt{\frac{530}{K}},$$

V étant exprimé en mètres par seconde⁴.

1. Mémoires et expériences sur l'écoulement de l'air (*Journal de l'École Polytechnique*, XXVII^e cahier).

2. *Théorie mécanique de la Chaleur*, trad. Arnthall et Cazin, p. 331.

3. *Theoretische Maschinenlehre*, t. I, § 111 à 113.

La formule de Grashof est $I = 15,26 P^{0,97}$, P étant exprimé en atmosphères.

4. En remplaçant K par sa valeur, on peut donner à V la forme suivante :

$$(8 \text{ bis}) \quad V = 91,2 \sqrt{\theta} \sqrt{\frac{r}{T_1} + \frac{\theta}{2T}}$$

θ étant la différence $T_1 - T_2$ des températures à l'amont et à l'aval de la tuyère, et T une température voisine de la moyenne $\frac{T_1 + T_2}{2}$ entre ces températures.

L'abaque de K peut donc servir également comme abaque des vitesses d'écoulement. Les lignes d'égale consommation sont aussi des lignes d'égale vitesse d'écoulement. En particulier, on voit que V égale 1 000 mètres par seconde pour $K = 5^{s},30$, et, en se servant de la relation 2, que, pour $p = 0,58 P$, la vitesse V est donnée par la formule approximative

$$(9) \quad V = 418^m (1 + 0,065 \log P).$$

Connaissant V on en déduira ensuite le débit en poids, d'après le poids spécifique de la vapeur à la pression p donné par les tables de Regnault et la formule de Clapeyron et d'après la quantité d'eau condensée donnée par la formule de Zeuner ou par notre abaque fig. 6.

J'ai fait ce calcul, dans le cas où $p < 0,58 P$, pour des pressions initiales P échelon-

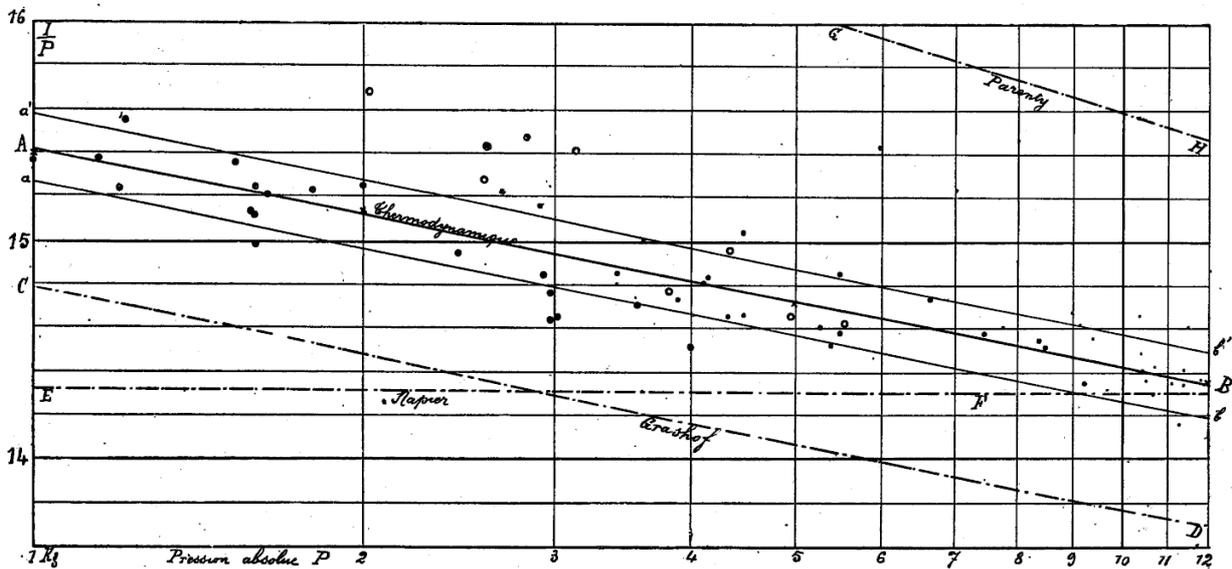


Fig. 7.

nées de 1 à 13 kilogrammes par centimètre carré ; et, en portant en abscisse le $\log P$ et en ordonnée $\frac{I}{P}$, I étant le débit en grammes par seconde et par centimètre carré de la section la plus étroite de la tuyère, j'ai obtenu une ligne sensiblement droite, AB, fig. 7. En sorte que le débit serait très exactement représenté, entre les limites précitées, par la formule empirique très simple :

$$(10) \quad \frac{I}{P} = 15,42 - \log P.$$

Le diagramme, sous la forme de la figure 7, est particulièrement avantageux parce que, le rapport $\frac{I}{P}$ étant peu variable, on peut rejeter très loin l'origine des ordonnées et amplifier énormément celles-ci dans la région utile, de façon que l'on puisse voir nettement, sur le graphique, de petites différences. J'ai tracé à titre d'indication les lignes *ab*, *a'b'* qui diffèrent de 1 p. 100 seulement en plus et en moins de la ligne AB déterminée par la thermo-dynamique et les tables de Regnault.

La ligne CD correspond à la formule de Grashof qui se trouve, on le voit, en déficit d'environ 4 p. 100.

La ligne EF correspond à la formule de Napier, employée en Amérique,

$$(11) \quad \frac{I}{P} = \frac{100}{7} = 14,3,$$

qui n'est exacte que pour les pressions voisines de 13 kilogrammes par centimètre carré.

La ligne GH correspond à la formule de M. Parenty¹ qui, avec nos notations, s'écrit

$$(12) \quad \frac{I}{P} = 16,74 P^{-0,0307},$$

et donne des résultats exagérés de 8 p. 100.

Cette formule est, sauf le coefficient, identique à celle de Grashof. On peut rendre ces formules pratiquement exactes en changeant légèrement l'exposant et le coefficient. La bonne formule est la suivante :

$$(10 \text{ bis}) \quad I = 15,42 P^{0,977}.$$

Vérification de la formule 10. — Pour vérifier avec exactitude les formules de l'écoulement des vapeurs, j'ai dû entreprendre une série d'expériences précises. Je les ai faites à Saint-Étienne en 1895 et 1896.

Les expérimentateurs qui ont opéré avant nous, Minary et Resal en 1861², Peabody et Kunhard en 1890³, Parenty en 1891 (*loc. cit.*), Miller et Read en 1895⁴, ont tous appliqué la même méthode, consistant à condenser dans un condenseur de surface la vapeur qui s'écoule par la tuyère pendant un temps suffisamment long, et à peser ensuite l'eau condensée. Mais cette méthode, outre qu'elle est d'une application fort laborieuse, ne peut fournir une grande exactitude parce que, d'abord, il est très difficile de maintenir constante la pression P d'amont pendant toute la durée de l'expérience et parce que, ensuite, la vapeur n'étant jamais absolument sèche, l'eau qu'elle entraîne est pesée avec l'eau condensée, en sorte que les résultats trouvés doivent être généralement exagérés.

Je me suis proposé de m'affranchir de ces causes d'erreur de façon à obtenir des résultats exacts à moins de 2 millièmes près, et en opérant d'ailleurs sur des tuyères assez grandes pour débiter jusqu'à plus de 900 kilogrammes de vapeur à l'heure.

Je suis parvenu au résultat désiré en condensant la vapeur dans un courant d'eau à l'aide d'un éjecto-condenseur et mesurant le débit total d'eau et les températures, primitive et finale, de ce courant. De cette manière, je pouvais faire toutes les lectures au même moment, dès que le régime permanent était obtenu, et une expérience ne durait pas plus d'une à deux minutes. Il m'a été possible alors de faire sans trop de peine plus de cent quarante mesures dans les conditions les plus variées.

La figure 8 représente une photographie de mon appareil, qui est fixé contre la colonne en fonte M.

A est l'éjecto-condenseur qui reçoit la vapeur par le tuyau B et l'eau froide par le tuyau C. L'eau chaude contenant la vapeur condensée s'écoule par le tuyau D dans la caisse en tôle E où elle se dépouille de l'air entraîné; puis elle sort par la tuyère convergente F sous une charge mesurée par le manomètre à eau *hh*.

1. *Annales de Chimie et de Physique*, mai 1896, p. 69, formule 112.

2. *Annales des Mines*, 5^e série, t. IX.

3. *American Society of mechanical Engineers*, 1890.

4. *Technology quarterly* de Boston, 1895, vol. 8.

L'élévation de température de l'eau est mesurée par les thermomètres *e* et *f* gradués en vingtièmes de degrés et préalablement étalonnés par comparaison avec un thermomètre Baudin.

La tuyère en expérience est placée en I. Elle reçoit la vapeur par le tuyau H ayant 50 millimètres de diamètre, et la lance dans le gros tuyau B ayant 120 millimètres de diamètre. La pression P à l'amont était mesurée par l'un ou l'autre des manomètres de

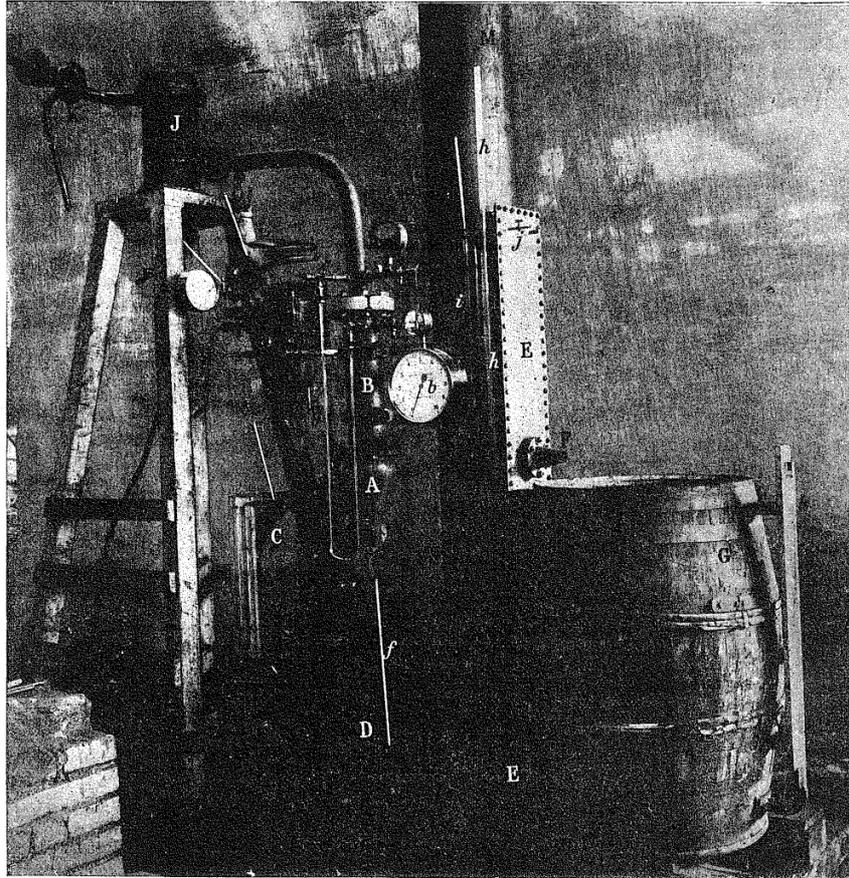


Fig. 8.

précision *a* ou *b*. La pression *p* à l'aval était mesurée soit par le manomètre métallique *m*, soit par le manomètre à mercure *cd*.

Ce manomètre à mercure était disposé aussi de manière à pouvoir mesurer la différence des pressions P et *p* quand elle ne dépassait pas 1 kilogramme, et même la pression P dans la même circonstance. De plus, j'avais soin de relever la pression barométrique et la température ambiante.

La vapeur arrivant de la chaudière par le tuyau N se dépouillait de la presque-totalité de l'eau entraînée dans le séparateur J à force centrifuge. Et le peu qui restait pouvait être mesuré par l'appareil L spécialement conçu dans ce but.

Je me suis ainsi assuré dès le début des expériences que cette quantité d'eau ne

dépassait jamais, après le séparateur, 2 à 3 millièmes; et, comme l'erreur qui en résultait avec le mode d'expérimentation adopté ne pouvait pas dépasser le quart de cette quantité, c'est-à-dire un chiffre insignifiant, je ne m'en suis plus préoccupé.

J'ai vérifié aussi que le rayonnement de l'appareil, qui n'était pas enveloppé de matières isolantes, était négligeable vis-à-vis de la quantité de chaleur contenue dans le flot de vapeur qui y circulait.

La pression à l'amont de la tuyère pouvait être à volonté modifiée à l'aide du robinet K; une valve spéciale mue par la manivelle *g* permettait de fixer aussi la pression aval *p* à telle valeur voulue, jusqu'au vide donné par l'éjecto-condenseur. J'ai pu ainsi opérer sur une échelle de pression très étendue, depuis 0^{kg},10 jusqu'à 12 kilogrammes par centimètre carré.

Le coefficient de dépense de la tuyère à eau F avait été préalablement mesuré avec grand soin au moyen de la bêche G graduée le long du tube *kk*.

J'ai successivement expérimenté sur un orifice en mince paroi et sur trois tuyères

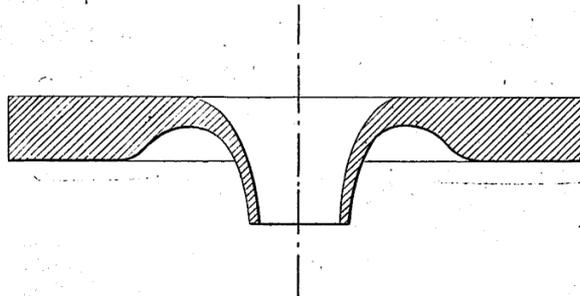


Fig. 9.

convergentes de la forme représentée dans la figure 9, ayant respectivement un diamètre, à la partie la plus étroite, de 10^{mm},49, 15^{mm},19 et 24^{mm},20.

Sans entrer dans le détail des chiffres relevés et des calculs subséquents, je donne sous forme graphique (fig. 7) les résultats obtenus avec les tuyères convergentes dans tous les cas où la pression d'aval *p* a été inférieure à 0,58 P. Les points ronds indiquent le rapport $\frac{I}{P}$ expérimental du débit, en grammes par seconde et par centimètre carré d'orifice, à la pression absolue P d'amont, en kilogrammes par centimètre carré, pour les diverses valeurs de P.

Il y a là cinquante-neuf résultats qui se répartissent bien autour de la droite théorique AB. Les écarts dépassent rarement 1 p. 100 en plus ou en moins.

La moyenne générale des écarts donne une différence de 0,4 millièmes seulement, en plus, entre les résultats des expériences et ceux du calcul effectué à l'aide des tables de Regnault. L'accord est extrêmement satisfaisant. On peut en déduire d'intéressantes conséquences au point de vue physique. Je ferai seulement remarquer que ces expériences donnent une évaluation relativement très précise de l'équivalent mécanique de la calorie puisqu'elles le déterminent à la valeur $E = 423$, à quelques millièmes près.

Les petits cercles sur le graphique de la figure 7 représentent les résultats obtenus par Minary et Résal. On voit qu'ils sont de 1,25 p. 100 supérieurs en moyenne au chiffre théorique. Ce qui est probablement dû, ainsi que je l'ai fait remarquer précédemment, à l'eau entraînée par la vapeur.

Tuyères courbes. — Les expériences ci-dessus relatées ne s'appliquent qu'aux tuyères rectilignes. On rencontre encore dans les distributeurs de turbines des tuyères courbes

dans lesquelles l'écoulement des fluides est un peu différent de ce qu'il est dans les tuyères rectilignes. J'ai donc cherché aussi les lois de cet écoulement, c'est-à-dire le coefficient de dépense qui, pour les tuyères rectilignes, est égal à l'unité; mais je n'entrerai pas ici dans des détails à ce sujet.

4° Mesure de la poussée de la vapeur au moyen de la balance. — Peut-on, sans recourir aux essais directs sur les turbines à vapeur, avoir une idée approximative du rendement qu'une sorte de tuyère et une forme d'aubes sont susceptibles de donner? Je vais montrer que cela est, en effet, possible par le moyen d'expériences très simples.

Le couple moteur que produit un courant fluide lancé sur une roue de turbine se calcule, comme l'on sait¹, par la formule

$$(13) \quad C = \frac{I}{g} (r_0 a_0 - r_1 a_1).$$

I étant le débit en poids du courant fluide qui traverse la roue;

r_0 et r_1 les rayons aux points d'entrée et de sortie;

a_0 et a_1 les projections sur les vitesses d'entraînement des vitesses absolues du fluide à l'entrée et à la sortie de la roue.

S'il n'y avait aucune perte dans les tuyères ni dans l'aubage de la roue mobile, ces projections a_0 et a_1 seraient faciles à calculer. Les pertes dans les tuyères ont pour effet de diminuer a_0 , et celles qui ont lieu dans l'aubage augmentent a_1 . Ce dernier seul dépend de la vitesse de rotation de la roue. Si on suppose cette vitesse nulle, c'est-à-dire si la roue est au repos, le couple est maximum, et sa valeur expérimentale, comparée à la valeur théorique maximum, donne une indication sur l'ensemble des pertes dans les tuyères et dans l'aubage, c'est-à-dire de toutes les pertes que nous appelons pertes internes.

Nous voyons ainsi qu'il suffit de peser la poussée de la vapeur sur une seule aube pour se rendre compte d'une manière approximative des propriétés intéressantes des tuyères et des aubages. On peut, en tout cas, par cette méthode comparer entre elles diverses formes de ces organes. C'est ce que j'ai fait, et les résultats ont toujours été d'accord avec ceux qui étaient obtenus ensuite avec les turbines elles-mêmes.

La formule 13 donne le couple dit « hydraulique » sur le disque mobile. Pour avoir le couple net, il faut en retrancher le couple des frottements de l'arbre dans les paliers et du disque sur la vapeur qui l'entoure. Ces frottements font partie de ce que j'appelle les pertes externes, qui comprennent en outre les fuites de vapeur par les jeux entre les distributeurs et le disque mobile. Ces fuites prennent une grande importance dans certains systèmes de turbines; on peut les évaluer à part. Je montrerai plus bas comment on peut mesurer le couple des frottements aux différentes vitesses.

L'étude de la poussée statique sur les aubes était faite de la manière suivante.

La tuyère T étant placée verticalement fig. 10, l'aube AB en expérience était disposée immédiatement au-dessous d'elle, à peu de distance, sur le plateau PP d'une balance de Roberval. La course du plateau était limitée à un demi-millimètre, juste ce qui était suffisant pour reconnaître quand les poids faisaient équilibre à la poussée de la vapeur.

On mesurait, d'autre part, la pression P de la vapeur en amont de la tuyère, pression qu'on pouvait faire varier à volonté à l'aide d'un robinet.

¹. Les turbo-machines, par A. Rateau, *Revue de Mécanique*, juillet 1897.

En peu de temps, par ce procédé, il m'a été possible d'expérimenter nombre de formes d'aubages et plusieurs tuyères ayant un rapport de divergence $\frac{s_1}{s}$ différent. Les expériences sont faciles et précises. Elles présentent seulement l'inconvénient d'être très désagréables aux oreilles, à cause du sifflement strident que fait le jet de vapeur.

A titre d'exemple, je donnerai ici les résultats obtenus avec deux tuyères divergentes et avec l'aube en ω qui s'est montrée toujours supérieure aux aubes en simple arc de cercle.

Soit I le débit de vapeur en poids, débit qui se calcule très exactement par notre formule 10 d'après la pression P et la section s au col de la tuyère. S'il n'y avait aucune perte par frottement dans la tuyère et si la détente était complète jusqu'à la pression atmosphérique p , la vitesse de la vapeur à la sortie de la tuyère aurait la valeur V qu'on calcule comme nous l'avons dit plus haut; et si, d'autre part, le jet de vapeur était renvoyé par l'aube exactement en sens inverse avec la même vitesse V , la poussée sur l'aube serait, d'après le théorème des quantités de mouvement, égale à

$$F = 2 \frac{I}{g} V.$$

En réalité, la poussée observée F' est plus petite. J'appelle rendement statique de l'ensemble de la tuyère et de l'aube le rapport $\frac{F'}{F}$.

Dans le cas où la vapeur sort de la tuyère (avec la vitesse V_0) à la pression atmosphérique p , on peut donner de F' l'expression :

$$(14) \quad F' = \frac{I}{g} (V_0 + V_1 \cos \beta),$$

qui permet, en faisant varier l'angle β , de calculer V_0 et V_1 .

C'est ainsi que j'ai pu me rendre compte que les tuyères convergentes donnent peu de pertes; la vitesse finale V_0 de la vapeur y est égale pratiquement à la vitesse théorique V ; tandis que les tuyères divergentes, dans la partie divergente évidemment, donnent lieu à une perte très notable. Il est donc bon d'éviter le plus possible, dans les turbines à vapeur, les tuyères divergentes.

Voici (fig. 11) deux courbes de rendement obtenues, l'une, A, avec une tuyère ayant 6^{mm},13 de diamètre au col et 6^{mm},95 à la sortie; l'autre, B, avec une tuyère de 6^{mm},13 au col et 7^{mm},95 à la sortie. J'ai marqué respectivement en M et N les points où, d'après le calcul, la veine de vapeur doit juste remplir la tuyère à la sortie. En deçà de ces points, la veine ne remplissait pas les tuyères; au delà, la vapeur sortait des tuyères avec une pression supérieure à celle de l'atmosphère, ayant un rapport sensiblement constant avec la pression P à l'amont.

On voit par ces courbes que le rendement statique est maximum quand la pression d'amont est un peu plus élevée que celle pour laquelle la tuyère a été calculée; et que, tandis que le rendement baisse rapidement pour des pressions inférieures, il se main-

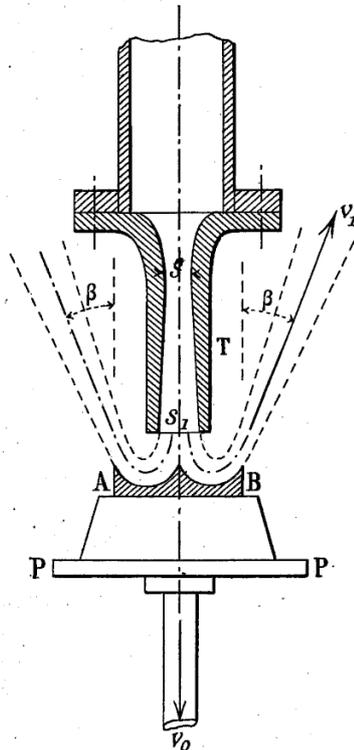


Fig. 10.

tient longtemps à un chiffre très voisin du maximum pour des pressions supérieures, bien que la vitesse de sortie V_0 de la tuyère ne croisse plus. Ceci prouve, ce qui est très important, que la vapeur agit autant par sa pression restante que par sa vitesse, et montre qu'on peut très bien admettre pour les turbines à vapeur le fonctionnement par *réaction* consistant à laisser sortir la vapeur des tuyères à une pression supérieure à celle d'avant, la détente s'achevant dans l'aubage mobile.

J'ai vérifié, en effet, ce dont je me doutais *a priori*, que le fonctionnement par réaction, avec un seul disque de turbine, donne un rendement plus élevé que le fonctionnement sans réaction.

La comparaison des courbes A et B montre encore que la première tuyère, moins divergente que la deuxième, procure un rendement plus élevé, ce qui est conforme à ce que j'annonçais plus haut. Toutefois, pour des pressions de plus en plus élevées, l'avantage diminue et se renverse même à partir d'une certaine pression.

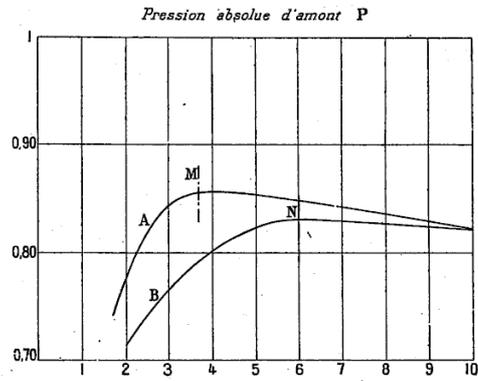


Fig. 11.

5° Questions diverses. — *Frottement des disques sur la vapeur.* — Le frottement sur la vapeur ambiante des disques autour desquels sont montées les ailettes, et de ces ailettes elles-mêmes, joue un rôle important dans le fonctionnement des turbines. Il fait perdre parfois plus de 20 p. 100 du couple moteur. On devra rechercher les dispositions qui en diminuent l'effet, et en tout cas l'étudier de manière à pouvoir en calculer la valeur dans les diverses circonstances qui se présentent dans l'application.

Ce frottement est évidemment, d'une part, proportionnel au poids spécifique $\bar{\omega}$ de la vapeur ambiante, et, d'autre part, à une puissance m de la vitesse angulaire voisine du carré, mais généralement un peu inférieure à ce carré. Si donc on appelle ω la vitesse angulaire, le couple résistant dû à ce frottement aura pour expression :

$$b \bar{\omega} \omega^m,$$

b étant une constante qui dépend de la forme du disque mobile, de sa surface et de la forme de l'enveloppe dans laquelle il tourne.

De plus, le frottement de l'arbre dans les coussinets ajoute un couple résistant a à peu près constant et d'ailleurs très faible.

On peut mesurer le couple total $a + b\bar{\omega}\omega^m$ et évaluer les deux coefficients a et b ainsi que l'exposant m de deux manières différentes. D'abord, en faisant tourner le ou les disques à diverses vitesses au moyen d'un moteur quelconque, électrique de préférence, et en mesurant le travail absorbé. Ou bien en lançant le disque et le laissant se ralentir seul sous l'influence des frottements. La loi du ralentissement, c'est-à-dire la courbe des vitesses successives en fonction du temps, fait connaître la loi du frottement.

Cette deuxième méthode est particulièrement simple et recommandable quand le moment d'inertie du disque est grand, comme c'est le cas pour les turbines à un seul disque.

Nous l'avons appliquée dans les ateliers Sautter-Harlé, concurremment avec l'autre; et nous avons pu ainsi savoir d'une manière suffisamment exacte la perte due aux frottements à diverses vitesses.

Soit H le moment d'inertie qu'il est toujours facile de calculer d'après les formes géométriques du disque. On a pour équation du ralentissement :

$$H \frac{d\omega}{dt} = - (a + b \bar{\omega} \omega^m);$$

d'où

$$dt = - H \frac{d\omega}{a + b \bar{\omega} \omega^m}.$$

Si $m = 2$, on tire :

$$(15) \quad t = \frac{H}{\sqrt{ab\bar{\omega}}} \left(\text{arc tg } \omega_0 \sqrt{\frac{b\bar{\omega}}{a}} - \text{arc tg } \omega \sqrt{\frac{b\bar{\omega}}{a}} \right);$$

c'est-à-dire que le temps t est lié à la vitesse angulaire ω par la relation qu'il y a entre un arc à la tangente de cet arc augmenté d'une quantité constante. C'est bien, en effet, ce

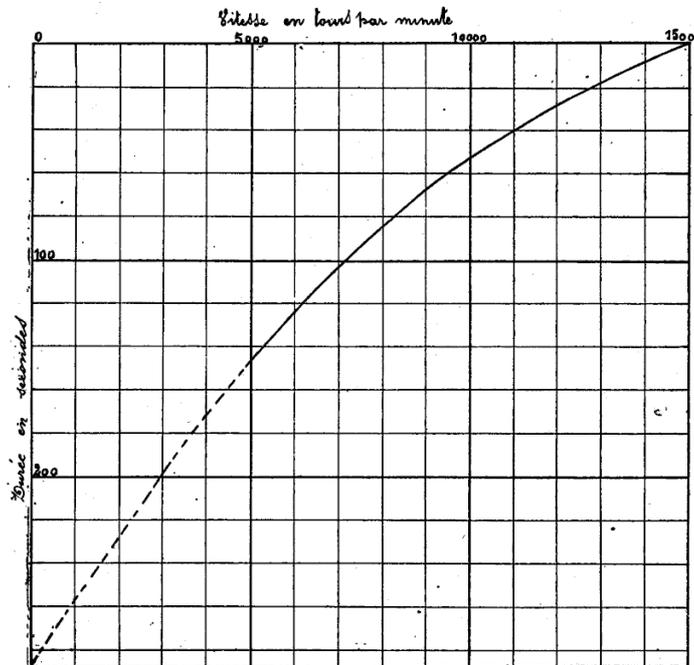


Fig. 12.

que l'expérience montre. La figure 12 traduit, à titre d'exemple, la courbe de ralentissement observée par M. Wissler aux ateliers Sautter-Harlé sur une turbine lancée à plus de quinze mille tours par minute et tournant dans de la vapeur à la pression atmosphérique.

Résistance des disques. — Lorsque la vitesse périphérique ne dépasse pas 150 mètres par seconde, il est aisé de faire avec de l'acier ordinaire ou même avec du bronze d'aluminium des disques munis d'ailettes rapportées. Mais au delà de cette vitesse, il convient d'employer de l'acier spécial doué d'une grande résistance et de donner au disque une forme appropriée au but à atteindre.

On connaît la formule des volants : $\tau = \frac{\bar{\omega}}{g} v^2$ qui donne la fatigue τ du métal dans la

section transversale de la jante en fonction du poids spécifique δ du métal et la vitesse linéaire v à la jante. Cette formule montre qu'à la vitesse linéaire de 150 mètres par seconde, la fatigue de l'acier atteint déjà 18 kilogrammes par millimètre carré, et, à 300 mètres par seconde, on arrive à 72 kilogrammes, ce qui est supérieur à ce qu'on peut exiger des meilleurs aciers. On voit donc que, pour dépasser la vitesse de 300 mètres par seconde, et cela est nécessaire, comme nous le verrons, pour avoir un bon rendement avec un seul disque, il est indispensable de faire concourir la partie centrale des disques à la résistance de l'ensemble. On trouve alors dans la direction radiale l'appui qui manque dans la direction tangentielle.

Mais un disque à bases planes parallèles n'est pas beaucoup plus avantageux qu'une simple jante. J'ai établi par la théorie mathématique de l'élasticité¹ que, dans un tel disque, la partie dangereuse est au centre, et que la vitesse périphérique qu'il permet ne dépasse que de 7 p. 100 celle qu'on peut obtenir d'une jante de volant. Il convient donc d'augmenter progressivement l'épaisseur vers le centre. Dans les figures suivantes on verra la forme que nous donnons à la section diamétrale de nos disques.

Le calcul est difficilement applicable à de semblables corps. On ne peut guère se livrer qu'à des approximations assez grossières. M. Anspach a donné à ce sujet une théorie élémentaire² que l'on peut consulter.

Toujours est-il que, grâce à de semblables disques et en se servant d'aciers durs spéciaux offrant une limite d'élasticité à la traction de 65 kilogrammes par millimètre carré, on peut atteindre sans rupture une vitesse tangentielle de 400 mètres par seconde et même dépasser ce chiffre.

Équilibrage. — Avec de pareilles vitesses, qui donnent aux forces centrifuges à la jante une énergie qui est de l'ordre de cent mille fois le simple poids, il importe de réaliser un équilibrage parfait des disques. Il suffirait, en effet, de 1 gramme de balourd à la périphérie pour occasionner sur un arbre rigide un effort de plusieurs dizaines de kilogrammes. On arrive par les procédés actuels, très sensibles, à équilibrer les disques de manière qu'il n'y ait pas plus d'un quart de gramme de balourd, c'est-à-dire que le centre de gravité ne se trouve pas à plus de 5 millièmes de millimètre de l'axe géométrique.

Toutefois, l'usure irrégulière des ailes peut produire le décentrage du disque. La flexibilité de l'arbre entre alors en jeu, ainsi que l'a clairement montré M. de Laval, pour replacer le centre de gravité sur l'axe de rotation tant que le décentrage demeure dans de certaines limites.

Mais il ne suffit pas que le centre de gravité du corps tournant se trouve sur l'axe de rotation, il faut encore que son axe principal d'inertie le plus voisin de l'axe de rotation coïncide rigoureusement avec lui. Le couple de flexion exercé sur l'arbre, quand les axes, ne coïncidant pas, font entre eux l'angle α , a pour expression :

$$(16) \quad \Gamma = \frac{A - B}{2} \omega^2 \sin 2\alpha,$$

A et B étant les moments d'inertie principaux. Or, pour un très petit angle α , avec la vitesse angulaire de 1 500 à 2 500 que l'on a dans les turbines à un seul disque, ce couple de flexion serait capable de briser des arbres très forts.

Il faut donc nécessairement que l'axe principal d'inertie puisse rigoureusement coïncider avec l'axe géométrique de rotation. Et, comme il n'y a pas de moyen de reconnaître expérimentalement, avec une justesse suffisante, un défaut de symétrie des

1. *Bulletin de la Société de l'Industrie minière*, 1890, 4^e livraison.

2. *Revue universelle des Mines*, Liège, t. X, juin 1890.

disques, on n'a pas d'autre ressource que de soigner la construction de manière à s'écarter le moins possible de la symétrie parfaite et de laisser à l'arbre assez de flexibilité pour permettre ensuite la coïncidence absolue des axes.

Ces difficultés d'équilibrage sont particulières aux turbines ayant un seul disque dont le poids et la vitesse sont nécessairement grands. Elles sont très atténuées dans les turbines à disques multiples ayant une vitesse tangentielle inférieure à 120 mètres par seconde. Il devient alors possible sans inconvénient de monter les disques sur un arbre rigide.

6° **Turbines à un ou deux disques.** — Après avoir étudié d'une manière approfondie les diverses conditions de fonctionnement des turbines à vapeur, nous avons

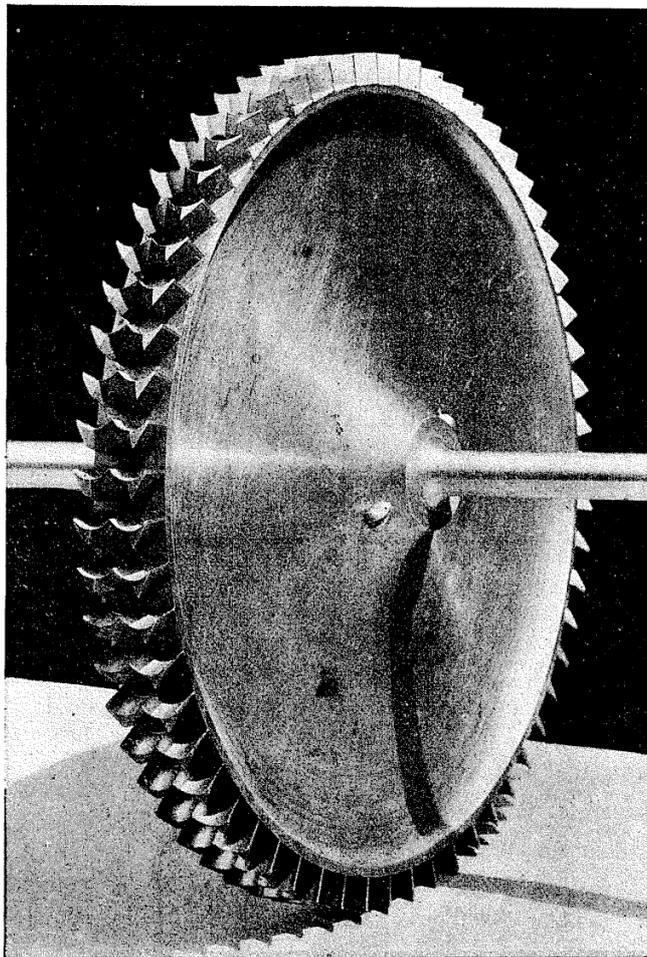


Fig. 13.

créé, avec MM. Sautter-Harlé et C^{ie}, divers types soit avec un ou deux disques, soit avec un plus grand nombre de disques. Décrivons d'abord les premières, ayant un ou deux disques seulement, dont la construction diffère complètement des secondes en raison

de la grande vitesse de rotation qu'il faut réaliser ; puis nous donnerons un aperçu des résultats de rendement que nous avons obtenus et passerons à la description de la turbine à disques multiples.

Les figures 14 à 17 représentent une turbine à un disque conduisant, par un double engrenage, une dynamo à courant continu possédant deux induits.

Les figures 19 et 20 montrent une turbine à un disque attaquant directement un ventilateur centrifuge à haute pression.

Les figures 21 à 23 représentent une turbine à deux disques montés sur un arbre commun avec une pompe centrifuge susceptible de produire une grande hauteur d'élévation.

Disque mobile. — Le disque mobile de nos turbines se voit en coupe en A dans la figure 17 et en perspective dans la figure 13. Il est formé d'une seule pièce en acier spécial forgé. Les ailes sont découpées à la fraise dans la jante de ces disques : elles ont en coupe la forme d'un ω en double arc de cercle 12 et 13, figure 14. Cet aubage, inspiré par celui des roues Pelton, est celui qui, après de nombreux essais sur des formes variées soit du type centrifuge, soit du genre contripète, soit du genre hélicoïde,

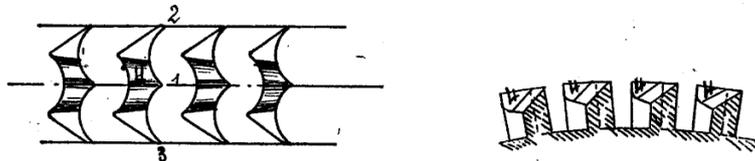


Fig. 14.

nous a donné les meilleurs rendements ; il offre l'avantage de permettre des ailes courtes et épaisses, par conséquent très robustes. En fait, pendant tout le cours de nos essais, malgré que nous ayons eu plusieurs fois des frottements de la périphérie des disques sur leur enveloppe, nous n'avons jamais constaté de rupture d'ailes, ni même la moindre déformation.

Nous avons tenu, pour les vitesses élevées, à réaliser un disque d'une seule pièce. Nous pensons, en effet, qu'un disque composé de plusieurs pièces assemblées entre elles offre moins de sécurité, parce qu'il faut craindre les déplacements relatifs des diverses parties les unes par rapport aux autres, qui, si petits qu'ils soient, peuvent produire un décentrage du disque.

Dans leur partie centrale, devant les jets de vapeur, les ailettes sont taillées en biseau, comme on le voit sur la figure 13 ; et cela est obtenu en enlevant à la fraise les parties 4,4, figure 14.

Tuyères. — La vapeur est soufflée sur le disque, à sa périphérie, par une ou plusieurs tuyères t, t, t , figure 15. Elle est séparée en deux courants par l'arête tranchante des ailes, et chacune des moitiés est rejetée latéralement, à travers une fenêtre, dans les poches B, B, d'où elle va au tuyau d'échappement E.

Les jets de vapeur sont divisés symétriquement par la roue mobile, en sorte que la poussée qu'ils exercent s'effectue rigoureusement dans un plan perpendiculaire à l'axe. N'ayant aucune poussée latérale, nous avons pu réunir toutes les tuyères en un groupe comme on le voit sur la figure 15 ; et nous les avons placées à la partie inférieure afin que la poussée de la vapeur et le poids du disque se fassent mutuellement équilibre.

Les tuyères peuvent être, successivement, fermées à la main, au moyen d'un dispositif, non représenté, consistant en une simple aiguille que l'on pousse à l'aide d'un volant à vis. Nous avons étudié aussi une fermeture automatique fonctionnant sous l'action du régulateur.

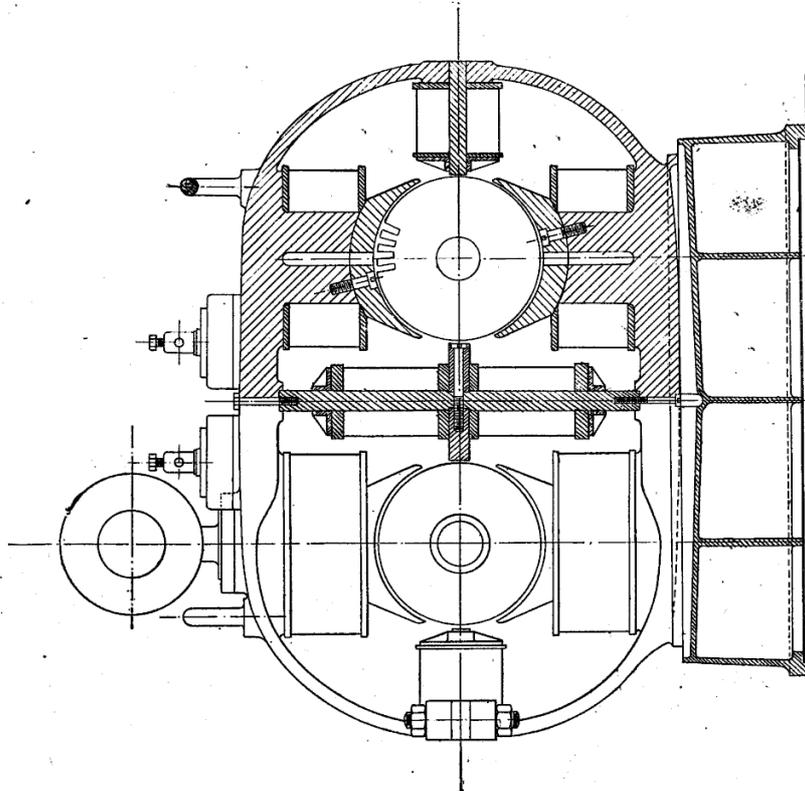


Fig. 16.

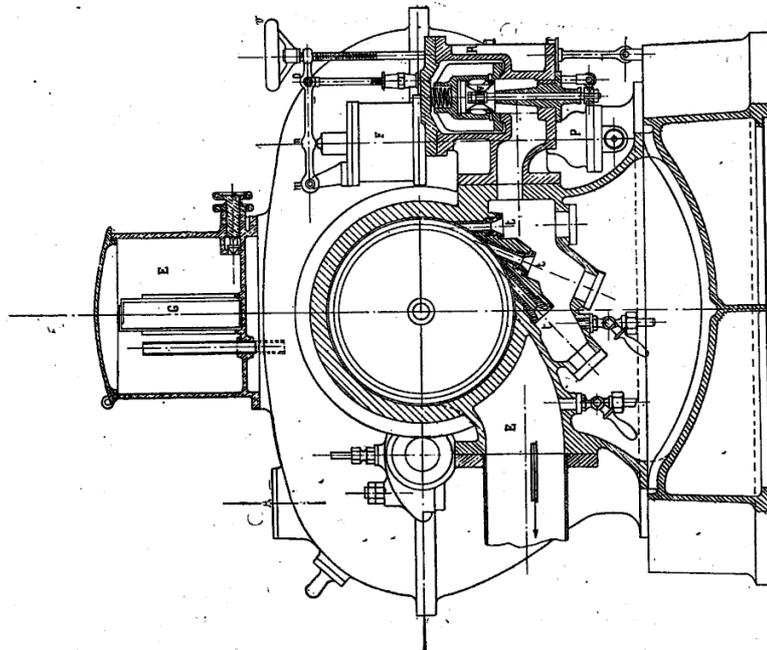


Fig. 15.

Arbre. — L'arbre sur lequel le disque mobile est fixé repose soit sur plusieurs coussinets, soit sur un seul, comme le montre la figure 17, qui donne la coupe longitudinale

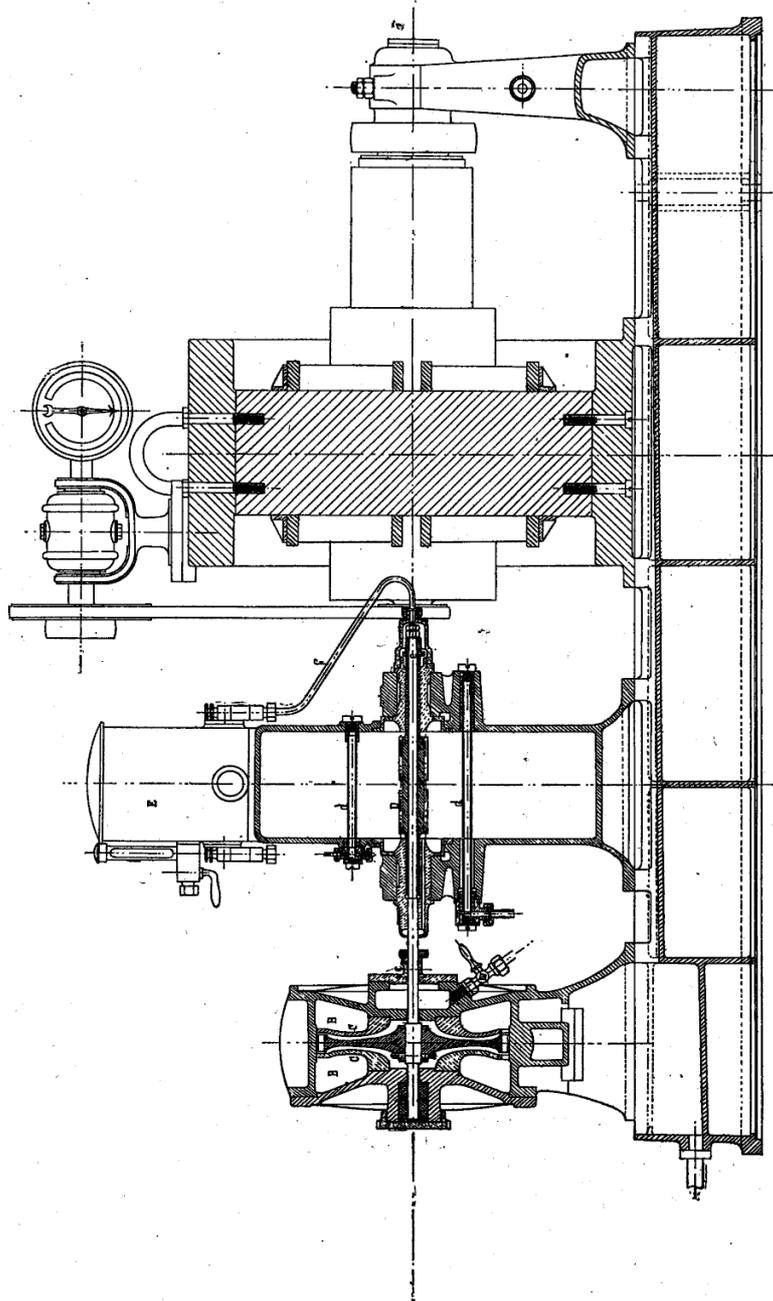


Fig. 17.

par l'axe de la turbine; dans cette figure, on constate que le pignon D des engrenages est solidaire d'un arbre creux à l'intérieur duquel passe l'arbre de la turbine. Les deux

arbres sont réunis entre eux par un manchonnage conique *e*. Cette disposition a pour but d'empêcher que les vibrations de l'engrenage, qu'il est bien difficile d'éviter même avec une taille très précise des dents, ne se transmettent au disque mobile et viennent troubler son mouvement.

Le disque mobile est monté en porte-à-faux au bout de l'arbre afin que la flexibilité de celui-ci lui permette de se centrer facilement pendant le mouvement de rotation rapide. Un coussinet en graphite *d* entoure l'arbre, à son extrémité, avec un millimètre de jeu. Il n'est là que pour limiter les vibrations trop grandes de l'arbre au cas où elles auraient tendance à se produire.

Je préfère cette disposition à celle qui consiste à faire reposer l'arbre sur trois paliers parce qu'elle donne au disque plus de liberté pour se centrer et qu'elle évite sûrement les ruptures d'arbre qui se produisent quand, par un défaut de montage, les trois paliers ne se trouvent pas sur une même ligne.

Engrenages. — Les engrenages, à doubles dents hélicoïdales, sont enfermés dans une boîte en fonte où ils se trouvent à l'abri de la poussière. A ce sujet, qu'il me soit permis de rappeler ce que je disais il y a dix ans de l'emploi des engrenages dans les turbines à vapeur.

« Nous avons vu que M. Dow dit avoir réussi à faire marcher un engrenage dont le pignon fait 300 tours par seconde. Je ne vois pas, en effet, de difficulté insurmontable. En donnant au pignon une grande longueur et le munissant de dents hélicoïdales, taillées avec précision, pour augmenter la douceur de l'engrènement, il doit pouvoir supporter les plus grandes vitesses, sans rupture et sans usure notable, pourvu, toutefois, qu'on évite l'introduction de grains de poussière entre les dents. Et ceci est facile, il suffit d'enfermer l'engrenage dans une boîte hermétiquement close¹. »

Garniture. — Une grosse difficulté dans les turbines à vapeur est la garniture étanche que l'on doit faire à l'endroit où l'arbre traverse le fond de la boîte dans laquelle tourne la turbine. Il importe d'éviter en ce point une fuite de vapeur vers l'extérieur lorsque la pression intérieure est plus élevée que la pression atmosphérique et, surtout, une rentrée d'air lorsque, au contraire, l'appareil marchant à condensation, la pression à l'intérieur est plus basse que la pression atmosphérique, car cette rentrée d'air gênerait beaucoup le fonctionnement du condenseur et rendrait nécessaire une pompe à air plus forte.

Or, il n'est pas facile de faire une garniture étanche autour d'un arbre qui tourne à une vitesse dépassant parfois trois cents tours par seconde et qui, d'ailleurs, vibre légèrement par instants.

Après bien des essais sur des systèmes divers, nous nous sommes arrêtés au dispositif suivant qui nous a donné satisfaction.

La garniture est faite au moyen d'une bague fendue en trois pièces par trois plans diamétraux; cette bague est appliquée contre la boîte de la turbine par une traverse poussée par des petits ressorts, et, quand la machine marche sans condensation, les morceaux dont elle se compose sont maintenus l'un contre l'autre par un ressort périphérique, figure 18, ou bien encore par une cordelette tendue par un ressort. Lorsque l'arbre ne vibre pas, la bague fonctionne comme si elle était en une seule pièce; tandis que, lorsque l'arbre se met à vibrer, les trois morceaux s'écartent pour lui faire la place nécessaire. De cette manière nous avons pu réaliser une garniture qui ne fatigue aucunement l'arbre et qui, bien exécutée, est très suffisamment étanche tant que les vibrations de l'arbre ne sont pas considérables.

1. Étude sur les turbines à vapeur. *Comptes rendus mensuels de la Société de l'industrie minérale*, Saint-Étienne, 12 avril 1890.

Graissage. — Le graissage est obtenu d'une manière continue au moyen d'une pompe centrifuge P, figure 15, qui remonte continuellement l'huile dans la boîte E d'où elle s'écoule aux divers paliers à graisser. La boîte est séparée en deux par un filtre à éponges G que l'huile est obligée de traverser et où elle se dépouille des poussières qu'elle aurait pu entraîner. En outre, les engrenages sont arrosés d'huile par les tuyaux *d.d.*, figure 14, qui la reçoivent directement de la pompe P.

Régulateur. — Pour la régulation de cette machine, on a appliqué la disposition étudiée depuis longtemps dans les ateliers Sautter-Harlé et qui a donné de si bons résultats sur les moteurs à piston. Elle consiste en une valve cylindrique V, fig. 15, mise sous la dépendance d'un régulateur centrifuge, contenu dans la boîte F, par l'intermédiaire de leviers et d'une tringle articulés sur couteaux. La force centrifuge des boules est équilibrée partie par un ressort intérieur et partie par un ressort extérieur, de sorte qu'il soit facile, en tendant plus ou moins ce ressort par le volant V, de faire

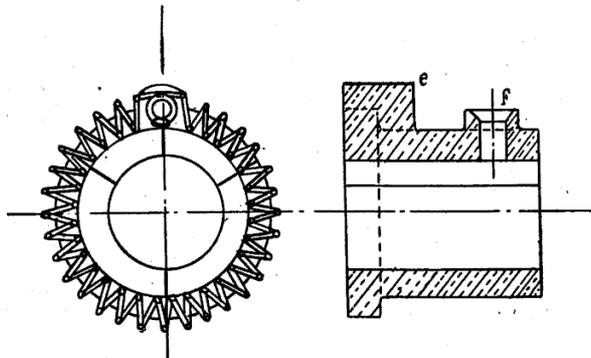


Fig. 18.

varier à volonté la vitesse de régime de la machine. Dans les grosses machines, nous ajoutons au régulateur un compensateur Denis qui assure l'invariabilité absolue de la vitesse en régime permanent.

Quant au régime troublé, il ne donne lieu à aucun écart sensible de vitesse en raison de la grande force vive accumulée dans le disque tournant et de la rapidité d'action du régulateur. On peut jeter sans inconvénient toute la charge et la remettre brusquement. La vitesse prend très rapidement sa nouvelle valeur de régime sans oscillation notable.

Turbine-ventilateur. — Les figures 19 et 20 montrent, en coupe et en plan, une turbine à vapeur et un ventilateur centrifuge associés sur le même arbre. La turbine est semblable à celle que nous venons de décrire. Le ventilateur est formé par une roue centrifuge en acier permettant de dépasser une vitesse périphérique de 250 mètres par seconde.

On parvient ainsi à produire une pression beaucoup plus élevée que toutes celles obtenues jusqu'à présent avec les ventilateurs centrifuges. A quinze mille tours par minute, la pression que donne l'appareil, ayant une turbine de 30 centimètres de diamètre, est déjà de 5 mètres d'eau; et à vingt et un mille tours elle atteint 10 mètres, c'est-à-dire 1 kilogramme par centimètre carré. Quant au débit, il est de 0,4 à 0,8 mètre cube par seconde. Ces résultats ouvrent aux ventilateurs centrifuges un champ d'application qui leur était jusqu'à présent interdit.

Le graissage et la régulation de cette machine sont effectués d'une manière toute particulière. En ce qui concerne le graissage, on a profité de la forte pression de l'air pour

remonter l'huile, au moyen d'un émulseur, d'un bassin inférieur où elle est recueillie, à un bassin supérieur d'où elle s'écoule aux paliers. Cet émulseur se voit en coupe dans la figure 21. Il se compose de deux tubes verticaux parallèles, réunis à la partie inférieure, dont l'un A part du fond de la boîte à huile inférieure, tandis que l'autre B aboutit à la boîte à huile supérieure. Dans le tube B débouche, en *m*, un petit tuyau amenant un peu d'air du ventilateur. Cet air pénètre en petites bulles dans la colonne

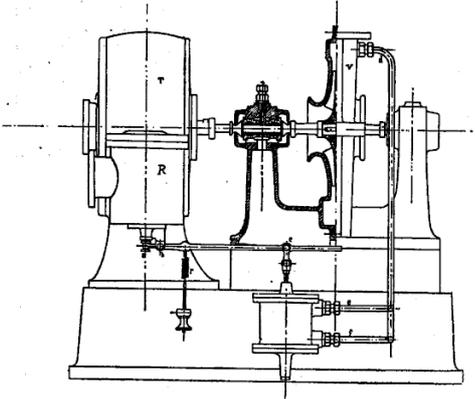


Fig. 19.

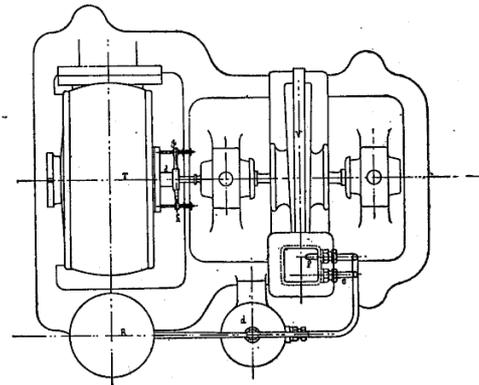


Fig. 20.

d'huile B, en sorte que le poids spécifique moyen de cette colonne se trouve abaissé suffisamment pour que, sous la pression de la colonne A, l'huile soit obligée de s'élever jusqu'au bassin supérieur.

Le réglage est obtenu par un régulateur pneumatique permettant de rendre invariable soit la pression donnée par le ventilateur, soit le volume qu'il débite. Il se compose d'un cylindre D, fig. 19, dans lequel se trouve un piston que l'on voit en détail en I, figure 25; la tige de ce piston est attachée par une petite bielle au point *c* du levier *abc* qui est assujéti à osciller autour de l'axe *b*, et qui attaque en *a* la tige de l'obturateur.

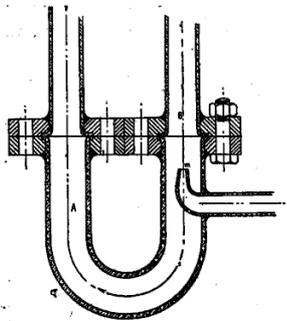


Fig. 21.

Le cylindre D communique à ses deux extrémités, par les tuyaux *ef*, fig. 19, respectivement avec un tube droit *e*, fig. 20, et un tube de Pitot *f*, placés l'un et l'autre dans la buse de refoulement du ventilateur. Les deux faces du piston contenu dans le cylindre D sont ainsi soumises à des pressions qui diffèrent entre elles d'une quantité proportionnelle au carré de la vitesse de l'air dans la buse du ventilateur, c'est-à-dire aussi proportionnelle au carré du débit. La poussée verticale de bas en haut qui en résulte est équilibrée par le poids même du piston, renforcé au besoin par une masse additionnelle, et par un ressort *r* dont la tension, variable avec la position du piston, donne au régulateur la stabilité qui convient.

Pour empêcher un emballement de la machine, dans le cas où le débit viendrait à être très diminué, il suffit de placer, sur le fond supérieur du cylindre D, une soupape S, fig. 25, qui s'ouvre, lorsque la pression de l'air dépasse une certaine limite.

Lorsqu'on veut régler la pression donnée par le ventilateur, et non pas le débit, on met la partie supérieure du cylindre D en communication avec l'atmosphère au moyen

d'un robinet à trois voies placé sur le tuyau *e*, et on laisse, naturellement, la partie inférieure en communication avec le refoulement du ventilateur.

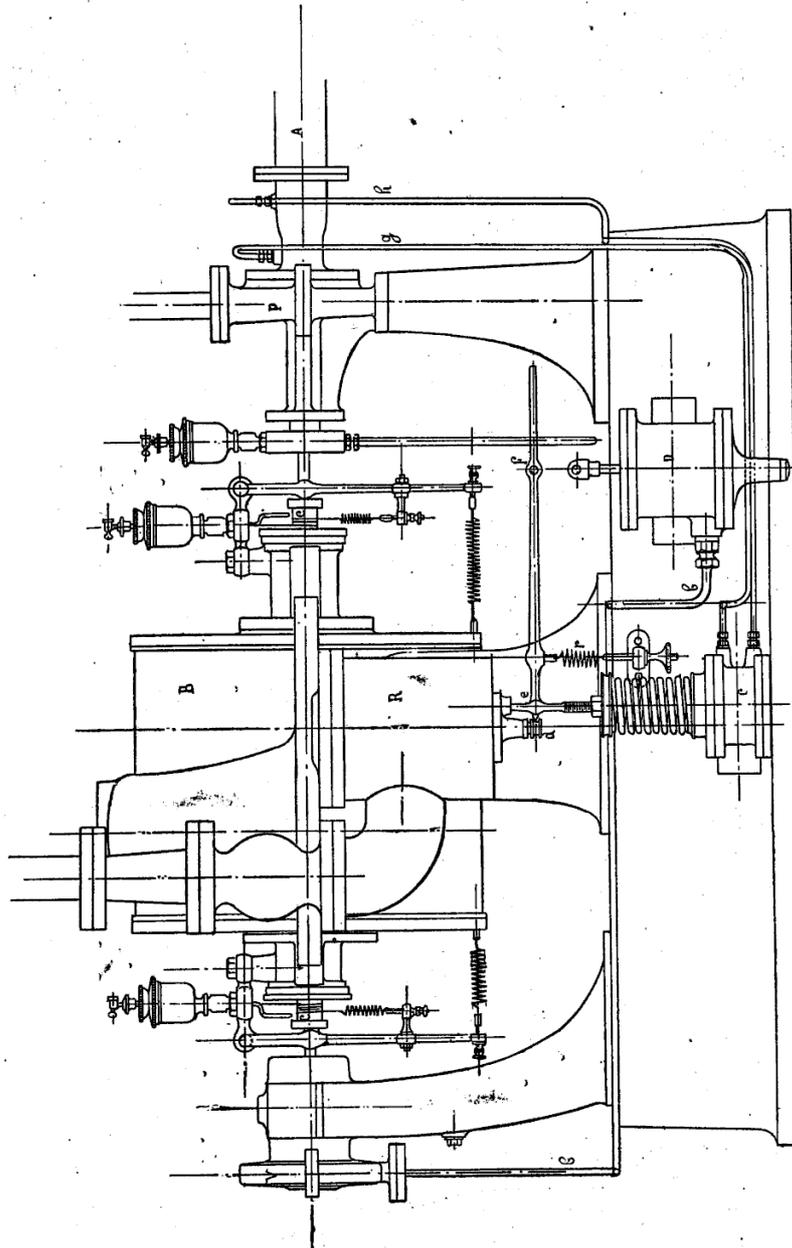


Fig. 22.

Turbine-Pompe. — Les figures 22 et 23 représentent une pompe centrifuge P mue directement par l'arbre d'une turbine à deux disques. La rotation rapide de l'ensemble permet d'atteindre avec cette pompe centrifuge, malgré le petit diamètre de sa roue mobile, une pression très élevée, dépassant 200 mètres.

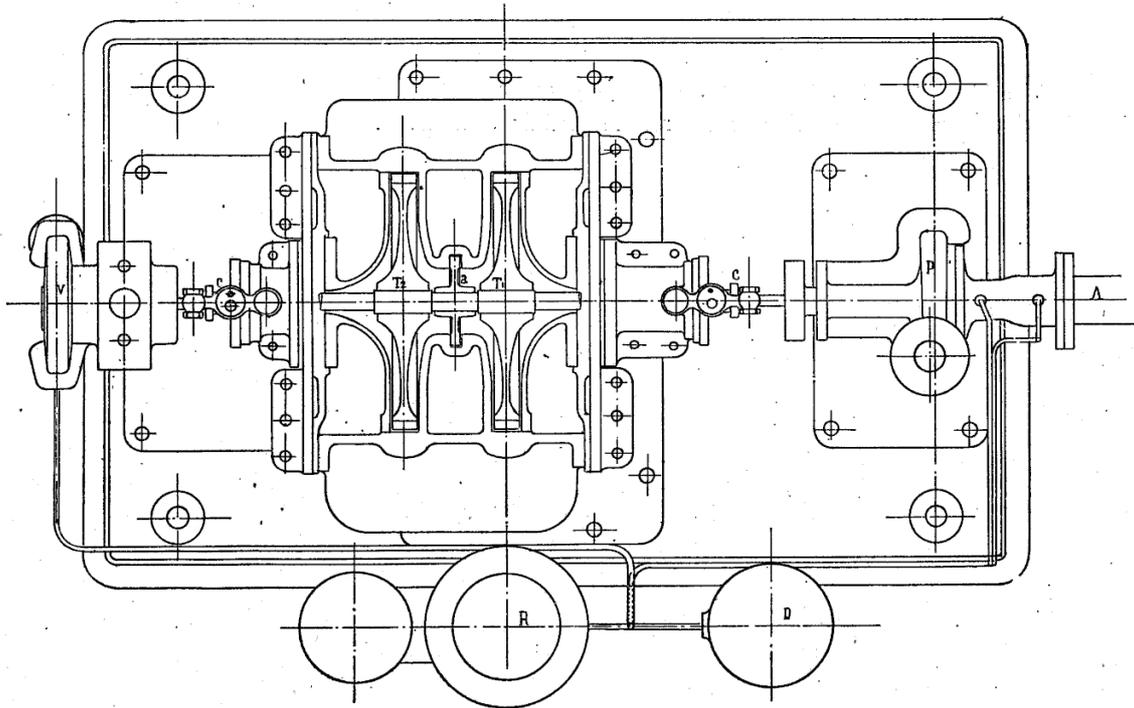


Fig. 23.

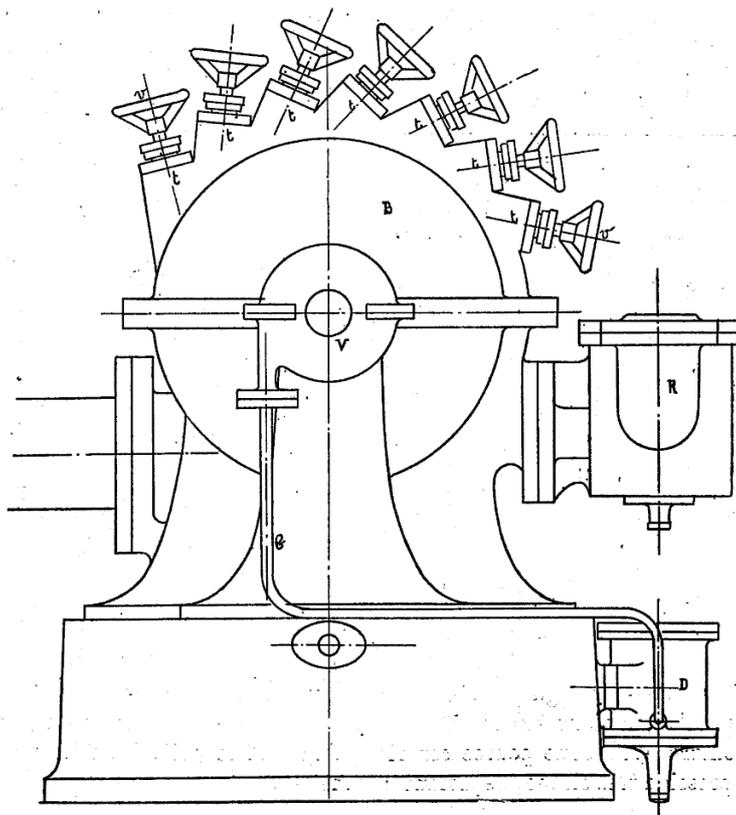


Fig. 24.

La turbine se compose de deux disques T_1 , T_2 , figure 23, montés sur le même arbre. La vapeur les traverse successivement.

Le réglage est obtenu d'une manière analogue à ce qui vient d'être indiqué pour le ventilateur. Le cylindre C, figure 22 ou figure 25, est en communication, comme tout à l'heure le cylindre D, par deux tuyaux g , h , figure 25, avec un tube de Pitot G et un tube droit H, figure 25, placés sur le tuyau d'aspiration de la pompe. Mais, ici, il y a quelque chose de plus. Le levier def , figure 22, ou ABC, figure 25, est actionné également par un piston contenu dans le cylindre D, figure 22, ou N figure 25, qui est en relation à la partie inférieure, par le tuyau b , avec le ventilateur auxiliaire V monté

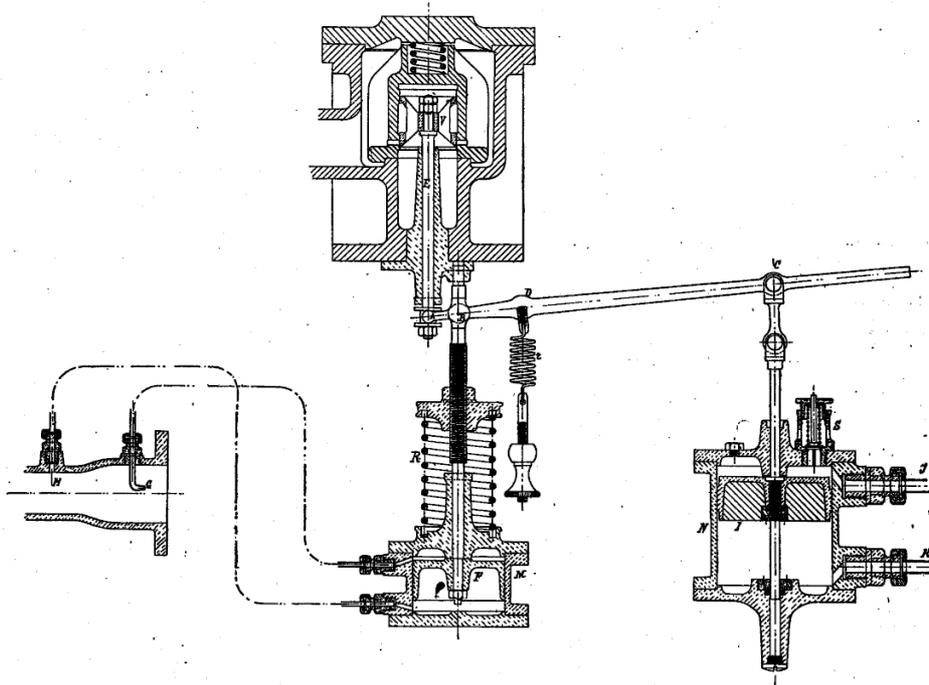


Fig. 25.

sur l'arbre de la turbine. De cette manière, on peut limiter la vitesse de rotation de la turbine, dans le cas où elle aurait tendance à s'emballer, et, au besoin, si on le désire, régler cette vitesse en immobilisant le piston du cylindre C.

7° Résultats d'expériences. — Nous avons fait sur les turbines à vapeur de petites dimensions un très grand nombre d'expériences (plusieurs milliers) en vue de rechercher quels sont les meilleurs genres de turbines à utiliser et de savoir quelles sont pour un genre déterminé les tuyères les plus favorables à employer et la meilleure vitesse de rotation.

Ces expériences ont été rendues faciles par l'emploi de la formule 7 qui permet de calculer immédiatement la consommation de vapeur dès qu'on a mesuré la pression à l'amont des tuyères et la section des tuyères.

Nous employons pour ces essais une turbine conduisant une machine dynamo à courant continu de manière à connaître facilement, par la lecture d'un ampèremètre

et d'un voltmètre la puissance utile fournie par la machine ; l'ampèremètre et le voltmètre avaient été d'ailleurs préalablement étalonnés de façon que les erreurs de mesure ne puissent dépasser 1 p. 100.

Le courant débité par la machine était absorbé dans des résistances qu'on pouvait faire varier à volonté.

Nous donnons dans le tableau ci-contre (tableau I) quelques exemples de mesures. Le disque de la turbine avait 30 centimètres de diamètre et les tuyères 9 millimètres de diamètre.

La première partie du tableau se rapporte à des expériences faites avec condensation ; mais, comme on peut le remarquer, le vide donné par le condenseur ne dépassait pas 58 centimètres de mercure et se tenait généralement de 46 à 48 centimètres seulement ; il est clair qu'avec un meilleur vide, les résultats auraient été meilleurs. Nous reviendrons du reste sur cette question tout à l'heure.

Une seconde partie du tableau donne des expériences faites avec échappement à air libre.

Pour l'un ou pour l'autre des cas, on a fait varier le nombre des tuyères ouvertes, la pression à l'amont des tuyères et la vitesse de rotation. Les résultats de marche normale sont ceux qui correspondent à une puissance utile de 40 kilowatts à une vitesse de 17 500 tours environ.

La dernière colonne du tableau indique le rendement total de la machine, c'est-à-dire le rapport entre la puissance électrique fournie aux bornes de la dynamo et la puissance théoriquement disponible dans la vapeur d'après l'abaque de la figure 5, ou calculée d'après la formule 2.

On voit par les résultats de ce tableau qu'à la marche normale de 40 kilowatts (c'est-à-dire 55 chevaux électriques ou approximativement 65 chevaux effectifs à la turbine), le rendement, soit dans la marche à condensation, soit dans la marche sans condensation, atteint environ 40 p. 100 ; mais ce n'est pas là le rendement maximum que la turbine est susceptible de donner.

En tournant plus vite, en effet, ce que nous réalisons maintenant par un rapport d'engrenages de 12 au lieu de 10, nous aurions obtenu, comme nous allons le voir, un rendement un peu supérieur.

Si, pour un même nombre de tuyères ouvertes et un même nombre de tours à la machine, on porte en abscisse la charge débitée par la dynamo et en ordonnée la consommation totale de vapeur à l'heure, on constate, ainsi qu'on le voit sur la figure 25, que les points s'alignent très exactement sur des droites ainsi que cela a déjà été constaté, il y a quelques années, par P. W. Willans pour les moteurs à piston¹.

La figure 26 donne quelques droites correspondant à deux, trois ou cinq tuyères et à des nombres de tours différents, soit pour la marche à condensation (lignes pleines), soit pour la marche avec échappement à air libre (lignes pointillées).

L'ordonnée à l'origine de ces droites donne la consommation de vapeur dans la marche à vide de la machine.

Par ce diagramme, on se rend bien nettement compte de l'avantage qu'il y a à diminuer le nombre de tuyères pour la même charge de la machine. Les droites sont, en effet, d'autant plus basses qu'elles correspondent à des nombres de tuyères plus faibles.

Ceci prouve l'intérêt qu'il y a dans les machines un peu importantes à commander automatiquement les tuyères par le régulateur, de manière que, pour chaque charge, il y ait le minimum possible de tuyères ouvertes.

1. Steam-Engine Trials. — *Proceedings of the Institution of civil Engineers of London, 1893.*

TABLEAU I

Turbine dynamo à un disque de 30 centimètres.

NOMBRE DE TUYÈRES de 9 millimètres.	P	p	n.	AMPÈRES.	VOLTS.	KILOWATTS.	CONSUMATION	CONSUMATION	RENDEMENT TOTAL.	
	AMONT.	AVAL.					TOTALE à l'heure en kilogr.	PAR KILOWATT- HEURE. en kilogr.		
Avec condensation.	2	4,22	0,28	17 000	428	104	13,3	286	21,5	0,396
	—	7,10	0,31	»	245	103	25,2	472	18,8	0,386
	—	10	0,35	»	365	104	38	659	17,3	0,390
	—	11,2	0,37	16 800	420	102	42,8	735	17,2	0,384
	—	10,7	0,36	14 500	442	83,5	36,9	704	19,1	0,348
	—	»	»	15 000	431	86,5	37,2	»	18,9	0,353
	—	»	»	15 500	425	90,5	38,4	»	18,4	0,361
	—	»	»	16 400	405	98,5	39,8	»	17,7	0,375
	—	10,3	»	17 300	368	106	39	678	17,4	0,388
	—	10,7	0,40	17 500	380	109	41,4	704	17,0	0,402
	—	10,15	0,37	18 400	342	118,5	40,6	669	16,5	0,408
	3	4,10	0,28	15 200	0	84,5	0	115	—	—
	—	2,55	0,26	»	110	89	9,8	264	26,9	0,376
	—	4,10	0,24	14 800	210	91,5	19,2	416	21,7	0,375
—	6,25	0,28	15 000	332	94,5	31,5	625	19,8	0,371	
—	7,42	0,32	14 400	416	88,5	36,5	740	20,2	0,357	
—	9,10	0,35	15 800	482	102	49	901	18,4	0,378	
5	2,05	0,38	15 300	110	91	10	355	35,5	0,383	
—	3,15	0,39	15 000	215	92	19,8	538	27,6	0,395	
—	4,33	0,42	»	332	94	31,2	735	23,5	0,411	
—	5,42	0,46	»	440	93,5	41,2	910	22,1	0,412	
Échappement à l'air libre.	1	4,80	1	16 000	0	85	0	162	—	—
	—	9,60	»	16 200	114	92	10,5	317	30,2	0,316
	—	10,85	»	15 200	152	84,5	12,85	357	27,8	0,325
	2	5,75	»	15 800	110	89,5	9,85	385	39,1	0,315
	—	8,65	»	16 300	227	96	21,8	572	26,2	0,381
	—	10,7	»	15 800	325	93	30,2	704	23,3	0,390
	—	10,8	»	13 300	385	72,5	27,9	710	25,4	0,355
	—	10,9	»	14 200	370	79	29,2	716	24,6	0,365
	—	11,0	»	16 000	333	94,5	31,5	723	23,0	0,389
	—	10,7	»	16 900	300	103	30,9	704	22,8	0,399
	—	10,2	»	17 900	260	113	29,4	671	22,8	0,407
	3	10,4	»	15 900	442	94,5	41,7	1026	24,6	0,375
	—	—	»	16 700	418	101,5	42,4	1026	24,2	0,380
	—	10,0	»	17 200	375	107,5	40,4	989	24,6	0,380
	—	9,65	»	18 000	332	113,5	37,7	954	25,3	0,377
	—	8,93	»	16 000	340	95	32,3	886	27,4	0,358
	—	6,90	»	»	225	95	20,9	690	33,0	0,335
	—	5,15	»	16 300	117	95	11,1	521	47,0	0,281

En répétant des expériences de cette nature avec des tuyères présentant plus ou moins de divergence, nous avons pu constater, ce à quoi nous nous attendions *a priori*, que les tuyères les plus favorables pour un bon rendement de la machine ne sont pas celles qui détendent complètement la vapeur de manière à la laisser sortir sur l'aubage de la turbine à la pression p d'aval ; il vaut mieux que la vapeur sorte à une pression notablement plus élevée que cette pression d'aval. C'est ce que nous réalisons dans nos turbines qui, ainsi, fonctionnent par réaction.

Ce résultat bien nettement accusé par nos essais directs sur les turbines s'accorde

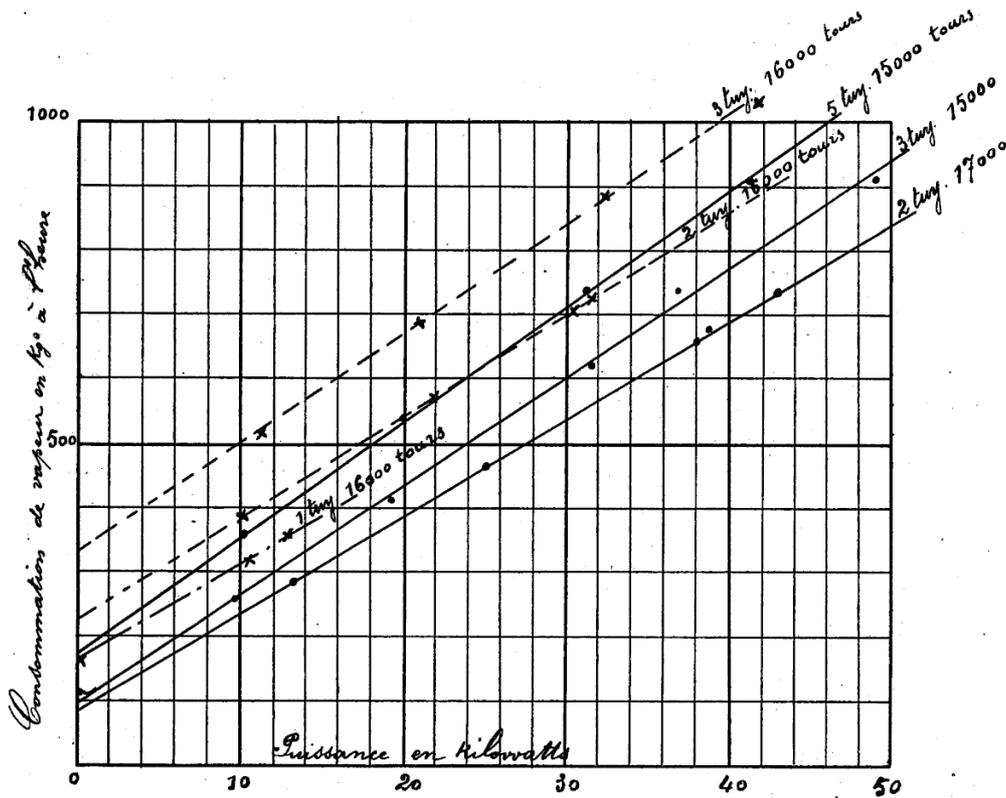


Fig. 26.

avec celui qui a été trouvé, d'autre part, par l'essai de poussée statique sur les aubes, comme nous l'avons expliqué précédemment.

Il était important de se rendre compte de l'influence qu'exerce la vitesse tangentielle des disques sur le rendement de la turbine.

C'est ce que nous avons recherché par des expériences spéciales dans lesquelles, en maintenant constants le nombre des tuyères ouvertes et la pression d'amont, c'est-à-dire, par conséquent, la consommation totale, nous avons fait varier la vitesse de la turbine en modifiant soit le champ de la dynamo, soit la résistance sur laquelle elle débitait.

Les nombres d'ampères et de volts changent alors avec la vitesse ainsi que leur produit, qui est la puissance fournie par la machine.

Le tableau II donne un exemple des résultats obtenus.

TABLEAU II

Turbine dynamo à un disque de 30 centimètres.

NOMBRE DE TOURS par minute.	PUISSANCE en KILOWATTS.	CONSOMMATION PAR KILOWATT et par heure. en kilogr.	RENDEMENT TOTAL.	COUPLE MOTEUR UTILE en kilogrammètres.
13 200	36,4	20,0	0,357	2,68
13 300	36,5	19,9	0,36	2,67
14 000	38,0	19,1	0,375	2,65
14 800	39,8	18,2	0,393	2,61
15 500	40,8	17,8	0,402	2,56
15 800	41,2	17,6	0,406	2,54
16 000	41,2	17,6	0,406	2,51
16 800	42,0	17,3	0,414	2,43
17 800	43,0	16,9	0,423	2,35

3 tuyères de 9 millimètres; P = 7,3 kilogr.; p = 0,30 kilogr.; consommation de vapeur 726 kilogr. à l'heure.

Si l'on porte en abscisse la vitesse et en ordonnée le rendement, on obtient le morceau de courbe AB de la figure 27. D'autre part, on peut aussi porter en ordonnée le couple utile ramené à l'arbre de la turbine, c'est-à-dire la puissance divisée par la vitesse

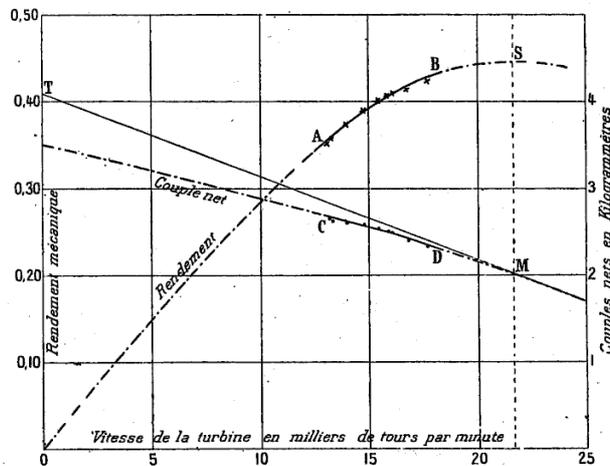


Fig. 27.

angulaire de cet arbre. On obtient alors le morceau de courbe CD qui se prolongerait, si nos essais avaient été poussés dans des limites plus larges, suivant les lignes pointillées.

On voit que ce couple utile, quand la vitesse augmente, baisse continuellement suivant une loi qui se traduit par une courbe qui tourne sa concavité vers l'origine, mais qui, en somme, est voisine d'une droite; ce serait même rigoureusement une droite si les pertes externes dues au frottement du disque sur la vapeur et les pertes par courant de Foucault et hystérésis dans la dynamo ne croissaient pas avec la vitesse, suivant une

loi parabolique. C'est parce que ces pertes croissent plus vite que la vitesse que la courbe du couple moteur tombe vers l'axe des vitesses plus rapidement qu'une droite.

Connaissant cette courbe du couple moteur, il est facile de savoir la vitesse qui procurerait le rendement maximum ; il suffit pour cela de trouver, ce qui est bien facile, le point M de la courbe où l'ordonnée MP est exactement égale à la moitié du segment OP intercepté sur l'axe des ordonnées par la tangente MT à la courbe. Comme on le voit, ce point correspond, pour les conditions des expériences résumées dans le tableau, à une vitesse de 21 500 tours ; le rendement total serait alors égal à 45 p. 100.

Sans aller jusqu'à cette vitesse, en se tenant, par exemple, à une vitesse de 20 000 tours, donnant lieu à une vitesse périphérique de 310 mètres par seconde, l'on aurait encore un rendement total d'environ 44 p. 100, soit à peu près 52 p. 100 pour la turbine seule, car la dynamo avait un rendement voisin de 0,85.

Tel est le résultat auquel nous avons pu parvenir avec ce système de turbine.

Il est facile de voir, d'après cela, quelle serait la consommation dans des conditions déterminées quelconques de pression amont et de pression aval.

Ainsi, par exemple :

1° Dans le cas de la marche avec échappement à air libre et avec une pression d'amont de 10 kilogrammes (pression absolue), l'on aurait une consommation de :

$$\frac{6,85}{0,52} = 13^{\text{kg}},2$$

par cheval effectif de la turbine, ou

$$\frac{6,85}{0,44} = 15^{\text{kg}},6$$

par cheval électrique aux bornes de la dynamo ;

2° Dans le cas de la marche à condensation, avec un vide de 69 centimètres de mercure, donnant lieu à une contre-pression p égale à 0,1 kilogramme, et toujours avec une pression d'amont de 10 kilogrammes, on aurait une consommation de :

$$\frac{3,85}{0,52} = 7^{\text{kg}},4$$

par cheval effectif de la turbine, ou

$$\frac{3,85}{0,44} = 8^{\text{kg}},8$$

par cheval électrique aux bornes de la dynamo.

Ces résultats, qui ont d'ailleurs été vérifiés par des expériences de réception officielle effectuées par la méthode de jaugeage ordinaire de la vapeur (c'est-à-dire en recueillant pendant plusieurs heures l'eau condensée), nous paraissent placer la turbine à vapeur de ce genre sur un pied d'égalité avec les meilleures machines à piston de puissance analogue.

8° Turbines à vapeur à disques multiples. — Nous avons créé également un type de turbine à vapeur à disques multiples calés sur le même arbre de façon à réduire la vitesse de rotation et à permettre ainsi l'attaque directe de machines tournant à une vitesse pouvant s'accorder avec celle de la turbine, telles que : hélices de bateau, alternateurs, pompes centrifuges, ventilateurs, etc.

Dans cette turbine à disques multiples, représentée dans la figure 28, la vapeur arrive par le tuyau A au fond F; qui par les canaux $a_1 a_1$ l'amène aux premières directrices $B_1 B_1$; ces directrices la lancent sur la première roue mobile $C_1 C_1$, et, après avoir traversé cette roue, la vapeur va aux directrices du second distributeur C_2 , puis à la deuxième roue mobile B_2 et ainsi de suite jusqu'à l'échappement K. La section des canaux distributeurs, résultant de leur hauteur et de l'arc qu'occupent les directrices

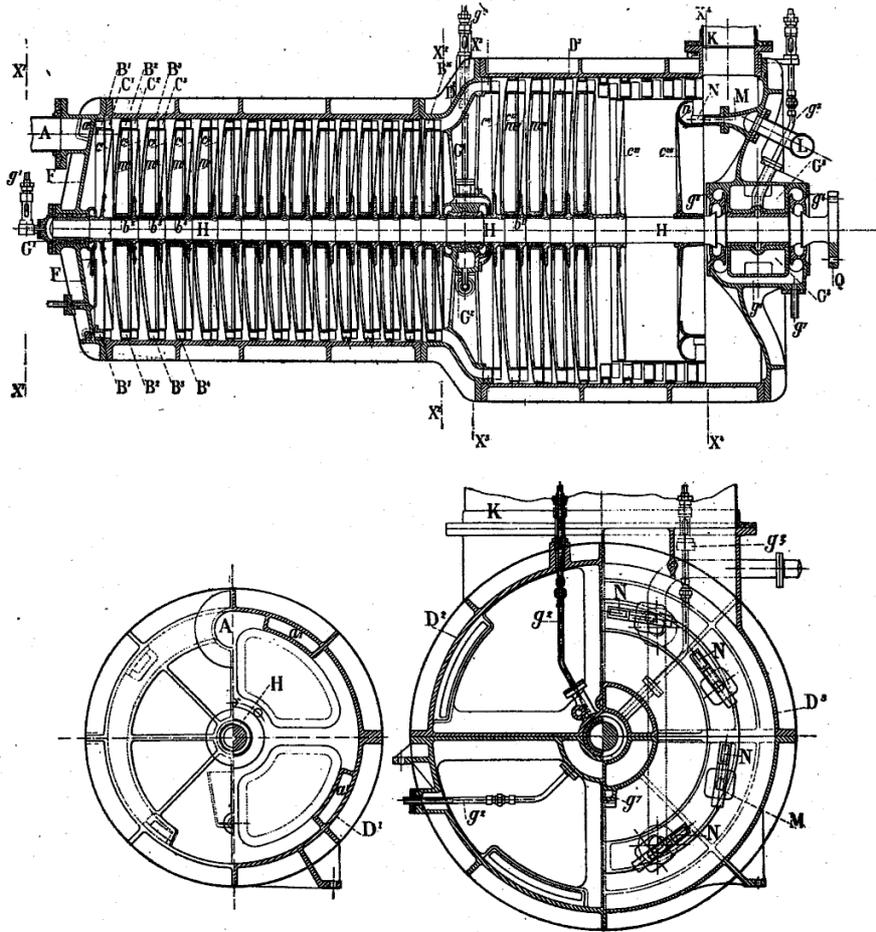


Fig. 28.

sur la circonférence, augmente graduellement au fur et à mesure que la détente de la vapeur se produit. Les dix dernières roues en d ont leur diamètre augmenté pour éviter d'exagérer la longueur radiale des aubes et pour augmenter aussi la vitesse périphérique. La vapeur passe de la dernière des petites roues à la première des grandes par des canaux D.

Les roues, qu'on voit en perspective dans la figure 29, sont constituées par des ailettes en acier rivées sur la jante d'une tôle emboutie à la presse hydraulique. Ce mode de construction assure une grande solidité allée à une très grande légèreté.

Dans les turbines destinées à la propulsion des bateaux, les cinq dernières couronnes

d'aubes mobiles, sont fixées sur un tambour cylindrique qui reçoit, de la différence des pressions de la vapeur sur ses deux faces, une poussée longitudinale qui sert à compenser celle des hélices actionnées par la turbine.

Les distributrices B sont attachées à une couronne rivée à chacun des diaphragmes

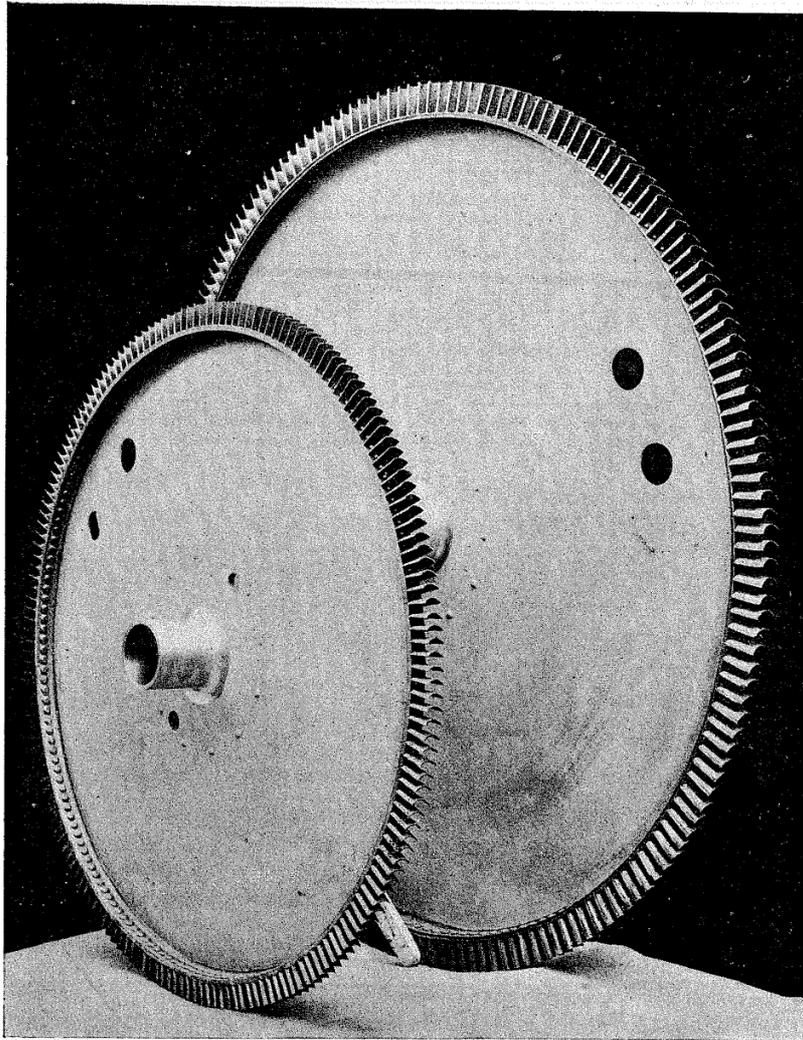


Fig. 29.

mm. Ces diaphragmes sont munis, dans la partie centrale, de coussinets qui ne touchent pas l'arbre, mais laissent autour de lui un jeu aussi faible que possible. Ils ont pour objet d'obliger toute la vapeur à passer par les distributeurs, presque sans fuites.

A l'extrémité aval de la turbine, dans les turbines de bateau, se trouve une couronne d'aubes L, disposées en sens inverse de celles des autres roues et fixées par le procédé ordinaire sur la face interne d'un tore en acier; cette couronne reçoit la vapeur du

tuyau L, par les ajutages M, de sorte qu'il suffit d'ouvrir une vanne sur ce tuyau L pour renverser la marche de la machine.

L'arbre H est porté, dans cette turbine, par trois paliers; d'autres fois, par deux paliers seulement. Le graissage s'effectue sous pression à l'aide d'une petite pompe à huile auxiliaire. Le palier d'aval reçoit l'huile dans une couronne annulaire qui entoure le tourillon de façon que l'huile constitue un joint liquide qui empêche les rentrées d'air au condenseur.

On voit que, dans ce système de turbines, on s'est préoccupé de diminuer le plus possible les jeux entre les parties fixes et les parties mobiles à l'endroit des distributeurs, de façon à réduire à peu de chose les fuites de vapeur par ces jeux. C'est là, en effet, une grosse difficulté pour les turbines à disques multiples. Si l'on veut arriver à avoir une bonne utilisation de la vapeur, il faut que les fuites n'atteignent pas une trop grande importance par rapport à la quantité utile qui s'écoule par les distributeurs.

Or, on est toujours obligé de laisser entre les corps tournants et les parties fixes de l'enveloppe ou des pièces intermédiaires des intervalles suffisants pour que les dilatactions qui s'opèrent sous l'action de la force centrifuge, pour que, aussi, les déplacements occasionnés par l'usure des coussinets, ne puissent amener des contacts entre la partie mobile et la partie fixe, et il est bien difficile pratiquement de serrer les jeux, à la périphérie, à moins de 1 millimètre.

Si l'on remarque que, pour une turbine de plus de 1 000 chevaux, la section d'écoulement par les premiers distributeurs ne dépasse pas 20 centimètres carrés dans les conditions ordinaires de pression, et que un millimètre de jeu seulement donne une section de fuite de plus de 20 centimètres carrés, on se rend compte que les fuites, au moins pour les premières roues mobiles, peuvent atteindre 50 p. 100 du fluide moteur; et ces fuites n'ont pas seulement pour effet de faire perdre l'utilisation de ces 50 p. 100, elles viennent encore produire une résistance nuisible sur les roues mobiles.

Avec nos diaphragmes, nous réduisons la section des fuites à moins de 2 centimètres carrés tout en laissant autour des roues mobiles des jeux de 4 à 5 millimètres plus que suffisants pour ne pas avoir à craindre de frottements.

Quels sont les résultats à attendre d'une turbine ainsi construite ?

D'après les expériences préliminaires que nous avons faites, nous pensons que le rendement hydraulique des différentes turbines dépassera 70 p. 100 et que les pertes externes par frottement des disques sur la vapeur et par fuites ne s'élèveront pas, dans la marche à toute puissance, à plus de 10 à 12 p. 100 de la puissance produite, en sorte que le rendement net, c'est-à-dire le rapport entre la puissance effective donnée sur l'arbre et la puissance théoriquement disponible dans la vapeur, atteindra environ 65 p. 100.

Dans ces conditions, la consommation de vapeur ne dépassera pas, pour une pression d'amont de 13 kilogrammes par centimètre carré, par exemple, et pour une contre-pression au condenseur de 0^{kg},1, le chiffre de

$$\frac{3,7}{0,65} = 5^{\text{kg}},7$$

par cheval effectif sur l'arbre. C'est du moins à cela que nous avons l'espoir d'arriver.

J'ai même tout lieu de penser qu'il ne sera pas impossible, pour des turbines de grande puissance tournant relativement plus vite, d'atteindre 70 p. 100 de rendement net. La consommation tomberait alors, dans les mêmes conditions que ci-dessus, à la valeur de 5^{kg},2 par cheval effectif.

On achève, en ce moment, dans les ateliers Sautter-Harlé, la construction de quatre turbines de ce genre d'une puissance de 1 200 chevaux : trois de ces turbines sont des-

tinées à mouvoir les hélices propulsives de torpilleurs, et la quatrième est destinée à faire tourner un alternateur à courant triphasé de pareille puissance.

Dans peu de temps nous serons donc fixés sur ce qu'il y a de fondé dans nos espérances, d'autant mieux que ces machines seront pourvues de dynamomètres de transmission permettant de mesurer très exactement la puissance.

Pour finir, j'ajouterai que le poids total d'une turbine de 1 200 chevaux n'atteint pas 3 500 kilogrammes, soit moins de 3 kilogrammes par cheval. Et, en modifiant légèrement la turbine, on peut lui faire développer, sans augmenter son poids, jusqu'à 2 500 chevaux. On voit donc qu'on peut réduire le poids de ce genre de moteur à environ 1^{kg},4 par cheval effectif.

RAPPORT SUR LES TURBINES A VAPEUR

Par M. K. SOSNOWSKI

INGÉNIEUR CIVIL

MESSIEURS,

La Commission d'organisation de votre Congrès a bien voulu mettre à l'ordre du jour la question des turbines à vapeur et me faire l'honneur de me charger du rapport sur cette question.

Ce sera le premier Congrès de mécanique qui aura à s'occuper de ce genre de moteur, et cela ne sera pas l'un de ses moindres mérites.

Considérations générales. — Les turbines à vapeur doivent être classées parmi les moteurs à vapeur à mouvement circulaire, en opposition à ceux à « mouvement alternatif ».

De même que les turbines hydrauliques, elles sont caractérisées par ce fait que le fluide moteur, dans son mouvement par rapport au récepteur, au lieu de revenir sur lui-même, comme dans les roues hydrauliques, suit, au contraire, son chemin toujours dans le même sens.

Si l'idée des moteurs à mouvement circulaire est de beaucoup plus ancienne que celle des moteurs à mouvement alternatif, car elle date, en effet, du jour où l'on a découvert l'énergie contenue dans la vapeur d'eau, elle n'a trouvé de solution industrielle vraiment pratique que depuis très peu d'années.

L'esprit humain, qui procède le plus souvent du compliqué au simple, dès le commencement et bien vite, abandonné la première indication qui lui était fournie dans le but d'utiliser l'énergie de la vapeur par des machines à mouvement circulaire, machines de la plus grande simplicité, afin de s'attacher à la solution du problème par des machines à piston, à mouvement alternatif, problème hérissé des plus grandes difficultés et dont il n'est sorti vainqueur qu'à force des inventions les plus ingénieuses et des appareils les plus compliqués.

Le génie humain s'y est dépensé pendant tout un siècle, et on peut dire aujourd'hui que tout ce qui était matériellement possible dans cet ordre d'idée a été fait; qu'avec l'application des enveloppes de vapeur et la multiple expansion, jointe à la surchauffe et à la condensation, on a dit, pour ainsi parler, le dernier mot, et que le champ des perfectionnements reste à l'avenir limité aux simples-détails de construction.

Le maximum de rendement, pour les moteurs à piston, étant ainsi atteint, on est revenu tout naturellement au point de départ, et l'on s'est mis à l'étude des moteurs

à mouvement circulaire qui laissait le champ libre à toutes les recherches et aussi à toutes les espérances.

On a commencé par les moteurs rotatifs à piston, qui n'ont pas encore donné, à notre connaissance du moins, de résultats bien pratiques, pour finir par les machines sans piston, analogues aux turbines hydrauliques et appelées, pour cette raison, « turbines à vapeur ».

Pour tout ce qui concerne les premières tentatives et l'histoire de la question, nous ne saurions mieux faire que de résumer notre « Mémoire sur les roues et turbines à vapeur », paru dans le *Bulletin de la Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale* et d'en extraire les appareils les plus caractéristiques.

A côté des turbines proprement dites, nous citerons, afin de compléter notre exposé, quelques ROUES A VAPEUR, et MOTEUR A RÉACTION, leurs véritables précurseurs.

Historique des Turbines à vapeur.

Héron d'Alexandrie. — La machine décrite par *Héron d'Alexandrie* en l'an 120 avant Jésus-Christ se composait (fig. 1) d'une sphère suspendue à deux tourillons, dont l'un était traversé par la vapeur amenée d'un vase rempli d'eau chaude au moyen d'un tuyau ϵ , situé au-dessous. La vapeur en s'échappant par les deux ajutages σ et α recour-

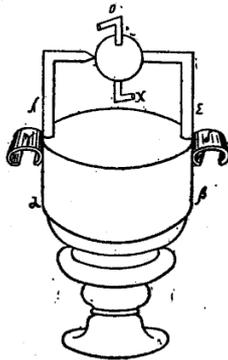


Fig. 1. — Éolipyle de Héron d'Alexandrie.

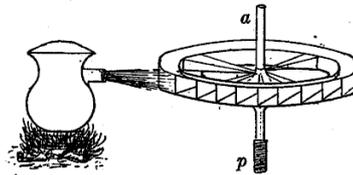


Fig. 2. — Roue à vapeur de Giovanni Branca (1629).

bés en sens contraire et diamétralement opposés, que portait la sphère, communiquait à celle-ci, par sa réaction, un mouvement de rotation.

Giovanni Branca, 1629. — G. Branca, célèbre architecte italien, dans la description des diverses machines qu'il a publiées en 1629, comprend une machine de son invention mue par la vapeur. Nous donnons une partie de la figure originale (fig. 2). Une roue à aubes r , pareille aux roues hydrauliques, est fixée sur un arbre vertical a qui porte un pignon p . Ce pignon est engrené avec une roue dentée, dont l'arbre porte un autre pignon, qui est engrené avec une seconde roue dentée, et ainsi de suite.

Réal et Pichon, 1827. — Dans ces machines, le jet continu de vapeur agit soit par impulsion, soit par réaction.

Le cylindre a (fig. 3) se compose de la superposition successive de plusieurs disques ou chapeaux fixes b , emboîtés l'un sur l'autre, et fixés au moyen de deux fonds, c et d , reliés par des boulons.

L'arbre *f*, plein ou creux, a la forme d'un cône très allongé sur les côtés duquel sont pratiqués des épaulements, dont chacun doit recevoir une roue *g*, portant à sa circonférence des aubes planes ou palettes *h*, destinées à recevoir l'impulsion de la vapeur dirigée sur elles presque perpendiculairement à leur surface.

La vapeur de la chaudière arrive par le robinet *i*, et remplit d'abord l'espace *k*, d'où elle se précipite par les issues pratiquées dans la circonférence des disques fixes *b*, qui recouvrent chacune des roues *g* sans les toucher.

Les issues, percées obliquement sur cette circonférence en formes de gorge circulaire, sont pratiquées de manière que leur direction soit perpendiculaire aux surfaces

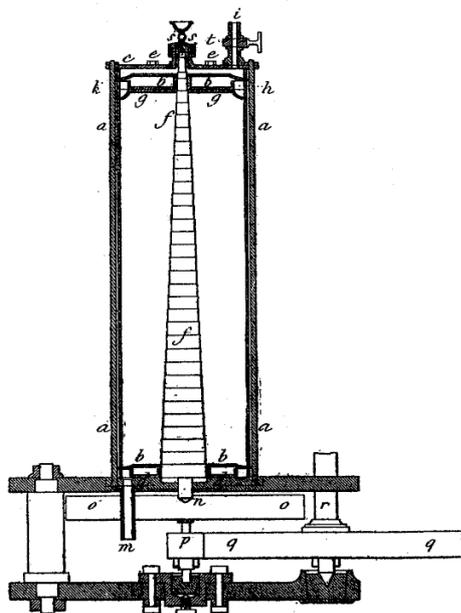


Fig. 3. — Turbine Réal et Pichon (1827).
Vue de l'ensemble.

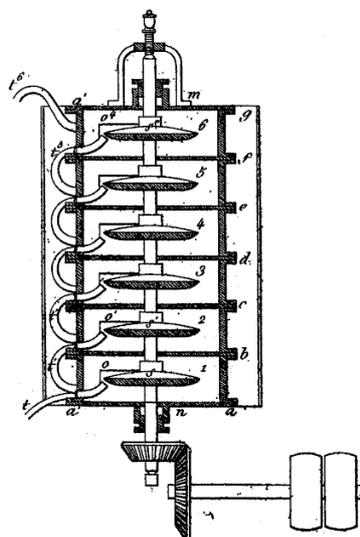


Fig. 4. — Turbine à vapeur Leroy à détente multiple et à condensation. Coupe verticale.

planes des aubes *h*, que le jet continu de vapeur chasse devant lui. Après avoir produit dans ce premier disque tout l'effet dont il est capable, le jet de vapeur passe dans l'espace immédiatement inférieur formé par la gorge circulaire du deuxième disque *b*, où le même jet agit une seconde fois sur la seconde roue à aubes; après avoir parcouru successivement tous les disques, la vapeur arrive au dernier, d'où elle s'échappe par l'ouverture *n*, pour être condensée en partie ou en totalité.

A la partie inférieure de l'axe du cylindre est fixé un pignon *u* qui commande l'arbre de transmission *r* par le train *opq*.

Leroy 1838-1840. — Cette turbine à vapeur, à détente et à condensation, se compose (fig. 4) d'un cylindre *mn*, qui renferme tout l'appareil; il est lui-même divisé en autant de petits cylindres 1, 2, 3..., que l'on veut mettre de turbines, et séparés par de fortes tôles *bb'*, *cc'*, *dd'*, etc. Toutes ces cloisons sont traversées par un arbre passant par l'axe du cylindre et qui porte les turbines *s*, *s'*, *s''*, *s'''*... Ces turbines ont une forme lenticulaire, afin de diminuer le frottement à leur circonférence; les différentes cases n° 1, n° 2, n° 3..., communiquent entre elles par les tubes *t*¹, *t*², *t*³...; les tubes *t* et *t*⁶

communiquent : le premier avec la chaudière, le second avec le condenseur ; l'extrémité inférieure de l'axe des turbines repose sur un pivot, et l'extrémité supérieure est centrée par une pointe ; il est, en outre, maintenu par deux boîtes à étoupes, disposées sur les couvercles inférieur et supérieur du cylindre mn ; tout l'appareil est enveloppé d'une chemise de sciure de bois afin d'empêcher le refroidissement.

La vapeur amenée de la chaudière, par le tube t , à une très haute pression, vient agir sur les aubes de la turbine s (fig. 5) tangentiellement à la circonférence passant par le point où le jet t frappe l'aube. La vapeur, ayant agi par pression sur l'aube, doit nécessairement s'échapper de cette aube ; or, comme elle ne peut le faire que dans une direction inverse à son mouvement, elle réagit, augmente ainsi la vitesse de la turbine, et, par conséquent, sa puissance. Cette vapeur ayant terminé son travail sur la première turbine n'en a pas moins encore une certaine force élastique et une très grande vitesse dans le sens de la turbine ; elle s'échappe par l'orifice o , pratiqué tangentielle-

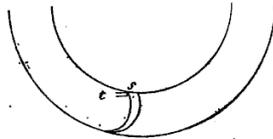


Fig. 5. — Turbine à vapeur
Leroy. Détail des aubes.

ment au cylindre, et arrive, par le tube t' , sur les aubes de la seconde turbine dans les mêmes conditions que sur la première. Le même phénomène se reproduit ainsi sur les aubes de chaque turbine, et, après avoir agi sur toutes, la vapeur se rend par le tube t' au condenseur.

Foucault, 1853. — L. Foucault, dans sa thèse sur les vitesses relatives de la lumière dans l'air et dans l'eau, présentée en 1853, décrit une petite turbine à vapeur qui lui a servi à ses expériences.

Le disque est percé d'une rangée de 24 trous situés à égale distance du centre ; les cloisons qui les séparent sont planes, minces et inclinées de manière à recevoir le choc du fluide élastique.

La vapeur s'échappe, dans la chambre placée au-dessous, par deux orifices pratiqués aux extrémités d'un même diamètre, dans l'épaisseur de la paroi, et percés obliquement en sens inverse de l'inclinaison des palettes du disque tournant. Le fluide qui s'écoule des orifices fixes est obligé de changer de direction et produit une réaction qui sollicite successivement toutes les aubes à circuler dans le même sens autour de leur centre commun.

En laissant écouler la vapeur sous une pression d'une demi-atmosphère seulement, on fait prendre au moteur une vitesse de 600 à 800 tours par minute.

Tournaire, 1853. — Cette machine se compose (fig. 6 à 8) de plusieurs axes moteurs, indépendants les uns des autres, et agissant, par l'intermédiaire de pignons, sur une même roue chargée de transmettre le mouvement. Chacun des axes porte plusieurs turbines ou roues à aubes BB, CC, EE, disposées autour d'un axe mobile, OA. Celles-ci reçoivent et versent le fluide à une même distance de l'axe. Entre deux turbines, est placée une couronne fixe d'aubes directrices GG, HH, II. Le jet fluide arrive à la première turbine par des orifices injecteurs kk . Ensuite les directrices reçoivent le jet sortant d'une roue à réaction, et lui impriment la direction et la vitesse la plus convenable pour que ce jet exerce son action sur la roue suivante. Chacun de ces systèmes d'organes mobiles et d'organes fixes est renfermé dans une boîte cylindrique. Les aubes directrices font partie des baguettes ou pièces annulaires qui se logent dans le cylindre fixe, et qui doivent s'adapter très exactement les unes au-dessus des autres. Les turbines ont ainsi la forme de bagues, et viennent s'enfiler sur un manchon dépendant de l'axe. Quelques nervures s'encastrant dans des rainures rendent les directrices

solidaires avec la boîte cylindrique, les turbines solidaires avec l'axe. Les directrices supérieures, qui font simplement office de canaux injecteurs, peuvent appartenir à une pièce pleine, dans laquelle se loge la fusée ou le tourillon de l'axe, et qui sert à fixer celui-ci.

Après avoir agi sur les turbines dépendant du premier axe, et après avoir ainsi

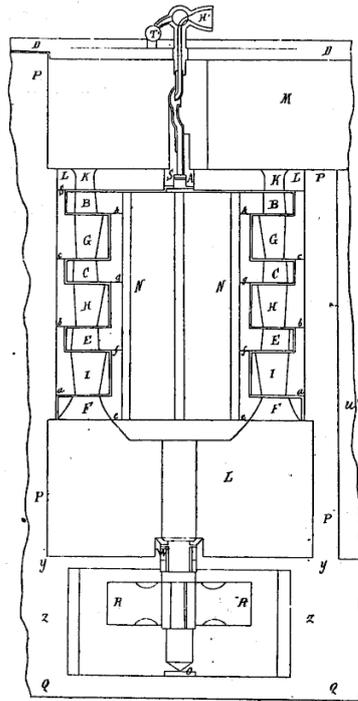


Fig. 6. — Turbine à vapeur compound Tournaire (1853). Élévation.

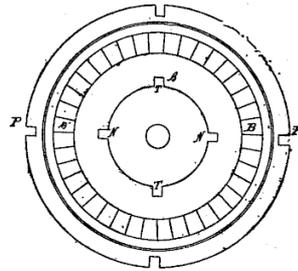


Fig. 7. — Turbine à vapeur Tournaire. Plan.

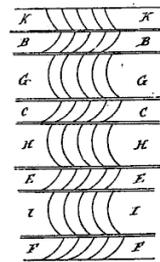


Fig. 8. — Turbine à vapeur Tournaire. Détails des aubes.

perdu une plus ou moins grande partie de son ressort, le fluide exerce son action sur les turbines du second axe et ainsi de suite.

Comme la vapeur se détend au fur et à mesure qu'il parcourt les aubes des roues et des directrices, il faut que ces aubes offrent des passages de plus en plus larges, et les derniers appareils ont des dimensions plus grandes que les premiers.

Hannsen, 1870. — Cet appareil consiste en une série de roues à aubes distributrices et réceptrices placées horizontalement sur un arbre vertical (fig. 9 et 10).

La vapeur arrive par en bas et, après avoir produit son effet successivement sur toutes les roues, s'échappe comme l'indique la flèche.

Edwards, 1876. — L'arbre *f* porte (fig. 11 et 12) une série de turbines *i*, comprises dans les compartiments séparés, de volumes croissants du côté de l'échappement.

L'ensemble est maintenu par des plaques *d d'*, et serré par des boulons *e*.

La vapeur entre par la conduite *h*, pénètre dans le premier compartiment, d'où, par les aubes distributrices *n*, elle est dirigée sur les aubes réceptrices *i*; après avoir pris-

duit son effet, elle passe dans le second compartiment, suit le même chemin que précédemment, passe dans le troisième compartiment, et ainsi de suite.

Dans la première série des turbines, la vapeur est dirigée en un flux centrifuge sur les aubes de celles-ci; dans les dernières, tout à fait à gauche de la figure 12, elle est dirigée en un flux centripète.

Cette disposition permet d'utiliser mieux toute l'énergie de la vapeur, qui a une vitesse beaucoup moins grande près de la sortie qu'à l'arrivée. En effet, ces dernières turbines, tout en faisant le même nombre de tours que les autres, ont une vitesse circonférentielle beaucoup moindre.

Comme la vapeur se détend de plus en plus, les derniers compartiments sont de volume de plus en plus grand.

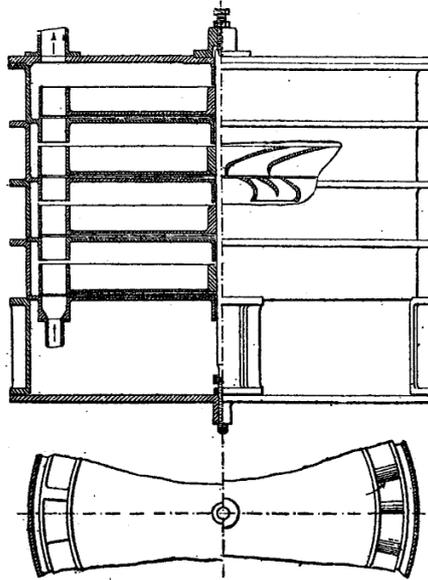


Fig. 9 et 10. — Turbine à vapeur *Hannsen* (1870). Coupe verticale et plan.

De Laval. — En 1883, *de Laval* crée sa première turbine ou, plus exactement, un moteur à réaction.

Entre deux disques *i i* (fig. 13 à 15), se trouvent maintenus deux tubes semi-circulaires *a* et *b*. Le tout est compris dans une boîte *R*.

Un ajutage *f* (fig. 13 et 14) amène la vapeur; *g* est le tuyau d'échappement.

L'arbre de la turbine *n* porte un cône à friction *e*, qui transmet le mouvement, à l'aide de la roue *d*, à l'arbre principal *m*, portant la poulie *v*.

Isaac Läst, 1885. — Un ou plusieurs disques *e* (fig. 16 et 17) sont calés sur l'arbre *c*. Ces disques portent sur chaque face une rangée de palettes *v*. Les couronnes ainsi formées ont des diamètres différents, l'une étant extérieure à l'autre. Les palettes *v* sont placées en face des palettes *g*, fixées sur l'enveloppe cylindrique *b*. Celle-ci, par ses nervures intérieures, forme une série de compartiments séparés.

La vapeur est dirigée tout d'abord, par les aubes fixes *g* de l'enveloppe *b*, sur les aubes mobiles *v* du disque *e*; elle change ensuite de direction et se trouve lancée à nouveau, par les aubes distributrices *g*, sur les aubes réceptrices *v* du côté opposé du disque qui entraîne l'arbre.

Parsons, 1890. — Le cylindre de la turbine centripète (fig. 18 à 20) est en deux

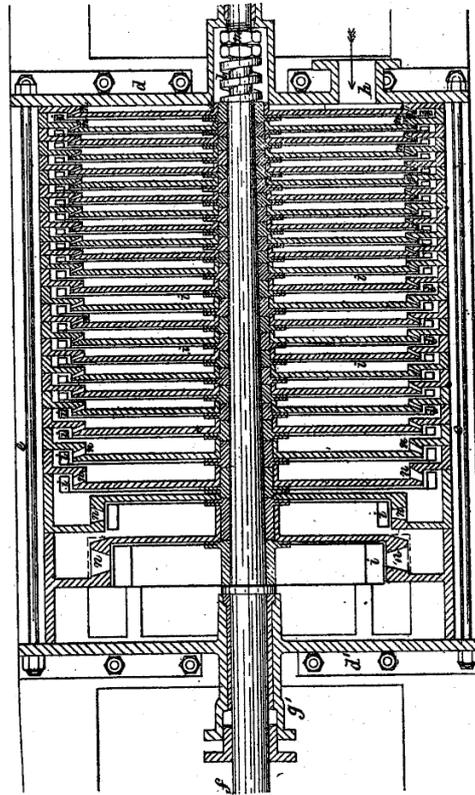


Fig. 12. — Turbine à vapeur Edwards.
Coupe longitudinale.

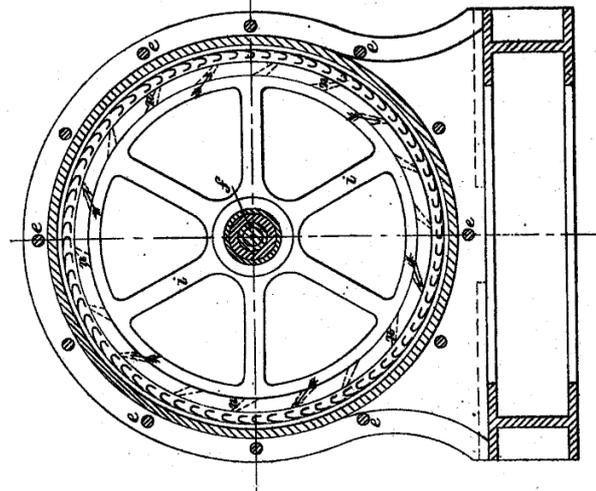


Fig. 11. — Turbine à vapeur Edwards (1876).
Coupe transversale.

parties B et C, boulonnées ensemble. L'arbre J' qui le traverse porte une série de roues mobiles de deux diamètres différents, afin que la détente se fasse en compound d'une

série à l'autre. Toutes portent des ailettes rayonnantes F. Les couronnes directrices E sont fixées aux demi-cylindres B et C.

Pour diminuer les fuites intérieures et forcer toute la vapeur à traverser les tur-

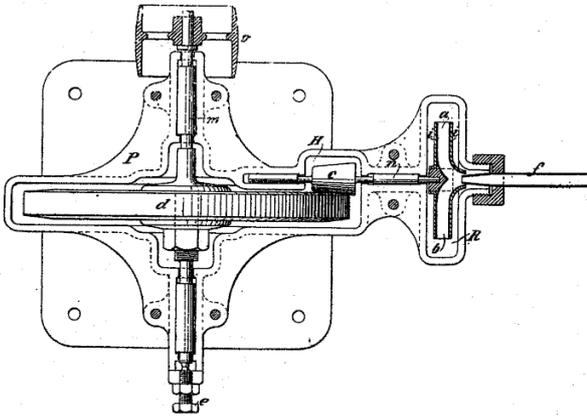


Fig. 13 et 14. — Moteur à réaction de Laval (1883).
Élévation et plan. Coupe diamétrale.

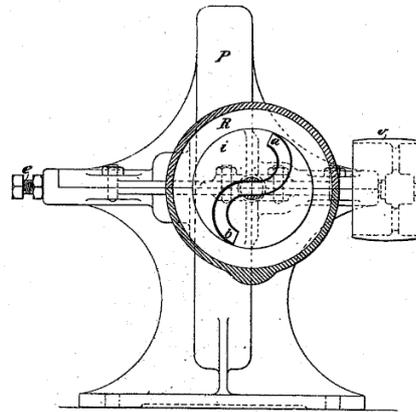


Fig. 15. — Moteur à réaction de Laval.
Vue latérale. [Coupe xx, fig. 13.]

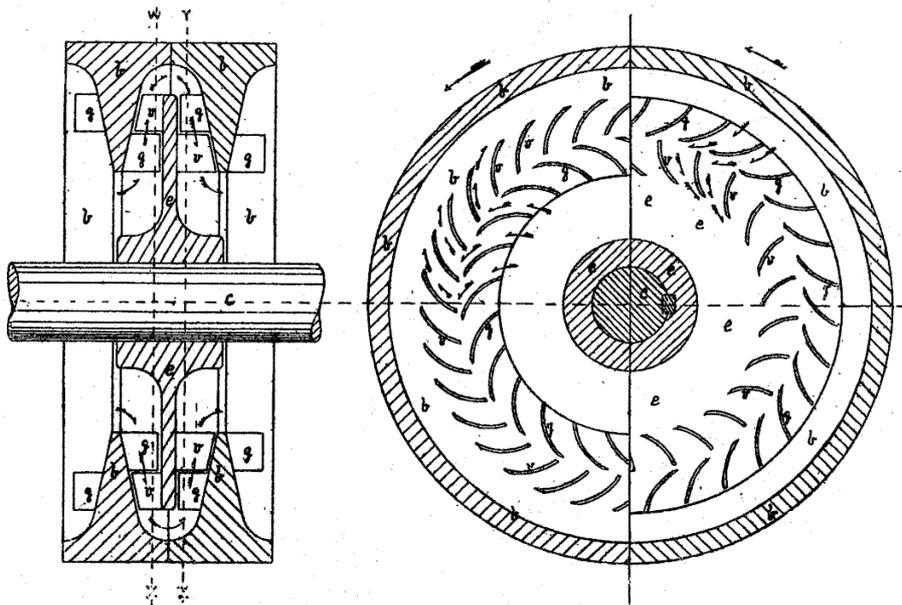


Fig. 16 et 17. — Turbine à vapeur Last (1885). Coupe longitudinale et transversale wx et yz.

bines, on ajuste avec précision les pièces tournantes, de manière à ne laisser que le jeu strictement nécessaire pour éviter le frottement.

La vapeur arrive par la soupape réglable R dans l'espace G, s'épanouit sur l'écran E', traverse l'espace annulaire S et s'engage dans les distributeurs qui la dirigent, en un flux centripète, sur les aubes réceptrices.

D'une turbine elle passe à l'autre en se détendant graduellement.

Parsons, 1891. — Dans la turbine centrifuge (fig. 21 et 22) la vapeur est admise dans l'espace F. Les turbines B, calées sur l'arbre A, se touchent par les moyeux, dont le diamètre décroît progressivement du côté de l'échappement. La vapeur, après avoir

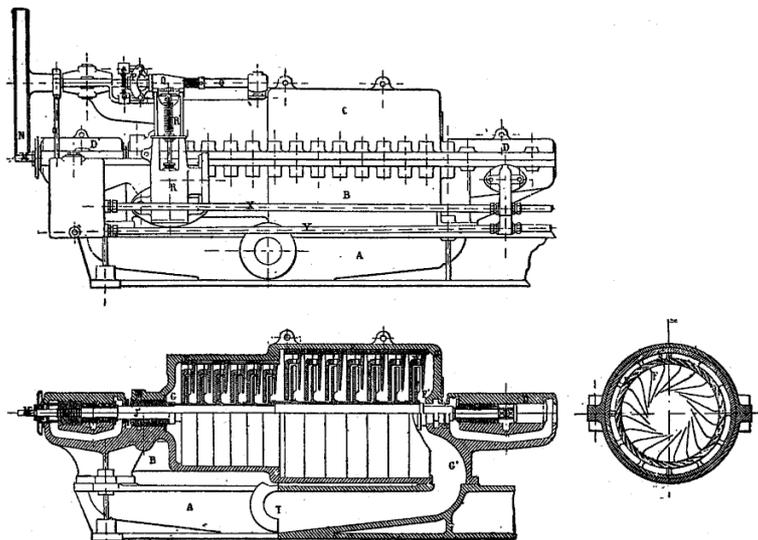


Fig. 18 à 20. — Turbine centripète *Parsons* (1890). Élévation, coupe longitudinale et transversale.

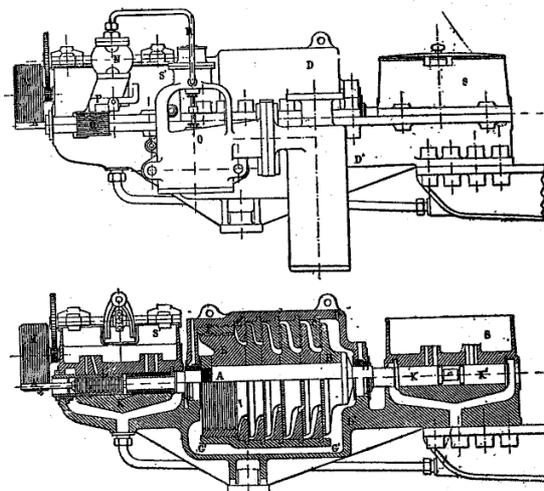


Fig. 21 et 22. — Turbine centrifuge *Parsons* (1891). Élévation et coupe longitudinale.

franchi successivement les différents cercles de directrices fixes de la première couronne C et des aubes du premier disque mobile B, passe du dernier cercle de B au premier cercle des directrices suivantes *c*, et ainsi de suite, en se détendant successivement de manière à s'échapper par G dans l'atmosphère ou au condenseur sous une faible pression.

L'échappement G communique avec la face extérieure du piston E. Ce piston, garni

de nervures circulaires emboîtées dans les rainures correspondantes de son cylindre F, est calculé de façon à presque équilibrer la poussée de la vapeur qui tend à écarter les disques B des couronnes C.

Edwards, 1892. — Cette turbine à vapeur se compose (fig. 23 et 24) d'un disque 30, mobile entre deux plateaux fixes 14 et 15, et entraînant l'arbre de couche par le plateau 31. La vapeur, admise par 10, 11, 12 e' entre le disque mobile et les deux

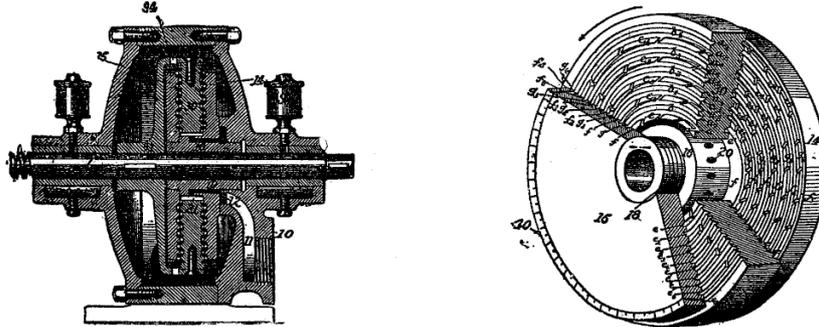


Fig. 23 et 24. — Turbine à vapeur *Edwards* (1892). Coupe longitudinale et détails des disques distributeur et récepteur.

disques fixes, s'échappe par 33, après s'être détendue entre les aubes réceptrices et directrices du moteur.

Le jeu entre le disque moteur et ses plateaux est d'environ $7/100^{\text{es}}$ de millimètre, et on peut le régler avec précision au moyen de verniers 40 (fig. 24), tracés sur les plateaux 14 et 15.

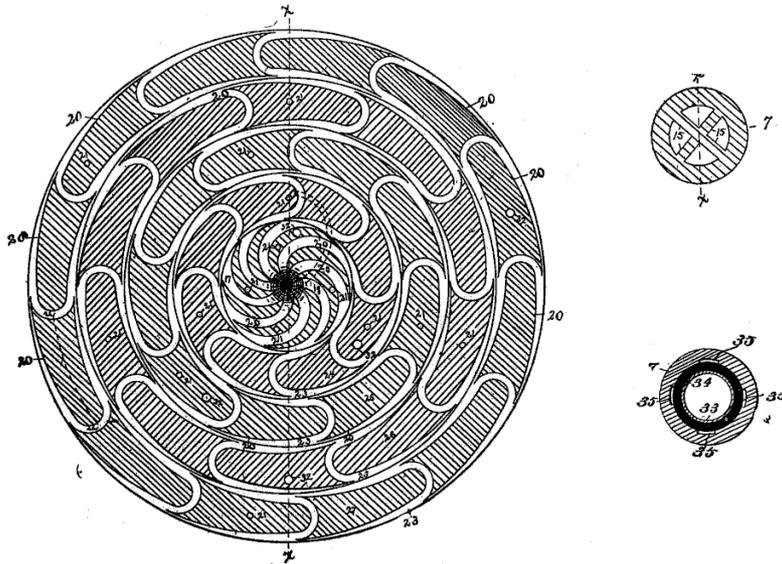


Fig. 25 à 28. — Turbine *Terry*. Coupe transversale *yy* (fig. 25). Détails de l'arbre. Coupe transversale *zz* (fig. 25).

E. C. Terry, 1893. — La turbine est composée d'une série de roues à aubes dispo-

sées concentriquement, soit les unes fixes, les autres mobiles, soit tournant toutes, mais dans des directions alternativement opposées.

J.-H. Dow, 1893. — La vapeur, admise par A (fig. 29), pénètre par les ouvertures C_1 des rondelles fixes C et les jeux ii' , ménagés entre les faces de ces rondelles et celle du disque F, calé sur l'arbre D, est lancée, par les aubes directrices e^2 , sur les aubes réceptrices e d'une première paire de roues EE, pour s'en échapper radialement dans une chambre L' , d'où elle passe à une seconde paire de récepteurs A'E, puis à

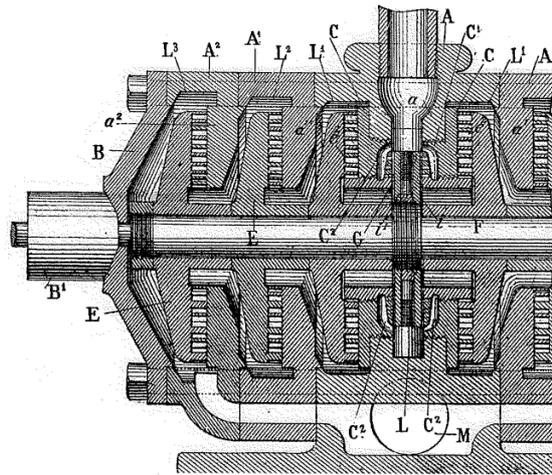


Fig. 29. — Turbine radiale centrifuge Dow (1893). Coupe longitudinale.

une troisième A^2E , et s'évacue définitivement en M, sous une très faible pression. Le tracé des aubes e^2 e^3 et des aubes réceptrices ee' est nettement représenté sur la figure.

Les pressions à droite et à gauche du disque central F sont toujours égales, car, dès que cet équilibre serait rompu, toutes les réceptrices se porteraient d'un côté, le disque F viendrait butter contre les rondelles C et fermerait ou dégagerait les orifices ii' . Une plus grande quantité de vapeur passerait alors d'un côté, et le système serait automatiquement ramené dans sa position normale.

Mac-Elroy, 1893. — Dans cette machine (fig. 30 à 33), la vapeur admise en JH, autour du disque moteur A, s'échappe du centre G, par gg , après avoir parcouru les canaux spiraloïdes K des plateaux F, qui vont en s'élargissant vers le centre de manière à permettre à la vapeur de se détendre en même temps qu'elle réagit sur les aubes du disque A.

Morton, 1893. — Sur un même arbre D, sont montées trois roues doubles B, qui tournent toutes, dans une enveloppe étanche A. Cette enveloppe, constituée par les deux moitiés d'un cylindre circulaire boulonnées ensemble, est divisée, par des cloisons C, en trois compartiments affectés chacun à l'une des roues.

Chaque roue est formée de trois disques d'acier : un central N, qui est plat et rivé sur l'axe par le collier M, deux latéraux O, légèrement emboutis, qui sont reliés au disque N par des anneaux de bronze portant les ajutages réservés à la vapeur. On voit

la disposition de ces ajutages sur les figures 34 et 35, dont la partie gauche représente la coupe de l'anneau traversé par la vapeur de dedans en dehors, et la partie droite la coupe de l'anneau traversé de dehors en dedans.

La vapeur, venant de la chaudière par le conduit vertical qu'on voit sur la gauche de la figure 34 arrive, par l'ouverture annulaire ménagée autour de l'arbre D, dans la

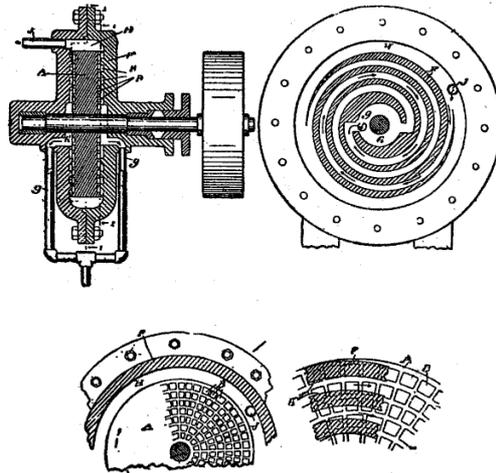


Fig. 30 à 33. — Turbine radiale centripète *Mac-Elroy* (1892). Coupe longitudinale, transversale et détails.

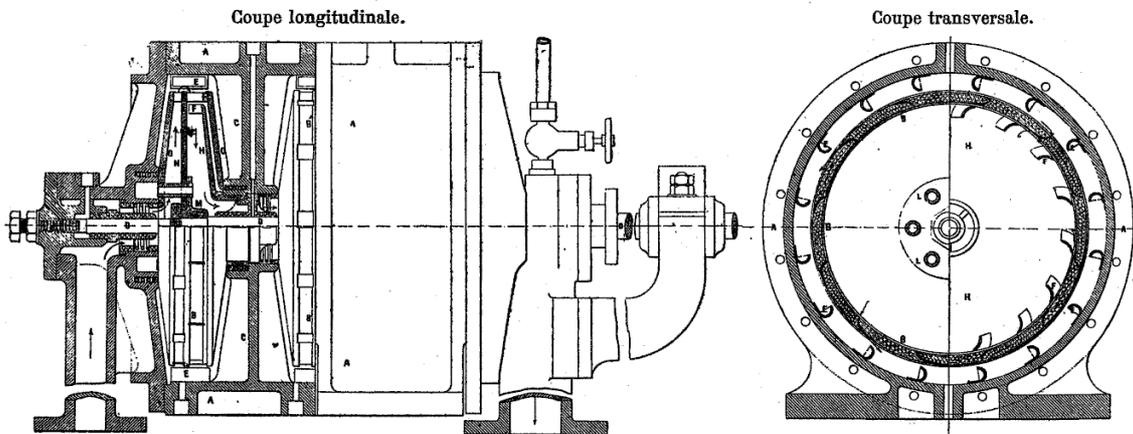


Fig. 34 et 35. — Turbines compound à vapeur *Morton* (1893), 1^{er} type.

première partie de la roue B, dont elle traverse les orifices de dedans en dehors. Elle lui imprime un mouvement de rotation de gauche à droite, et sort de la roue, presque tangentiellement à sa périphérie, dans une direction inverse à celle de son mouvement. Les butées E (fig. 34), ménagées de distance en distance sur le parement antérieur de l'enveloppe A, font reprendre à la vapeur une direction centripète, et elle traverse de dedans en dehors les ajutages de la deuxième partie de la roue, disposés en sens inverse de ceux de la première, de manière que, malgré l'inversion de son mouvement par rapport à l'axe, elle imprime à la roue une impulsion de même sens

que par son passage à travers la première série d'ajutages. Les butées F, portées par le disque H, achèvent de rejeter la vapeur vers le centre de la roue. Un canal annulaire semblable à celui par lequel la vapeur s'était introduite dans le premier compartiment, la conduit dans le second. Après avoir agi dans le deuxième compartiment comme dans le premier, elle passe dans le troisième et finit par se rendre au condenseur.

Bollman, 1894. — La figure 36 représente l'appareil où se produit le mélange de l'air avec de la vapeur pour diminuer la vitesse de l'écoulement de cette dernière. A

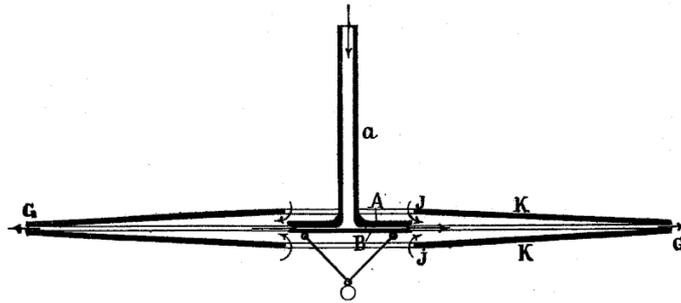


Fig. 36. — Turbine axiale *Bollmann* (1894). Détail de l'appareil d'amenée de vapeur.

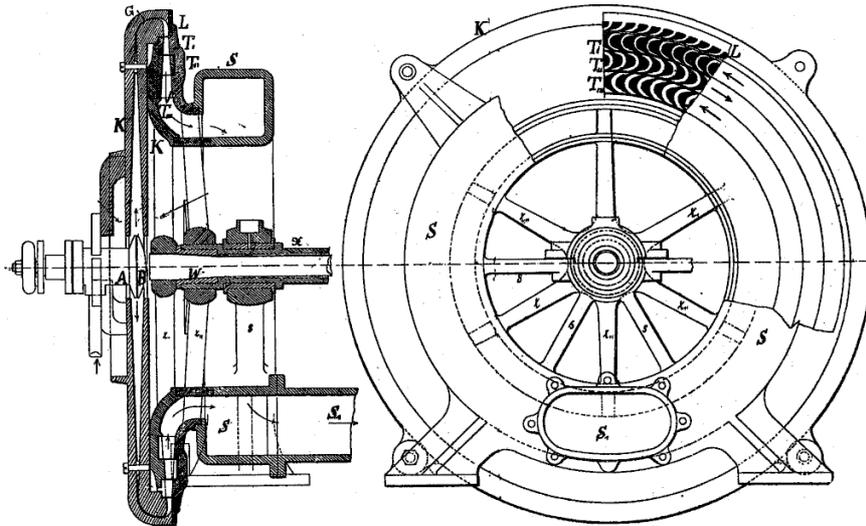


Fig. 37 et 38. — Turbine axiale *Bollmann*. Coupe et élévation.

est un disque plat au bout d'un tube *a*, B est un second disque. Si A se trouve au-dessus de B, et qu'un fort courant d'air passe par *a*, B ne se trouvera pas éloigné de A, comme on pourrait s'y attendre, mais, au contraire, attiré vers A, même si l'on y attache un poids.

Lancé à une certaine vitesse, l'air tendra à la conserver telle qu'il l'avait dans le tube; mais la surface du passage entre les plateaux augmentant vers les extrémités, cette vitesse ne pourra être maintenue qu'à la condition que l'air se détende au-dessous

de la pression atmosphérique. Il se produit ainsi un vide, et la pression extérieure pousse B vers A.

La vapeur entrant par a s'échappe radialement d'entre deux plateaux A et B, sur toute leur circonférence, et, en se détendant, communique sa force vive à l'air aspiré par JJ, qu'elle entraîne vers l'ouverture G.

La distance entre les plateaux A B et les ouvertures pour l'admission de l'air JJ peuvent être réglées à volonté, et, par conséquent, la vitesse d'écoulement du mélange.

Les figures 37 et 38 représente une turbine où le mélange ainsi produit est lancé en un flux centripète dans une série des roues concentriques à aubes. La roue L porte les aubes distributrices; T' T'' T''' sont trois roues à aubes, dont deux, T' et T'', tournent dans un sens, et la troisième, T''', dans un sens opposé.

Les roues T' T''' sont fixées sur l'arbre creux x , tandis que T'' est fixée sur l'arbre W.

Le fluide, au lieu d'être dirigé radialement, peut l'être axialement sur une série de roues à aubes.

Classification. — Les turbines à vapeur peuvent être divisées en deux groupes; *Turbines à réaction* dans lesquelles la pression agit concurremment avec la force vive, et

Turbines d'action dans lesquelles le travail mécanique est uniquement produit par la force vive du fluide.

On pourrait, en outre, classer les turbines, suivant la direction du fluide moteur par rapport à l'arbre, en turbines radiales (centrifuges ou centripètes) et suivant la position verticale ou horizontale de leur arbre.

A. TURBINES A RÉACTION :

a. *Turbines radiales centrifuges à axe vertical :*

Lainé-Laroche (1844).		Girard (1855).
-----------------------	--	----------------

b. *Turbines radiales centrifuges à axe horizontal :*

Pelletan (1838).		Edwards (1892).
Autier (1859).		Terry (1893).
Brunner (1886).		Dow (1893).
Parsons (1891).		

c. *Turbines radiales centripètes à axe vertical :*

Leroy (1838-40).

d. *Turbines radiales centripètes à axe horizontal :*

Delonchant (1853).		Bollmann (1894).
Parsons (1890).		Ferranti (1895).
Mac-Elroy (1893).		

e. *Turbines radiales mixtes (centrifuges et centripètes) :*

Hoehl, Brakell et Gunther (1863).		Dumoulin (1884).
Edwards (1876).		Isaac Last (1885).
Melville Clark (1876).		Altham (1892).
Cutler (1879).		Morton (1893).
Imray (1881).		

f. Turbines axiales à axe vertical :

Réal et Pichon (1827).		Hanssen (1870).
Tournaire (1853).		

g. Turbines axiales à axe horizontal :

Ewbank (1844).		Wrench (1894).
Romanet (1859).		Bollmann (1894).
Perrigault et Farcot (1864).		Hopkins (1894).
Parsons (1884).		Ferranti (1894).

*B. TURBINES D'ACTION :**a. Turbines axiales à axe horizontal :*

De Laval (1889).

Nous laissons aux autres le soin d'exposer en détail les appareils similaires actuels pour nous attacher uniquement à vous présenter les turbines à vapeur du système de Laval, ainsi que leurs applications.

TURBINE DE LAVAL

Théorie de la turbine de Laval. — La théorie de la turbine de Laval s'établit de la même manière que celle de la turbine d'Euler à libre déviation, au moins en ce qui concerne le récepteur. Dans la détermination des distributeurs, il faut faire entrer en ligne de compte les propriétés spéciales des fluides élastiques.

La vapeur saturée sort de la chaudière à une pression déterminée et s'échappe dans l'atmosphère ou un condenseur à pression également déterminée, en passant par un distributeur.

Ce distributeur doit avoir, du côté de la chaudière, une forme telle qu'elle épouse la veine fluide. Il doit se terminer au point où le fluide, ayant pris la vitesse maximum dont il est susceptible, a sensiblement la même pression que le milieu ambiant.

Il ne faut pas qu'il y ait, entre le distributeur et la turbine, un excès de pression, car la vapeur continuerait à s'accélérer dans les aubes et sortirait avec une vitesse trop grande; ni que la pression tende à baisser dans le distributeur au-dessous de celle du second milieu, ce qui donnerait lieu à des mouvements tourbillonnaires accompagnés d'un réchauffement de la vapeur. Dans les deux cas, on n'utiliserait qu'une partie de la force vive.

En ce qui concerne le récepteur, étant donné qu'il s'agit d'une turbine axiale à libre déviation, pour obtenir le maximum de rendement, on doit remplir les conditions suivantes :

L'angle d'inclinaison des aubes distributrices doit être aussi faible que possible;

L'aube de la roue réceptrice doit avoir la direction de la vitesse relative à l'entrée, pour éviter les *chocs*.

La vitesse linéaire de la turbine doit être égale à la vitesse relative de sortie du fluide et, par suite, à la vitesse relative d'entrée.

Cette condition détermine l'inclinaison des aubes de la roue réceptrice, qui doit être double de celle des aubes distributrices;

L'angle d'inclinaison des aubes à la sortie doit être le même qu'à l'entrée.

La courbe ci-dessous (fig. 39) nous donne des rendements *théoriques* en fonction de la vitesse périphérique du disque pour une même vitesse de la vapeur.

Ce rendement pour $\omega = 1000$ mètres par seconde, serait de 45 p. 100 à la vitesse périphérique du disque de 155 mètres par seconde; il s'élèverait à 73 p. 100 à 300 mètres et à 85 p. 100 à 400 mètres par seconde, vitesse qu'il serait difficile de dépasser à cause de la résistance même de la matière.

Pratiquement, nous aurons des écarts plus ou moins grands entre ces vitesses, comme nous l'indique la figure 40.

Les considérations d'exécution des aubes ne nous permettront pas non plus d'éviter

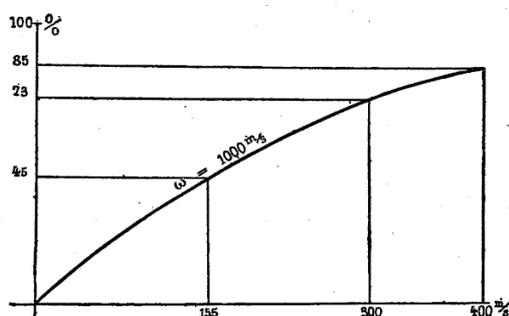


Fig. 39. — Courbe des rendements théoriques de la turbine de Laval en fonction des vitesses périphériques du disque portées en abscisses pour une même vitesse de la vapeur $\omega = 1,000$ mètres par seconde.

complètement les chocs. La vitesse relative à l'entrée (fig. 41) sera déviée de sa direction normale par l'aube pour suivre une nouvelle direction c^1 .

Le rendement du distributeur sera abaissé de ce chef de 85 à 73 p. 100 environ.

Pour utiliser l'excès de vitesse absolue à sa sortie, on peut recourir à un dispositif dit *compound*, et qui consiste à faire diriger le fluide à sa sortie de la première turbine dans une autre, ayant la même vitesse linéaire.

La vitesse relative à la sortie de cette seconde roue réceptrice c^2 se trouve ainsi sensiblement rapprochée de la vitesse linéaire de cette roue, et la vitesse absolue à la sortie ω''' de beaucoup réduite, comme on le voit dans la figure 42. Le rendement se trouve ainsi sensiblement amélioré.

D'une manière générale, la vitesse d'un fluide élastique s'écoulant librement d'un milieu dans un autre, sans recevoir ni perdre de chaleur (écoulement adiabatique), est donnée par la formule de Weisbach, qu'on peut écrire :

$$\frac{\omega^2}{2g} = u,$$

u étant le travail gagné par l'unité de poids du fluide en se détendant.

Ce travail est égal à :

$$-\int_{p_0}^{p^1} v dp,$$

où v est le volume spécifique et p la pression variant de p_0 , celle de la chaudière, à p^1 , celle du condenseur.

Dans le cas des gaz parfaits, on arrive à la solution en fonction des pressions ou des températures, en introduisant la loi de la détente adiabatique.

La section minimum, où a lieu l'étranglement de la veine, est la section pour laquelle $\frac{\omega}{v}$ est un maximum, ω étant la vitesse. Cette question a été étudiée d'une

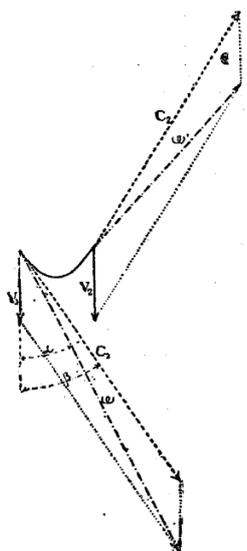


Fig. 40.

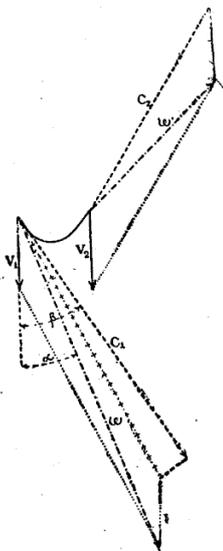


Fig. 41.

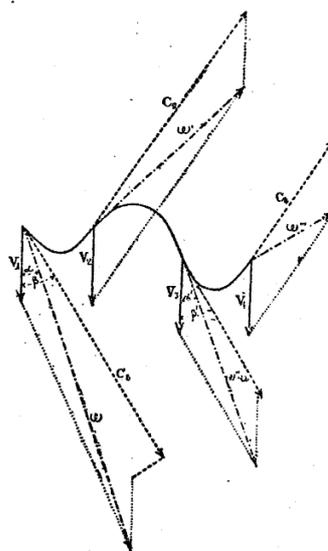


Fig. 42.

manière complète par Hugoniot dans le cas des gaz. Il a montré que la pression dans la section contractée était déterminée par l'expression :

$$p_m = \frac{2}{k+1} p_0,$$

ce qui donne, dans notre cas, et en faisant les substitutions nécessaires :

$$p_m = 0,525 p_0,$$

d'où l'on trouve la vitesse correspondante, qui est pratiquement constante et égale à environ 450 mètres.

Les courbes ci-après (fig. 43) donnent la puissance théorique d'un kilogramme de vapeur à diverses pressions effectives suivant la marche avec ou sans condensation. Nous voyons qu'elle est de 40 000 kilogrammètres par kilogramme de vapeur pour 10 kilogrammes de pression d'admission et la marche à échappement libre; qu'elle dépasse 60 000 kilogrammètres pour la même pression d'admission et l'échappement au condenseur, le vide étant de 0^{kg},2 par centimètre carré, et qu'elle atteint 70 000 kilogrammètres à 0^{kg},1 de vide par centimètre carré.

Cette puissance atteindrait 93 000 kilogrammètres par kilogramme de vapeur à la pression de 50 kilogrammes et échappement au condenseur dont le vide serait 0,1 par centimètre carré.

La figure 44 nous donne la consommation de vapeur par cheval effectif et par heure en fonction de la pression d'admission et celle de l'échappement. Ces courbes sont tracées en admettant un rendement pratique facilement réalisable de 60 p. 100.

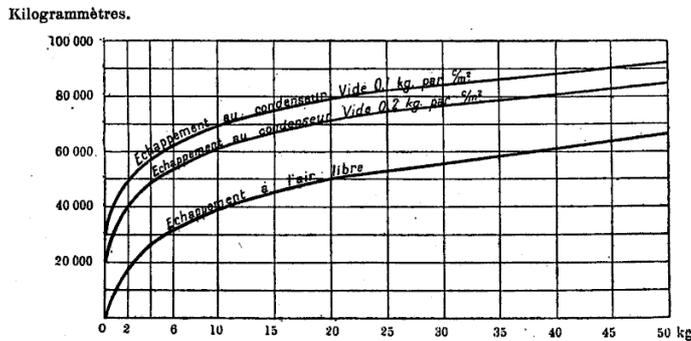


Fig. 43. — Courbes de la puissance théorique d'un kilogramme de vapeur à diverses pressions effectives de 1 à 50 kilos par centimètre carré.

Ainsi, l'on peut dès à présent ne pas dépasser, avec la turbine de Laval, par cheval effectif et par heure, les chiffres de consommation suivants :

A 6 kilogrammes de pression d'admission, et condensation, le vide étant de 0^{kg},1 par centimètre carré : 7,75 kilos;

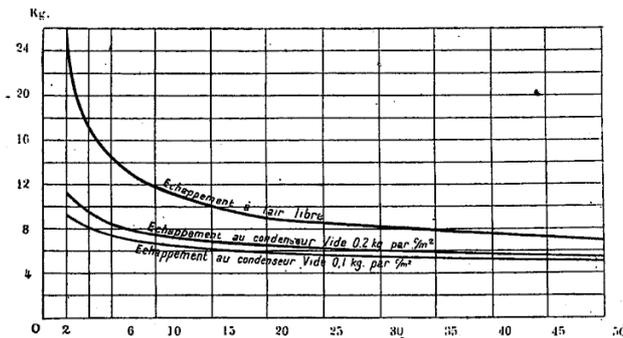


Fig. 44. — Courbes de la consommation réelle de vapeur par cheval effectif et par heure en fonction de la pression d'admission et de celle de l'échappement.

A 10 kilogrammes de pression d'admission, et condensation, le vide étant de 0^{kg},1 par centimètre carré : 6,5 kilos.

A 15 kilogrammes de pression d'admission, et condensation, le vide étant de 0^{kg},1 par centimètre carré : 6 kilos.

Avec des pressions plus élevées, on arrivera à des consommations plus réduites encore, et c'est là le grand avenir de ces machines.

Nous sommes loin de la limite à laquelle pourront arriver les générateurs. Ils travaillaient bien à 2 kilogrammes de pression et même à la pression atmosphérique tout au début. Nous sommes arrivés progressivement à 6 10 et 15 kilogrammes. Il n'y a pas de raison pour qu'on n'aille pas un jour jusque et au-dessus de 50 kilogrammes.

Or les moteurs à pistons sont incapables de travailler à ces pressions pour des raisons qu'il est inutile de développer ici, tandis que les turbines de Laval pourront

parfaitement utiliser la vapeur à n'importe quelle pression, puisque celle-ci est transformée en force vive avant d'arriver dans le moteur même.

L'examen des courbes de la figure 44 donne une idée de l'économie considérable qu'on pourra tirer des pressions élevées avec la turbine de Laval.

Essais de consommation. — Nous résumons, dans le tableau ci-après, les résultats des différents essais de consommation exécutés sur les turbines de Laval :

Divers essais de consommation.

EXPÉRIMENTATEURS.	TYPE DE TURBINE.	DURÉE DE L'ESSAI.	PRESSION MOYENNE DE VAPEUR.	VIDE MOYEN.	CONSOMMATION DE VAPEUR PAR CHEVAL EFFECTIF ET PAR HEURE.	
					à pleine charge.	à mi-charge.
	chevaux.	heures.	kil.	centim.	kil.	kil.
E. CEDERBLOM, professeur à l'École Centrale de Stockholm.	50	8	8	67	9	—
CH. COMPÈRE, ingénieur-directeur de l'Association parisienne des Propriétaires d'appareils à vapeur. .	75	3	—	63,28	9,23	—
Commission composée de Membres du Jury de l'Exposition de Bordeaux, 1895.	100	7	7,85	67	8,76	—
	100	8	7,88	65,88	—	10
E. CEDERBLOM, professeur à l'École Centrale de Stockholm.	150	4	8	67	7,87	8,40
Société anonyme des Filatures de Schappe, à Troyes. (Essai de M. CHESNAY, ingénieur civil.)	200	5	5	—	—	8,9 le travail du condenseur y compris
Turbine de M. LEGRAND, fabricant de papier à Montfourrat.	200	3	7	65	8,11	—
EDISON ELECTRIC ILLUMINATING Co, à New-York	300	6	10	65	7,52	—
KRUSCHE et ENDER, filateurs à Pabianice.	300	5	13,5 vapeur surchauffée à 234°	70	6,33	6,65

La consommation de 6^{kg},43 par cheval *effectif* et par heure correspond à environ 5^{kg},5 par cheval *indiqué*. La consommation des turbines de Laval peut donc être considérée comme égale à celle des meilleurs moteurs à piston.

Cette consommation varie relativement peu avec les variations de charge de la machine, comme le prouvent les chiffres ci-après :

Puissance développée.	Consommation de vapeur.
Pour 307,8 chevaux effectifs,	6 ^{kg} ,33 par cheval effectif.
250,0 —	6 ^{kg} ,56 —
210,9 —	6 ^{kg} ,44 —
175,0 —	6 ^{kg} ,48 —
123,3 —	6 ^{kg} ,63 —
75,2 —	7 ^{kg} ,72 —
31,9 —	9 ^{kg} ,66 —

Il en résulte que la consommation à moitié charge n'est que de 5 p. 100 plus élevée que celle à pleine charge et que la consommation au quart de charge l'est seulement de 20 p. 100.

Il est intéressant de constater en outre que la turbine peut encore marcher économiquement même à un dixième de charge.

MACHINE ROTATIVE LE ROND

Communication de M. LE ROND

Principe de la machine. — Le principe de la machine est le suivant :

Un cylindre de diamètre uniforme ou variable renferme des chambres annulaires ou tores femelles, constituées d'une manière quelconque, dans chacune desquelles agissent des pistons ou diaphragmes, portés par un même arbre moteur. Chaque chambre est munie d'obturateurs rotatifs de même profil, — à un minime jeu près, — qui correspondent aux fonds des cylindres ordinaires de machines à vapeur. Ces obturateurs ou tores mâles tournent d'un mouvement uniforme et continu, commandé par l'arbre moteur, et portent des entailles de profil approprié pour laisser passer les diaphragmes pistons, en formant avec eux joint étanche.

Les pistons sont disposés de sorte qu'il y en ait toujours un entre une lumière d'admission et la lumière d'échappement correspondante. Dans ces conditions, le fluide ne peut passer d'une lumière d'admission à une lumière d'échappement que par la rotation des pistons, et par suite de l'arbre moteur.

Si le fluide est un fluide moteur, comme la vapeur, et s'il agit successivement dans une série de tores femelles de capacités croissantes, reliées en tandem par des lumières, sans organes de distribution, l'ensemble constitue une machine à détente multiple, de genre Woolf.

Les figures jointes reproduisent une machine de ce genre à double expansion.

On peut avec ces dispositions, et en modifiant seulement le nombre et les dimensions des chambres annulaires successives, établir ainsi des machines à vapeur, à gaz et à pétrole, des pompes aspirantes, foulantes, de compression, pneumatiques, des machines à faire la glace artificielle, etc.

La machine peut aussi fonctionner avec des organes de distributions, et se prêter à toutes variétés de détente usitées dans les machines à mouvement alternatif.

Nous donnons ci-après un extrait du rapport de M. Chaperon¹, sur les essais qu'il a faits d'un moteur de ce système, de 0^m,21 de diamètre intérieur.

« **Machine d'expérience.** — La machine rotative, dont nous avons suivi la marche depuis le mois de juillet 1898, est une machine à détente de Woolf sans tiroir, ne comportant que des organes rigoureusement centrés et à mouvement exclusivement rotatif et uniforme. Elle comporte deux tores; l'un à haute pression, l'autre à basse pression, qui correspondent respectivement au cylindre HP et au cylindre BP d'une

1. Ingénieur de la Compagnie P.-L.-M.

machine de Woolf à mouvement alternatif. L'échappement de la vapeur est nettement coupé comme dans les machines ordinaires.

« Ainsi, bien que l'admission de la vapeur dans le tore à haute pression soit continue et à pleine pression, comme l'indique un manomètre spécialement disposé à cet effet, la machine est bien une machine fonctionnant par pression et détente de la vapeur dans un espace clos de capacité variable, et non une turbine.

« Les expériences, dont les résultats sont relatés ci-après, ont toutes été faites avec échappement de la vapeur à l'air libre.

« **Fonctionnement de la machine.** — La machine représentée dans les figures 1 et 2, annexées au présent rapport, est un moteur à deux tores et à un seul sens de marche. Les tores pleins D, D' sont portés par des arbres distincts d, d' . Le tore à haute pression est figuré en C, le tore à basse pression en C'.

« Les engrenages sont enfermés dans une boîte à huile, et ils ont, en réalité, un profil en chevrons et non un profil droit, comme cela est figuré sur le dessin.

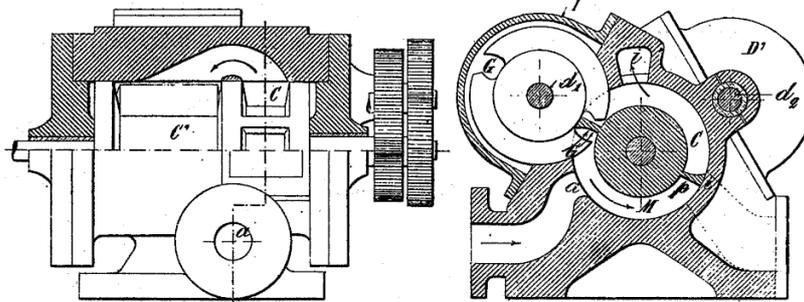


Fig. 1 et 2. — Machine rotative *Le Rond*.

« Il est facile de se rendre compte sur les figures du fonctionnement de la machine.

« La vapeur entre par la lumière d'admission a , agit pendant la majeure partie de la rotation sur le piston compris entre la lumière d'admission a et la lumière intermédiaire i , entraînant le cylindre moteur dans le sens de la flèche. Dans la position indiquée par la figure, le cylindre moteur resterait en équilibre sous l'action de la vapeur, qui s'exerce également sur chacune des faces des deux pistons; mais le tore D devient moteur pendant un temps très court sous l'influence de la différence des pressions agissant sur les deux parois de l'entaille G.

« Lorsque le piston p démasque la lumière intermédiaire, la vapeur comprise dans la gorge M s'échappe par cette lumière et se rend directement, comme l'indique la figure 1, dans la gorge du tore à basse pression C', où elle effectue un travail analogue, pour s'échapper ensuite par la lumière e .

« **Expériences faites en 1898 et 1899.** — Les résultats des essais mentionnés au présent rapport ont été obtenus dans les expériences successives des 26 et 27 juillet, 3, 4 et 23 décembre 1898; 6, 17 et 19 janvier 1899.

« Les mesures de puissance ont été faites exclusivement au frein de Prony à refroidissement hydraulique, à l'aide d'un frein agissant par l'intermédiaire d'un bras de levier de 1^m,00 de longueur sur une romaine à levier.

« Il n'a pas été pris de diagramme à l'indicateur de Watt.

« La machine n'étant pas pourvue d'un régulateur automatique, la constance de la vitesse pendant les essais de consommation a été obtenue en accouplant directement la machine avec une dynamo fonctionnant sur des résistances. Il a été constaté que, dans ces conditions, pour une valeur constante des résistances et pour une même pression de la vapeur, la vitesse de la machine demeurait bien fixe, de même que les indications des appareils électriques de mesure.

« La pression de la vapeur était assurée à la machine, au moyen d'un manomètre branché sur la lumière d'admission de la vapeur dans la gorge à haute pression.

« La vitesse de rotation était mesurée au moyen de compteurs enregistreurs.

« Les mesures de puissance n'ont pas été faites pour des vitesses supérieures à 2400 tours par minute; néanmoins la machine a été poussée à titre d'expérience, sans qu'elle éprouve de fatigue, à des vitesses très supérieures, qu'il n'a pas été possible de mesurer avec les compteurs employés.

« Il a été constaté, à toutes ces vitesses, que la machine est exempte de trépidations et de vibrations.

« La machine a été soumise en pleine vitesse à un grand nombre d'arrêts brusques par calage de l'arbre moteur à l'aide du frein; elle a subi ces arrêts sans que l'on perçût de chocs et sans traces d'altération.

« Les mesures de consommation de vapeur ont été exécutées sur la machine après six mois de fonctionnement presque journalier pour des expériences de démonstration.

« Tous les coussinets qui ont servi pendant les mesures datent de la construction et n'ont pas pris de jeu appréciable, bien que la machine ait souvent tourné avec un graissage insuffisant.

« L'examen de la machine a d'ailleurs montré qu'elle est exempte de toute trace d'usure, soit dans les parties tournantes, soit dans les parties fixes.

« Les engrenages en particulier sont absolument à l'état neuf. Il est vrai que leur travail est à peu près nul, leur rôle se bornant à assurer le synchronisme de rotation des pièces tournantes.

« **Mesures de puissance.** — Le plus grand nombre des mesures de puissance a été fait à la pression de 5 kilogrammes.

« La puissance de la vitesse mesurée de 2000 tours par minute a accusé un effort moteur de 17 kilogrammes mesuré directement sur la balance, tare du frein et du levier déduite.

« La puissance est donnée par la formule :

$$Tm = \frac{2\pi \times 1^m,00 \times 2000^t \times 17}{60 \times 75} = 47^{\text{chx}},4.$$

« Il a été fait également une expérience à une pression de 7 à 8 kilogrammes et à 2000 tours. L'effort moteur mesuré comme ci-dessus était de 35 kilogrammes.

« La puissance correspondante est, par suite :

$$Tm = \frac{2\pi \times 1^m,00 \times 2000^t \times 35}{60 \times 75} = 98^{\text{chx}}.$$

« Il a été également fait des mesures à la pression de 4 kilogrammes environ.

« L'effort moteur mesuré à la vitesse de 2000 et de 2400 tours était de 12 kilogrammes.

« Les puissances correspondantes sont données par les formules :

$$T_m = \frac{2\pi \times 1^m,00 \times 2\,000^t \times 12}{60 \times 75} = 33^{\text{chx}},3,$$

$$T_m = \frac{2\pi \times 1^m,00 \times 2\,400^t \times 12}{60 \times 75} = 40^{\text{chx}}.$$

« **Mesures de consommation.** — Les mesures de consommation ont porté exclusivement sur la consommation à la vitesse de 2 000 tours et à la pression de 5 kilogrammes.

« La quantité d'eau consommée était mesurée directement dans une bache rectangulaire jaugée servant à l'alimentation de la chaudière, et en ramenant à la fin de l'expérience le niveau dans la chaudière à la hauteur repérée au début.

« Il a été trouvé, dans ces conditions, que la quantité totale d'eau consommée par heure était de 411 kilogrammes, ce qui représente, pour une puissance de 47^{chx},4, une consommation de 8^{kg},67 par cheval et par heure.

« **Rendement mécanique.** — La mesure de la résistance passive de la machine a été faite au moyen d'un levier en bois, agissant sur les encoches du manchon d'accouplement et sur lequel glissait un poids de 1 kilogramme. Il a été constaté que le poids de 1 kilogramme entraînait la machine quand il était à 0^m,15 de l'axe de l'arbre.

« Le rendement mécanique correspondant à la puissance de 47^{chx},4 est donc :

$$R = 1 - \frac{2 \times 0,15 \times 2\,000 \times 1}{\frac{2\pi \times 2\,000 \times 17 \times 1}{60 \times 75}} = 1 - \frac{0,15}{17} = 0,991.$$

« **Graissage.** — La machine doit être graissée largement comme toutes les machines tournant rapidement, mais la consommation d'huile a été très faible, la même huile étant reprise après usage par la pompe de graissage.

« Il n'a pas été fait usage de chiffons pendant le fonctionnement de la machine.

« **Conditions générales.** — La conduite de la machine est extrêmement simple : le seul organe de commande, dans le modèle examiné, qui est d'un type étudié pour les voitures automobiles, consiste dans une soupape à vis manœuvrée par un volant, qui correspond au régulateur des locomotives.

« Pour faire varier l'effort moteur, il suffit d'étrangler plus ou moins l'arrivée de vapeur suivant l'usage des mécaniciens qui conduisent souvent leurs machines au moyen du régulateur.

« La machine de M. Le Rond paraît résoudre simplement et économiquement des problèmes d'applications multiples.

« Elle est d'un petit volume et, par suite, serait employée avantageusement dans la marine, en laissant à la cargaison un espace plus considérable.

« La facilité et la rapidité avec lesquelles on peut faire varier l'effort moteur la rendraient intéressante pour les navires de guerre en leur permettant d'atteindre presque brusquement des vitesses auxquelles il est difficile d'arriver avec les machines actuelles.

« Pour les locomotives, la machine rotative présente des avantages analogues à ceux des dynamos, en supprimant les mouvements perturbateurs qui, aux grandes vitesses que l'on peut prévoir dans l'avenir, fatiguent les voies et peuvent présenter certains dangers.

« L'automobilisme trouverait une application toute rationnelle de cette machine, en supprimant les mouvements alternatifs du piston et du tiroir, dont la vitesse exagérée est une des causes des fonctionnements souvent défectueux et des trépidations constatés avec les moteurs actuellement employés.

« Les applications de cette machine comme machine fixe, en y ajoutant la condensation de la vapeur, présenteraient également des avantages, eu égard à sa simplicité et à la facilité de son installation.

« La conduite directe des dynamos pourrait se faire dans les meilleures conditions, la machine à vapeur et la dynamo paraissant construites pour être accouplées.

« Enfin, il est possible de faire des machines rotatives de ce système extrêmement légères, en pratiquant dans les tores des évidements rationnels, sans nuire à la résistance de ces pièces, ou en employant des métaux de faible densité. Dans ces conditions, l'aviation pourrait trouver, dans l'emploi de ce moteur, la solution des problèmes qu'elle n'a pu réaliser que très imparfaitement jusqu'à ce jour. »

Les résultats trouvés par M. Chaperon indiquent un rendement fort économique. La machine expérimentée remplit d'ailleurs trois conditions qui la rendent très avantageuse à cet égard.

1° Elle est exempte de frottements et a, par suite, un rendement mécanique très élevé ;

2° Elle est exempte de condensations, la vapeur entrant toujours par le même côté, se détendant progressivement dans des parties où, chaque tour, se reproduisent la même pression et la même température et sortant toujours par la même issue ;

3° Si on la compare à la meilleure des machines usuelles à mouvement alternatif de même puissance (une machine Corliss par exemple), elle a une surface extérieure au moins 100 fois moindre, avec une vitesse linéaire décuple pour les pistons. Il passe donc, dans l'unité de temps, mille fois plus de vapeur devant l'unité de surface de paroi que dans les machines ordinaires.

Les effets de parois se trouvent donc considérablement atténués et la détente est sensiblement adiabatique.

La Compagnie de Fives-Lille achève actuellement une machine commandée par la Compagnie Paris-Lyon-Méditerranée qui doit figurer à l'Exposition et dont les données sont assez différentes.

La machine est aussi à double expansion, et doit utiliser la vapeur à 8 kilogrammes effectifs, avec condensation de la vapeur d'échappement.

La machine tourne seulement à 800 tours ; elle a 0^m,58 de diamètre, et est munie d'un régulateur à force centrifuge chargé par un ressort.

La puissance théorique est de 150 chevaux, et la consommation théorique de 5^{kg},5 de vapeur par cheval.

CONTRIBUTION A L'ÉTUDE DES MACHINES THERMIQUES

Par M. L. LETOMBE

INGÉNIEUR DES ARTS ET MANUFACTURES
VICE-PRÉSIDENT DU COMITÉ DE GÉNIE CIVIL A LA SOCIÉTÉ INDUSTRIELLE DU NORD
PROFESSEUR A L'ÉCOLE INDUSTRIELLE DE TOURCOING

L'étude des moteurs thermiques doit se faire de deux façons différentes :

1° Étude des cycles réalisés ou réalisables au point de vue purement théorique, en supposant les machines parfaites ;

2° Étude expérimentale des moteurs, permettant de juger avec quelle approximation le cycle théorique qui leur correspond est réalisé.

Nous ne nous occuperons, pour l'instant, que de l'étude théorique des cycles, principalement au point de vue de la détermination de leur rendement.

Le distingué professeur, M. A. Witz, dont les ouvrages nous ont tenu lieu de maître en la matière, a déjà étudié la plupart des cycles simples et a donné l'expression de leur rendement en fonction des températures.

Mais, dans la pratique, on ne recherche pas une température : *on la subit*.

Il est donc logique de ne faire entrer dans les formules de rendement que des données intéressant directement le constructeur. Le moyen est simple.

Appelons v le volume de l'espace restant à fin de course dans une machine à piston et V le volume du cylindre, y compris v , pour une position quelconque du piston. Nous pouvons convenir que le volume de gaz ou de mélange de gaz en évolution dans la machine correspond à 1 kilogramme.

V et v sont des valeurs que le constructeur peut déterminer facilement en valeur absolue. Or leur rapport $\frac{V}{v} = n$ est indépendant de la grandeur des machines et, si nous arrivons à n'introduire dans les formules de rendement que des nombres tels que n , ces formules seront absolument générales. L'introduction des nombres tels que n , dans les formules, revient à dire, pour les moteurs à gaz, en particulier, que les volumes sont exprimés en fonction du volume de la chambre de compression pris pour unité. Nous exprimons, d'autre part, les pressions p en atmosphères, de sorte que la pression atmosphérique sera représentée par le nombre 1.

Nous supposons les machines parfaites. Les lois de Mariotte et de Gay-Lussac sont donc applicables, soient p, v, t et p_1, v_1, t_1 , les pressions, volumes et températures d'une même masse de gaz à des époques différentes ; on a les relations connues suivantes :

$$\frac{v}{v_1} = \frac{p_1}{p} \cdot \frac{t}{t_1} \quad (1)$$

$$\frac{v}{v_1} = \frac{t}{t_1} \quad (2) \quad \text{pour } p = C^{te}$$

$$\frac{p}{p_1} = \frac{t}{t_1} \quad (3) \quad \text{pour } v = C^{te}.$$

On a, d'autre part, pour les évolutions adiabatiques :

$$p \cdot v^\gamma = p_1 \cdot v_1^\gamma \quad (4)$$

ou :

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v}\right)^\gamma \quad (5)$$

et, en se servant des premières relations :

$$\frac{t}{t_1} = \left(\frac{v_1}{v}\right)^{\gamma-1} \quad (6)$$

$$\frac{t}{t_1} = \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (7)$$

les températures étant exprimées en températures absolues.

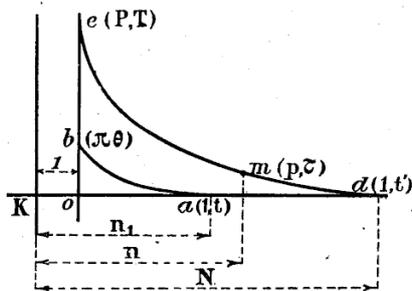


Fig. 1.

Considérons, d'abord, le cycle $a b e d a$ (fig. 1). Les températures et les pressions correspondant aux points remarquables sont indiquées sur la figure; m est un point quelconque de la courbe de détente.

Conformément à nos conventions, nous posons :

$$KO = 1 \quad Ka = n_1 \quad Kd = N_1.$$

On a, de a en b , compression adiabatique, de b en e apport de chaleur à volume constant, de e en d détente adiabatique et de d en a reprise de chaleur à pression constante.

La quantité de chaleur Q , apportée de b en e , a pour expression :

$$Q = c(T - \theta),$$

mais on peut écrire :

$$T - \theta = T_0,$$

et par suite :

$$Q = cT_0,$$

car T_0 est un nombre de degrés, et non une température proprement dite, dont la valeur dépend *uniquement* du nombre de calories apportées dans la masse de gaz de b en e .

Les formules de (1) à (7) nous permettent d'écrire les relations suivantes :

$$t' = T \cdot \frac{N_1}{N_1^\gamma} \quad (8)$$

$$t' = t \cdot \frac{N_1}{n_1} \quad (8 \text{ bis})$$

$$p = \frac{N_1^\gamma}{n^\gamma} \quad (9)$$

$$\tau = T \cdot \frac{n}{N_1} \quad (10)$$

a b h i a, cycle de Carnot avec détente en dessous de la pression atmosphérique poussée jusqu'à ce que la masse gazeuse ait repris la température extérieure t qu'elle avait en a , au commencement de la compression;

a b l m a, cycle quelconque pour lequel les fragments de courbes d'apport et de reprise de chaleur, $q r$ et $n p$, déterminées par le tracé de deux adiabatiques voisines correspondent à un même coefficient de chaleur spécifique.

Soit K la chaleur spécifique moyenne correspondant aux lignes $b l$ et $a m$.

Soient t , θ , T et t' les températures correspondant aux points $a b l m$.

Nous avons :

$$Q = K (T - \theta) \quad q = K (t' - t)$$

et, pour le rendement :

$$\rho = 1 - \frac{q}{Q} = 1 - \frac{K (t' - t)}{K (T - \theta)}$$

K (ni nul, ni infini) ayant, par hypothèse, même valeur au numérateur qu'au dénominateur, l'expression devient :

$$\rho = 1 - \frac{t' - t}{T - \theta} \quad (20)$$

Mais, entre deux adiabatiques, les entropies sont égales; on en déduit les relations suivantes, τ étant une température comprise entre T et θ et τ' une température comprise entre t' et t :

$$\int \frac{dQ}{\tau} = \int \frac{dq}{\tau'}$$

Or,

$$\begin{aligned} dQ &= K dT \\ dq &= K dt', \end{aligned}$$

d'où

$$\int \frac{dT}{\tau} = \int \frac{dt'}{\tau'}$$

K disparaissant des deux membres.

En intégrant entre les limites T et θ , d'une part, et t' et t , d'autre part, on a successivement :

$$\log \frac{T}{\theta} = \log \frac{t'}{t},$$

or,

$$\frac{T}{\theta} = \frac{t'}{t} \quad \text{et} \quad \frac{t' - t}{T - \theta} = \frac{t}{\theta}.$$

L'expression (20) devient alors :

$$\rho = 1 - \frac{t}{\theta} \quad (21)$$

Cette formule ne contient pas la valeur K ; la démonstration est donc générale, quand K n'est ni nul ni infini. Pour la classe de cycles considérée, le rendement ne dépend donc bien que des températures initiales et finales de compression.

Remarquons que la valeur trouvée est précisément celle d'un cycle de Carnot qui fonctionnerait entre les mêmes températures t et θ et suivant le tracé *a b h i a*.

Le théorème est ainsi démontré.

En transformant la formule (21) à l'aide de notre formule (12), l'expression devient :

$$\rho = 1 - \frac{n_1}{n_1^{\gamma}} \quad (22)$$

qui montre que, pour toute la classe de cycles considérée, le rendement ne dépend que de la valeur de la compression.

De nombreuses remarques utiles aux constructeurs peuvent être faites à l'occasion de la démonstration de ce théorème.

Pour la classe de cycles considérée :

a) Le rendement sera d'autant plus élevé : 1° que n_1 sera plus grand, c'est-à-dire que la compression sera plus élevée; 2° que γ sera grand; or, comme le γ le plus grand correspond à l'air pur, on aura avantage à marcher avec des mélanges très dilués dans les moteurs à combustion intérieure.

b) A compression égale, le cycle à combustion sous pression constante doit être à détente complète pour avoir un rendement seulement égal à celui d'un cycle d'Otto à détente limitée au volume initial de compression. Comme la détente complète n'est jamais possible, le cycle à combustion est inférieur au cycle à explosion.

c) Même remarque pour le cycle à apport de chaleur suivant une isothermique, qui ne donne que l'illusion de la réalisation d'un cycle de Carnot, car il est impossible d'obtenir la détente x i en dessous de la pression atmosphérique. Ce cycle est lui-même, par conséquent, de ce fait, inférieur au cycle à combustion à volume constant.

d) Le cycle $a b e f$, au contraire, peut-être amélioré par une prolongation de détente tendant vers la pression atmosphérique, de façon que la reprise de chaleur puisse se faire presque exclusivement à pression constante, ce qui, avec les gaz permanents, est le seul moyen de retirer du cycle le moins de calories possible pour le fermer, car l'équivalent pratique de cette reprise est un échappement dans l'atmosphère.

A compression égale, le cycle à explosion à volume constant et détente prolongée est donc, sans conteste, supérieur à tous les autres.

e) Remarquons encore que, dans le cycle à combustion à pression constante, la température monte d'autant plus que le point g s'éloigne de b , sans que le rendement change.

Il est donc dangereux de dire *a priori*, en invoquant à la légère le cycle de Carnot, qu'un cycle qui accuse des températures extrêmes énormes, mais qui, pratiquement, donne des résultats médiocres, est très perfectible. Des erreurs ont souvent été faites dans ce sens.

f) D'autre part, il serait sans intérêt de réaliser un cycle de Carnot, tel que $a b h i a$, au-dessus de la pression atmosphérique, comme on l'a déjà proposé, car, outre que le refroidissement isothermique $i a$ n'est pas facile à obtenir, la machine, faite pour convenir à ce cycle, réaliserait sans modification et plus facilement le cycle $i a' b h$ qui est supérieur au premier, car la surface $a' a i$ s'ajoute ainsi à la surface primitive sans changement dans l'apport de la chaleur (fig. 3).

Le cycle de Carnot semble ainsi inférieur à un autre cycle, mais ce n'est qu'une apparence, car les températures en b ne sont pas les mêmes dans les deux cas.

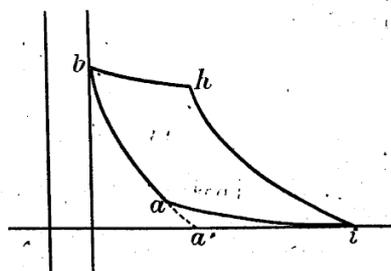


Fig. 3.

Comme on le voit par les exemples ci-dessus, il y a le plus grand intérêt à pouvoir déterminer directement le rendement *maximum* d'un cycle qu'on se propose de réaliser si on ne veut pas se faire des illusions sur les bénéfices qu'on peut en retirer.

Il nous reste un cycle élémentaire à étudier directement.

C'est celui d'un cycle à combustion *abgf* (fig. 4) à détente limitée au volume initial de compression. Ce cycle est celui qui, à l'examen des diagrammes, se rapproche le

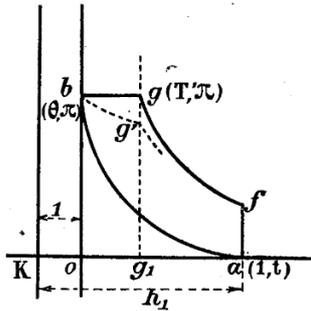


Fig. 4.

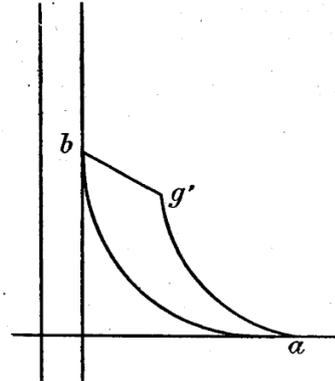


Fig. 5.

plus des moteurs Diesel. La combustion, suivant une isothermique *bg'*, ne ferait d'ailleurs qu'abaisser le rendement¹.

On a :

$$Q = C(T' - \theta) = CT_0'$$

mais on peut toujours écrire :

$$CT_0' = cT_0,$$

où

$$T_0 = \gamma T_0'$$

T_0 correspondant à un apport à volume constant d'un même nombre de calories.

$$q = c(t' - t).$$

on en tire :

$$\rho = 1 - \frac{c(t' - t)}{cT_0} = 1 - \frac{t' - t}{T_0}.$$

Désignons par n_0 le volume de la masse de gaz en *g*, lorsque la combustion est terminée.

Nos formules permettent d'écrire :

$$n_0 = \frac{T'}{\theta} \quad \frac{t'}{T'} = \left(\frac{n_0}{n_1}\right)^{\gamma-1}$$

1. On a quelquefois proposé le tracé *abg'a* (fig. 5) pour représenter le cycle du moteur Diesel, *ab* et *ag'* étant deux adiabatiques qui se couperaient parce que la valeur de γ est différente pour les courbes *ab* et *ag'*. Ceci est impossible, car la courbe *ab* est une courbe provenant d'une compression d'air dont le γ est le plus grand possible. Le γ de la courbe *ag'* doit être plus petit, puisque à ce moment la masse de gaz contient de l'acide carbonique et de la vapeur d'eau. Il en résulte que, dans tous les cas, les adiabatiques considérées ne pourraient se couper qu'au-dessus de *g'* et non en *a*.

d'où l'on tire :

$$t' = t n_0^\gamma$$

$$\rho = 1 - \frac{t(n_0^\gamma - 1)}{T_0}$$

mais

$$n_0 = \frac{\theta + \frac{T_0}{\gamma}}{\theta} = 1 + \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{T_0}{t n_1^{\gamma-1}}$$

$$\frac{T_0}{t} = \gamma (n_0 - 1) n_1^{\gamma-1},$$

d'où, finalement :

$$\rho = 1 - \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{n_0^\gamma - 1}{n_0 - 1} \cdot \frac{n_1}{n_1^\gamma}$$

On voit sur cette formule que le rendement augmente avec n_1 , c'est-à-dire avec la compression. Il augmente aussi quand n_0 diminue.

Le rapport des dérivés du numérateur et du dénominateur du 2^e membre est :

$$\frac{n_0}{1} \times \frac{n_1}{n_1^\gamma}$$

A la limite, quand $n_0 = 1$, le rendement devient égal à :

$$\rho = 1 - \frac{n_1}{n_1^\gamma}$$

qui est celui du cycle d'Otto à explosion¹.

Les cycles n'ont pas toujours, dans les applications, les formes simples que nous venons d'indiquer.

Pour étudier les cycles complexes, nous les décomposons en cycles dont nous avons déterminé exactement le rendement, par des adiabatiques convenablement tracées.

Connaissant le rendement des cycles élémentaires, le théorème suivant permet de déterminer le rendement du cycle total.

Théorème II. — *Le rendement d'un cycle est égal à la somme algébrique des rendements des cycles élémentaires qui le composent, rendements évalués proportionnellement à la quantité de chaleur mise en œuvre pour chacun d'eux.*

Soit Q la chaleur totale cédée au cycle entier; chacun des cycles prend des portions de Q égales à $\alpha_1 Q, \dots, \alpha_2 Q, \dots, \alpha_n Q$, étant entendu que $\alpha_1 + \alpha_2 + \dots, \alpha_n = 1$.

Les chaleurs reprises sont q_1, q_2, \dots, q_n .

Les rendements élémentaires sont $\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_n$.

Le rendement total peut s'exprimer :

$$\rho = 1 - \frac{\sum q}{Q}$$

On a :

$\rho_1 = 1 - \frac{q_1}{\alpha_1 Q}$	d'où on tire	$q_1 = \alpha_1 Q (1 - \rho_1)$
$\rho_2 = 1 - \frac{q_2}{\alpha_2 Q}$		$q_2 = \alpha_2 Q (1 - \rho_2)$
.....	
$\rho_n = 1 - \frac{q_n}{\alpha_n Q}$		$q_n = \alpha_n Q (1 - \rho_n)$

1. Remarquons que, dans nos formules, les chaleurs spécifiques ne figurent jamais que par leur rapport, γ .

Nous avons étudié également le cycle encore plus général $abdcfg$ (fig. 7) qui correspond à un apport de chaleur mixte, à volume constant et à pression constante, avec détente prolongée sans être complète.

Plusieurs cas sont à considérer, suivant que ed est plus important que be ou inversement.

Les formules de rendement s'établissent en suivant la même marche que précédemment. Les quantités α_1 , α_2 , etc., peuvent se déterminer, d'ailleurs, directement.

Nous avons encore à démontrer un théorème qui prouve, qu'en modifiant un cycle d'une façon convenable, ces modifications peuvent servir au réglage d'une machine, lorsque le travail qui lui est demandé diminue, tout en concourant en même temps à l'amélioration du rendement thermique.

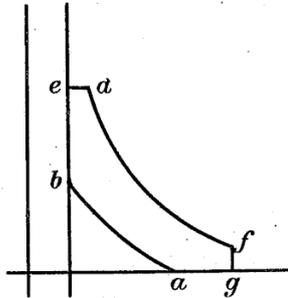


Fig. 7.

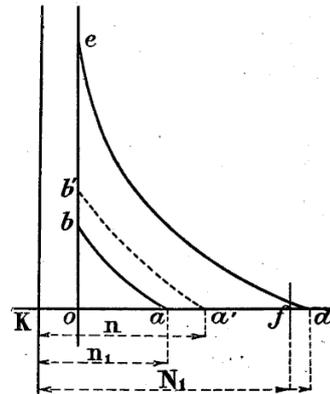


Fig. 8.

Théorème III. — A détente et pression d'explosion égales, le rendement d'un cycle augmente quand la compression augmente.

Considérons la fig. 8.

Supposons que le cycle de pleine charge soit $abedf$ dont le rendement a pour expression :

$$\rho = 1 - \left(\alpha_1 \gamma \frac{N_1 - n_1}{N_1^\gamma - n_1^\gamma} + \alpha_2 \frac{N_1}{N_1^\gamma} \right). \quad (23)$$

Pour le réglage, le point a se rapproche de f , c'est-à-dire que le refroidissement à pression constante finit plus tôt.

Soit un point a' , choisi entre a et f , la courbe de compression qui résulte de cette position sera $a'b'$ passant au-dessus de ab . En opérant ainsi, la surface correspondant au travail diminue; c'est donc un procédé de réglage. Ces modifications sont obtenues en agissant également sur l'apport de chaleur qui doit être moindre et ne doit pas amener une pression supérieure à (o,e) . La détente ne change pas.

Dire que oa augmente, c'est dire que, dans la formule (23), n_1 va en augmentant.

Or $\frac{n_1}{n_1^\gamma}$ diminue quand n_1 augmente, puisque on a $\gamma > 1$.

Donc on a toujours

$$\frac{N_1}{N_1^\gamma} < \frac{n_1}{n_1^\gamma}.$$

Le terme en α_1 varie; celui en α_2 reste constant.

Une démonstration arithmétique prouve que, dans ces conditions, lorsque n_1 augmente, l'expression $\frac{N_1 - n_1}{N_1^{\gamma} - n_1^{\gamma}}$ diminue; α_1 diminue, d'ailleurs, en même temps.

Par conséquent, *le rendement augmente quand la compression augmente* : c'est ce que nous avons appelé le *réglage par surcompression*.

A la limite $\alpha_1 = 0$, $\alpha_2 = 1$, et le rendement tend vers la valeur :

$$\rho = 1 - \frac{N_1}{N_1^{\gamma}}$$

Calcul de la pression moyenne d'un diagramme.

Nos formules nous permettent encore de déterminer un élément des plus utiles aux constructeurs.

Nous voulons parler de formules générales, qui donnent, dans tous les cas, une expression simple de la pression moyenne des diagrammes en fonction des mesures relevées directement sur les machines ou choisies pour leur construction.

Afin de pouvoir appliquer la formule connue $A = \frac{G - c}{R}$, dans laquelle A est l'inverse de l'équivalent mécanique de la chaleur, R une constante déduite de la formule $pv = Rt$, lorsque p est égale à la pression atmosphérique en kilogrammes par m^2 , v le volume en m^3 de 1 kilogramme de gaz et t , 273° absolu, nous transformerons momentanément nos notations.

Nous avons désigné par n , le volume de 1 kilogramme de gaz à la pression atmosphérique et à 273° , pour exprimer ce volume en m^3 , il suffira de multiplier n_1 par $\frac{1}{d}$, d étant la densité du gaz évoluant.

Tous les autres volumes étant exprimés en fonction de n , il suffira de multiplier les nombres qui les représentent par $\frac{1}{d}$ pour avoir leur valeur en m^3 .

Ainsi la cylindrée en m^3 , sera

$$(N_1 - 1) \frac{1}{d}$$

Les pressions étant données en atm. par m^2 , seront multipliées par 10 000.

Si nous désignons par Q la chaleur fournie à 1 kilogramme de gaz, A l'inverse de l'équivalent mécanique de la chaleur, ρ étant le rendement du cycle, l'expression $\rho \frac{Q}{A}$ représentera, en travail, la quantité de chaleur transformée, en divisant ce travail par la cylindrée, on aura la pression moyenne du cycle en atmosphères par unité de surface

$$10\,000 p_m = \rho \frac{Q}{A} \frac{1}{(N_1 - 1) \frac{1}{d}} \quad (25)$$

Mais on peut écrire

$$A = \frac{C - c}{R}$$

ou

$$A = \frac{\gamma - 1}{R} c. \quad (26)$$

Nous pouvons écrire d'autre part :

$$10,000 \frac{n_1}{d} = Rt$$

ce qui donne :

$$R = \frac{10,000}{t} \cdot \frac{n_1}{d} \quad (27)$$

Éliminant A et R entre les formules 25, 26 et 27 et simplifiant, on a :

$$p_m = \rho \frac{n_1 T_0}{t} \cdot \frac{1}{\gamma - 1} \cdot \frac{1}{N - 1}$$

mais, pour le cas des cycles à explosion à volume constant

$$\frac{n_1 T_0}{t} = N_1^\gamma - n_1^\gamma,$$

finalement on a :

$$p_m = \rho \frac{N_1^\gamma - n_1^\gamma}{N_1 - 1} \cdot \frac{1}{\gamma - 1} \quad (28)$$

qui peut encore s'écrire :

$$p_m = \rho \frac{P - \pi}{N_1 - 1} \cdot \frac{1}{\gamma - 1} \quad (28 \text{ bis})$$

Cette formule montre que, dans les cycles à explosion à volume constant, la pression moyenne est proportionnelle à la différence des pressions d'explosion et de compression.

Pour les cycles à combustion à pression constante, avec les remarques déjà faites, nous pouvons écrire :

$$\frac{n_1 T_0}{t} = \gamma (n_0 - 1) n_1^\gamma,$$

ce qui donne, pour la pression moyenne :

$$p_{m_p} = \rho \frac{\gamma (n_0 - 1) n_1^\gamma}{N_1 - 1} \cdot \frac{1}{\gamma - 1} \quad (29)$$

valeur proportionnelle à la durée de la combustion.

Il est remarquable que, ne faisant aucune hypothèse sur la grandeur des machines, puisque nous n'introduisons dans les formules que des rapports de volumes, on obtienne ainsi directement la pression moyenne des cycles et des diagrammes en atmosphères par centimètre carré.

En résumé, nos formules permettent au constructeur, lorsqu'il a choisi le cycle qu'il cherche à réaliser, de déterminer le rendement maximum vers lequel il peut ten-

1. Appliquons la formule (28) au cycle d'un moteur Otto, comprimant à 6 atmosphères avec explosion à 20 atmosphères. En tenant compte de la composition du mélange de gaz employé, γ égale sensiblement 1,3, valeur calculée.

$$n_1^\gamma = 6 \quad n_1 = 4 \quad \rho = 1 - \frac{n_1}{n_1^\gamma} = 0,335,$$

$$p_m = 0,335 \times \frac{14}{3} \times \frac{1}{0,3} = 5^{\text{at}}, 2.$$

Remarquons que ce chiffre est très voisin de celui qu'on trouve dans la pratique, en pareil cas.

dre en fonction des données qui lui sont nécessaires pour la construction. Il détermine, en même temps, les dimensions à donner à sa machine, parce qu'il peut calculer, *a priori*, la pression moyenne qu'il peut espérer avec le régime qu'il a choisi.

MOTEUR LETOMBE

De l'étude qui précède, il résulte :

1° Qu'à compression égale, le cycle à volume constant et détente prolongée est supérieur à tous les autres ;

2° Qu'à détente égale, le rendement de ce cycle augmente quand la compression augmente.

Nous nous sommes efforcés de construire une machine réalisant ces données de la théorie.

Nous avons dû recourir à des artifices, les machines réelles n'étant pas capables de marcher suivant un cycle théorique.

En effet, l'étude d'un cycle suppose que c'est toujours le même poids de gaz qui évolue et que les volumes et les pressions ne changent que sous l'influence d'un apport ou d'une soustraction de chaleur.

Dans une machine réelle, au contraire, les poids de gaz se renouvellent, et si les échauffements sont bien le résultat d'un apport réel de chaleur, les refroidissements sont remplacés par des échappements dans l'atmosphère.

Mais peu importe, si les deux phénomènes sont absolument équivalents.

Les refroidissements doivent se faire à volume constant, d'abord, puis à la pression de l'atmosphère. Or, soustraire de la chaleur dans ces conditions, c'est produire un travail négatif. L'échappement dans l'atmosphère donne le même travail négatif, et, en vertu du principe de l'équivalence, il équivaut donc à une soustraction de chaleur.

Par conséquent, à ce point de vue, dans la machine réelle, tout se passe comme si le cycle était réellement réalisé.

En particulier, les périodes d'échappement et d'aspiration qui se font successivement pendant une même période de course du piston se compensent exactement et n'influencent nullement sur le cycle réalisé.

Pratiquement, voici comme les choses se passent, le diagramme remplaçant le cycle (fig. 9).

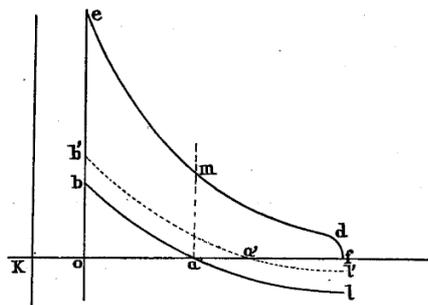


Fig. 9.

En *d*, l'échappement s'ouvre et la pression tombe en *f* à la pression atmosphérique. De *f* en *o*, les gaz sont refoulés dans l'atmosphère. L'aspiration reprend ensuite de *o* en *a*, etc.

La course du piston est *of*; *ok* représente la chambre de compression.

De *o* en *a*, on a aspiration du mélange tonnant, à la pression atmosphérique. En *a*, l'aspiration cesse; il en résulte une dépression *al*, le cylindre restant clos, le piston revenant en arrière et les pressions repassant exactement par les mêmes valeurs jusqu'en *a*.

Il n'en résulte donc aucun travail négatif. La compression au-dessus de la pression atmosphérique ne commence donc réellement qu'en *a*. On a ensuite, de *a* en *b*, compression, de *b* en *e*, explosion, et suivant *ed* détente.

Le cycle n'est donc complet que sur 4 courses, comme dans les moteurs à 4 temps, mais avec cette différence que le volume de détente, au lieu d'être limité au point m correspondant au volume d'admission comme dans ce genre de machine, se prolonge jusqu'en d .

En m , la pression est toujours assez élevée, de sorte qu'on gagne un supplément de travail $m d f a$, qui est un bénéfice, puisqu'on n'a pas dépensé plus de chaleur pour l'obtenir.

La détente étant plus longue que dans les moteurs ordinaires, la température d'échappement est, par cela même, notamment plus basse.

Par contre, la pression moyenne du diagramme $f a b e d$ est plus petite que celle qui résulte du diagramme $a b e m$.

Il s'ensuit, qu'à dimensions égales de cylindre, notre moteur fera moins de puissance qu'un autre ou que, à puissance égale, nos moteurs à simple effet seront plus gros.

C'est l'analogue de ce qui se passe pour la machine à vapeur : une machine à détente longue est plus économique qu'une machine sans détente, mais elle est plus encombrante.

Nous supposons que le diagramme $a b e d f$ est le plus gros que la machine puisse réaliser. Il correspondra donc à la pleine charge. La compression $a b$ est celle qui convient au genre de gaz combustible employé et la pression d'explosion $o c$ est celle qu'il ne faut pas dépasser, eu égard à la résistance des pièces de la machine.

Mais les machines ne marchent pas toujours en pleine charge. Il est au contraire, préférable qu'elles n'y marchent jamais, de façon qu'il leur reste une certaine élasticité.

C'est toujours facile, mais, à ce point de vue, le moteur à gaz était resté inférieur à la machine à vapeur ; car, dès qu'il abandonne sa pleine charge, toutes les espérances qu'on avait fondées sur son cycle disparaissent.

La réduction de puissance s'est opérée jusqu'ici par l'un des moyens suivants : soit par *tout ou rien*, c'est-à-dire par suppression totale du gaz combustible, et par conséquent des explosions dès la moindre variation de charge ; soit par *appauvrissement* du mélange tonnant en gaz combustible, soit par *laminage* du mélange tonnant ou son *remisage* en proportion de plus en plus grande au fur et à mesure que le travail résistant diminue.

Tous ces moyens sont défectueux à différents points de vue : Le *tout ou rien*, parce qu'il crée dans l'allure de la machine des perturbations bien plus importantes que celles qui peuvent naître d'un travail résistant régulier. Aussi, dans le cas de la commande de dynamos, faut-il, avec ce mode de réglage, des volants très lourds et, encore, dans ce cas, le plus souvent, le véritable régulateur de la machine est le mécanicien-conducteur qui étrangle plus ou moins l'arrivée du gaz pour supprimer les passages à vide et se placer, par conséquent, dans les conditions d'une pleine charge. Mais alors, autant vaut adopter le *réglage par appauvrissement pur et simple du mélange tonnant* ; c'est d'ailleurs ce qui se fait le plus généralement.

Or, ce moyen est néanmoins défectueux, car, s'il tend à donner une régularité plus grande, il a l'inconvénient de changer le régime des combustions dans le cylindre, et le rendement thermique de la machine se trouve ainsi grandement diminué.

Quant au *laminage* ou au *remisage* du mélange tonnant, ce sont des procédés encore moins bons, car ils donnent naissance à des travaux négatifs ou amènent une *diminution de la compression* qui, de toute façon, fait baisser le rendement. Cette diminution de rendement dans ce genre de machines est souvent tellement sensible que la consommation totale reste constante, qu'on marche à vide ou en charge. Ces moteurs ne devraient donc jamais fonctionner qu'en pleine charge.

Nous avons pu éviter ces écueils.

Ce qu'il faut pour réduire la puissance du moteur sans à-coup, c'est réduire la surface du diagramme d'une façon continue ou à peu près.

La surcompression, à ce point de vue, est un moyen idéal, puisque non seulement, en s'en servant, le but est atteint, mais encore le rendement s'améliore.

Nous y arrivons de la façon suivante :

Lorsque la puissance de la machine doit diminuer, l'aspiration continue jusqu'en a' , par exemple; il en résulte une dépression $a' b'$, qui s'annule au retour du piston; la compression devient $a' b'$, valeur supérieure à la compression $a b$. En même temps, l'énergie en gaz de la charge a été diminuée pour que l'explosion ne dépasse pas le point e .

On obtient ainsi le diagramme $a' b' e d f$, d'une surface moindre que le diagramme de pleine charge, mais d'un rendement d'autant plus élevé que le point a' se rapproche plus du point f .

Peu importe, d'ailleurs, que le supplément du volume $a' a$, nécessaire pour la surcompression, soit donné par de l'air ou par des gaz inertes, du moment que le gaz combustible trouve toujours assez d'oxygène dans le mélange pour brûler, mais le supplément d'admission en air est plus simple.

Les conséquences sont importantes, car notre procédé de surcompression donne au moteur à gaz la qualité qui lui manquait le plus : la souplesse.

En effet, supposons un moteur capable de faire, au maximum, 100 chevaux effectifs. Sa consommation la plus réduite ne correspond pas à la puissance de 100 chevaux, mais à celle de 70 chevaux environ et le moteur reste capable d'un coup de collier de 30 chevaux. Cette précieuse qualité était restée jusqu'ici l'apanage des machines à vapeur.

En réalité, plus le moteur se décharge, et plus le rendement thermique augmente; mais comme, d'autre part, le rendement mécanique diminue, il en résulte qu'au cheval effectif on tombe sur le rendement maximum vers 70 ou 80 p. 100 de la pleine charge.

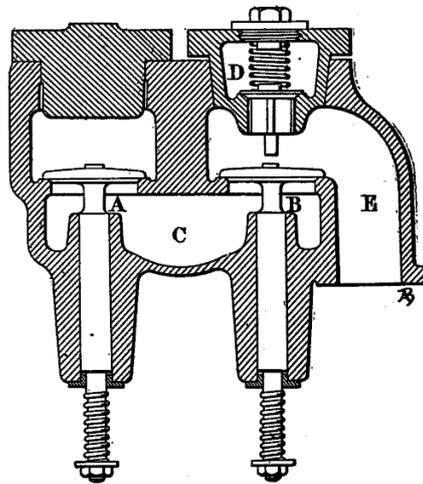


Fig. 10.

A, Soupape d'admission; B, Soupape de réglage; C, Chambre intermédiaire; D, Soupape à gaz; E, Arrivée d'air.

Description du moteur. — Pratiquement, nous avons réalisé simplement le procédé de réglage que nous venons de décrire.

Considérons la coupe figure 10.

L'admission se fait par le jeu des soupapes A et B, dont l'une, A, ferme le cylindre à la façon ordinaire, tandis que l'autre se ferme en sens inverse de la première par rapport au cylindre. Ces deux soupapes fonctionnent comme des tiroirs de distribution Meyer ; la soupape A règle le commencement de l'admission, et reste ouverte toute une course ; la soupape B, au contraire, s'ouvre en avance sur A et se ferme sur la course d'aspiration à un moment quelconque dépendant de la position du régulateur à boules.

B est donc une soupape de réglage.

Lorsque cette soupape B est fermée avant la fin de course du piston, une dépression se fait dans le cylindre et a pour effet de l'appliquer énergiquement sur son siège.

La dépression se fait sentir dans la chambre C, qui relie A et B, pendant la fin de la course du piston, et, au retour, la soupape A ne se ferme que lorsque la pression, dans le cylindre et dans la chambre C, est remontée à la pression atmosphérique, car cette soupape porte une tige, renflée à dessein, qui subit toute dépression intérieure.

Il résulte de ceci que, lorsque la soupape B doit s'ouvrir, elle ne supporte aucun effort appréciable ; les organes qui l'actionneront pourront être très légers, ce qui est la meilleure condition pour les soumettre à l'action d'un régulateur.

Dans l'espèce, la commande de la soupape B est faite par un levier coudé (fig. 11) actionné par une came à gradins qui agit sur un galet très mince qui peut coulisser sur son axe sous l'action d'une pince mise en mouvement par un parallélogramme relié au régulateur.

On profite du mouvement de la soupape B pour lui faire actionner, en se levant, la soupape à gaz D qui se trouve au-dessus d'elle. L'air arrive librement, entre les soupapes B et D. La came de commande de la soupape B porte une série de gradins superposés à ceux dont nous venons de parler, la hauteur de ces gradins supplémentaires correspondant aux levées de la soupape D (fig. 9 et 10).

Pour obtenir la surcompression dans les conditions que nous avons énoncées, les gradins inférieurs de la came actionnant B sont de plus en plus longs au fur et à mesure que le régulateur monte, tandis que les gradins supérieurs correspondants à la soupape à gaz, deviennent de plus en plus courts.

La distribution que nous venons de décrire est très simple. Par comparaison avec les distributions ordinaires, elle compte une soupape de plus il est vrai, mais il faut remarquer que cette soupape ne peut se détériorer en aucune façon.

En effet, elle n'est soumise à aucune pression sensible, elle ne donne passage qu'à des gaz frais, un faible effort permet de la soulever et elle est à l'abri de la chaleur.

Au point de vue de l'entretien cette soupape ne compte donc pas.

Tout en élevant le rendement thermique, la prolongation de la détente a pour résultat d'abaisser la température moyenne du cylindre.

Cette constatation faite, nous avons pensé que le piston pourrait alors travailler par ses deux faces sans donner lieu à des échauffements exagérés.

Dès 1890, nous avons fait marcher un moteur à double effet d'une vingtaine de chevaux à détente prolongée et la pratique nous a donné raison.

La distribution de cette machine était un peu différente de celle que nous venons

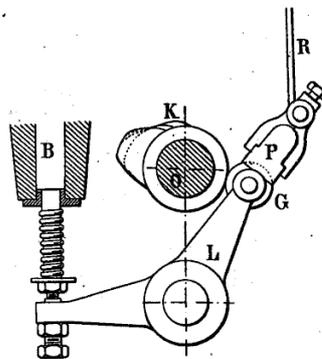


Fig. 11.

de décrire. Une face de piston aspirait le mélange, tournant pendant une course et la moitié du volume des gaz aspirés servait à charger l'autre face de piston.

Après différents essais, qui durèrent plusieurs années, nous construisîmes une machine qui obtint le Grand Prix à l'Exposition de Bruxelles.

Cette machine a l'aspect d'une machine à vapeur à glissière.

Le piston fonctionne à double effet, mais les deux faces, au point de vue de la distribution, sont complètement indépendantes l'une de l'autre.

Chaque extrémité de cylindre fonctionne comme un moteur à simple effet.

La distribution que nous avons décrite est applicable ici, à chaque bout de cylindre, le régulateur agit simultanément sur les deux réglages.

Cette disposition augmente déjà la régularité des machines et diminue leur poids, mais dans cette voie, nous avons fait un nouveau progrès.

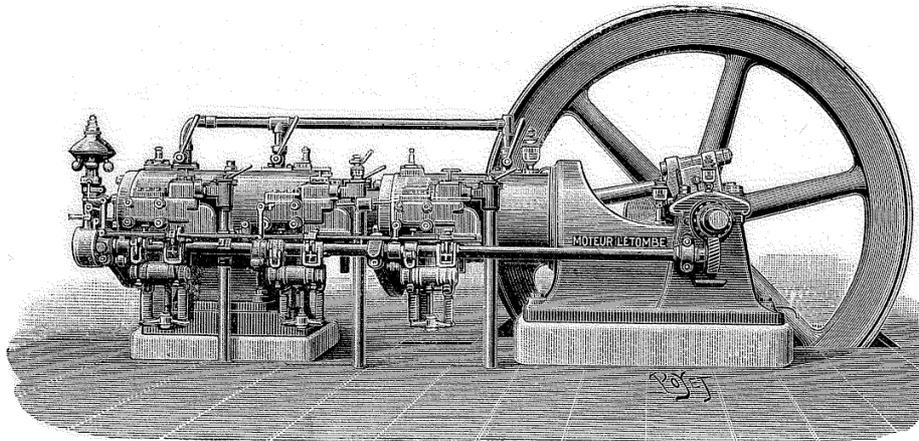


Fig. 12. — Moteur Letombe mono-triplex.

En regardant ce moteur à double effet, on est frappé de la place que prend la glissière.

D'autre part, comme le double effet ne donne encore que deux courses motrices sur quatre, nous avons pensé à faire jouer à la glissière le rôle de moteur à simple effet.

Il nous a suffi pour cela de clore le bâti et d'ajouter un jeu de soupapes en avant.

Nous avons obtenu ainsi le type que nous avons appelé mono-triplex (fig. 12 et 13).

Nous voyons qu'à dimensions égales, le mono-triplex sans plus d'encombrement ni de poids donne une puissance de 50 p. 100 supérieure à celle du double effet.

Les trois distributions restent séparées et peuvent être isolées indépendamment l'une de l'autre, même en marche.

Les avantages du système sont importants.

Résumons-les :

1° Le moteur mono-triplex donne trois coups utiles sur quatre. Il en résulte que, sans volants exagérés, on peut atteindre une régularité assez grande pour commander directement des alternateurs et permettre leur couplage.

2° La longue détente donne à l'échappement une température relativement basse, favorable au graissage et à la conservation des soupapes.

3° Le réglage par surcompression permet au moteur d'avoir un excellent rendement thermique même avec des variations de charges importantes.

4° La machine est capable d'un coup de collier en dehors de la charge qui correspond à la marche la plus économique.

5° L'indépendance des effets permet d'arrêter la distribution correspondant à l'une des faces de piston et d'en visiter tous les organes en marche. La chasse d'air résultant de l'ouverture à la main des soupapes en marche balaye automatiquement du cylindre toutes les poussières qui auraient pu s'y accumuler.

6° La division de l'effort sur trois faces de piston permet d'arriver aux plus grandes puissances sans dépasser des dimensions connues et éprouvées.

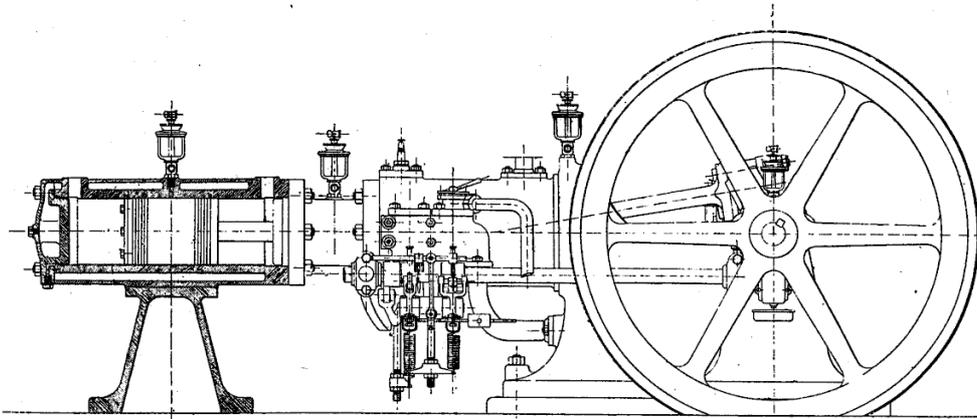


Fig. 13.

7° A marche réduite, l'isolement d'un effet permet de se retrouver aux 2/3, et au tiers de la puissance nominale indiquée, dans les conditions économiques de la meilleure charge.

Il n'est pas douteux que le moteur à gaz est appelé à remplacer la machine à vapeur, à cause de la différence considérable du rendement thermique de ces deux genres de machines.

Mais pour que, dans ces deux grandes forces, le moteur à gaz puisse être employé, il faut qu'il ait toutes les qualités de la machine à vapeur et en particulier sa souplesse et sa régularité.

Nous n'avons jamais eu d'autre objectif et nous pensons avoir atteint le but que nous nous étions proposé.

En somme, notre machine ne fait que réaliser une remarque théorique, ce qui prouve que, entre la théorie et la pratique, il n'y a pas toujours la différence qu'on croit¹.

1. A titre d'exemple, nous donnons comme annexe les résultats d'un essai fait sur un mono-triplex à l'Institut industriel de Lille.

PROCÈS-VERBAL DES EXPÉRIENCES FAITES LES 2 ET 5 FÉVRIER 1901, A L'INSTITUT INDUSTRIEL DU NORD DE LA FRANCE par **M. C. Codron**, *professeur de mécanique*, SUR UN MOTEUR *Letombe* A SURCOMPRESSION VARIABLE PAR RÉGULATEUR.

Les essais prévus par le contrat passé entre M. Gruson, inspecteur général des Ponts et Chaussées, directeur de l'Institut industriel du Nord de la France, et M. Letombe, administrateur-directeur de la Société anonyme d'exploitation des brevets « Letombe » avaient pour but de déterminer si, *après un an de marche*, les garanties données par le vendeur étaient encore tenues.

Extrait du contrat de vente. — La puissance du moteur devra être de 35 chevaux effectifs, mesurés au frein sur l'arbre.

Le moteur devra pouvoir marcher quotidiennement pendant 8 heures d'une façon continue à cette charge de 35 chevaux disponibles.

La consommation de gaz par heure ne devra pas dépasser :

A pleine charge.	550 litres par cheval effectif disponible
Aux 2/3 de la charge.	620 — — — —
Au 1/4 —	840 — — — —
A vide	30 p. 100 de la pleine charge.

Ces consommations qui comprennent la dépense totale du gaz, *se rapportent au gaz de Lille* au moment des essais. La tolérance admise sera de 5 p. 100. La vitesse du moteur sera réglée à 190 tours par minute à pleine charge, la variation de vitesse sous différentes charges ne devra pas dépasser 5 p. 100 en passant de la pleine charge à vide. L'échappement devra être silencieux.

Le moteur étant destiné à commander directement, par courroie, une dynamo, sa régularité de marche sera telle qu'il n'y aura pas d'oscillation appréciable en charge constante dans les indications d'un voltmètre aperiodique monté aux bornes de la dynamo.

Essais du moteur. — Le moteur fourni par la Société anonyme d'Exploitation des brevets « Letombe » est du type mono-triplex; le cylindre, à double effet arrière, a un diamètre de 260 millimètres; celui d'avant, 270 millimètres; la course est de 380 millimètres. — L'allumage est électrique, le volant a un diamètre de 2^m,006.

Le frein, qui embrassait les 3/4 de la circonférence du volant, était constitué par deux brins de 18 millimètres de diamètre reliés par des entretoises en fer. A chaque extrémité, un dynamomètre précis permettait de lire les tensions. Le bras de levier du frein était donc de 1^m,012. La température de la salle, pendant les essais, s'est toujours maintenue entre 18° et 20°. — Le compteur à gaz se trouve dans cette salle¹.

Premier essai. — La charge de la machine fut poussée aussi loin que possible, la vitesse de régime étant néanmoins maintenue. On put tenir à 185 kilogrammes la différence des indications des pesons de charge et de décharge. La vitesse du moteur était de 196 tours. La force produite était donc de

$$\frac{2 \times 3,14 \times 185 \times 196 \times 1^m,012}{60 \times 75} = 51 \text{ ch}^x 24.$$

¹ Le pouvoir calorifique du gaz de Lille varie de 5 000 à 5 250 calories par mètre cube, mesurées à 0° et 760° à la Combe.

La consommation *relevée au compteur* fut en moyenne de 24 mètres cubes exactement à l'heure, soit par cheval-heure effectif :

$$\frac{24}{51,24} = 468 \text{ litres.}$$

Deuxième essai. — La différence de tension fut abaissée à 130 kilogrammes. Le nombre de tours se maintint à 196 par minute. La force fournie dans ces conditions par la machine était de :

$$\frac{2 \times 3,14 \times 130 \times 196 \times 1,012}{60 \times 75} = 36 \text{ chevaux.}$$

La consommation *relevée au compteur* dans les mêmes conditions que précédemment fut 18^m,960 l'heure, soit par cheval effectif :

$$\frac{18,96}{36} = 526 \text{ litres.}$$

Troisième essai. — La machine fut déchargée jusqu'à ce que la différence des tensions des dynamomètres fut de 86 kilogrammes. La force fournie était alors de :

$$\frac{2 \times 3,14 \times 86 \times 196 \times 1,012}{60 \times 75} = 23 \text{ ch}^* 8.$$

La consommation trouvée fut de 14^m,160 à l'heure, ou, par cheval-effectif :

$$\frac{23,8}{14,160} = 595 \text{ litres.}$$

Quatrième essai. — La machine fut déchargée à 33 kilogrammes. La force produite était donc de 9 chevaux 12, la consommation de 6,520 à l'heure, ou :

$$\frac{6\ 520}{9,12} = 715 \text{ litres.}$$

Cinquième essai. — Nombre de tours : 198. — Le frein étant enlevé, la consommation relevée fut de 4^m,200 à l'heure, soit 17 p. 100 de la marche en pleine charge.

Les essais relatifs à la régularité furent pleinement satisfaisants à toutes les charges.

APPAREIL MOTEUR THERMIQUE

RÉALISANT LA PUISSANCE MOTRICE D'APRÈS UN NOUVEAU CYCLE
ET AU MOYEN D'UN FLUIDE GAZÉIFORME SURCHAUFFÉ,
NON DÉPENSÉ, ET, TOUR A TOUR, CHAUFFÉ ET REFROIDI
AVEC ALIMENTATION LIQUIDE

Communication de M. D. A. CASALONGA

Dans les moteurs thermiques connus, moteurs à vapeur, moteurs à gaz, ou à pétrole, à chaque course du piston, la cylindrée de fluide moteur est rejetée. Dans le cas d'une machine à gaz, ou à pétrole, à quatre temps, suivant le cycle Beau de Rochas, c'est à la quatrième course que le fluide moteur est expulsé. Enfin dans les turbomoteurs, ou turbines à réaction, le fluide moteur s'écoule d'une manière continue.

Le fluide moteur est toujours rejeté à une température assez élevée, et il entraîne une notable quantité de calories qu'il n'est guère possible de transformer en travail de même sens.

Les auteurs ont, en général, considéré ces sortes de machines comme des moteurs thermiques, marchant d'après un cycle fermé, et ils leur ont appliqué les méthodes de calcul qui ont été fondées sur l'étude d'un tel cycle, et les résultats que l'on en déduit.

En réalité c'est là une erreur; car de toutes les machines à vapeur connues aucune ne marche sur le modèle d'un cycle fermé; il n'en existe pas non plus parmi les moteurs à gaz ou à pétrole. On ne peut donc pas dire, au risque de se tromper beaucoup, que la « Thermodynamique a fait faire des progrès à la théorie des moteurs thermiques », Ces progrès ont été réalisés par des praticiens, à l'aide de la haute pression et de perfectionnements apportés dans la qualité des métaux, dans la bonne exécution des pièces autant que dans la bonne répartition des efforts. Ce n'est qu'après coup que les théoriciens ont cherché à se rendre compte des causes qui ont amené ces bons résultats, et que, séduits par l'élégance autant que par l'autorité de certains calculs et des apparences de vérification trompeuses, ils les ont attribués à l'application des principes de la thermodynamique. Watt, Röntgen, Lenoir, Otto ne connaissaient pas ces principes.

L'erreur est d'autant plus grande que le cycle appliqué par les théoriciens, celui de Carnot, est inapplicable même aux moteurs à gaz; ce cycle, tel qu'il est supposé fonctionner, n'étant, contrairement à une opinion reçue, ni moteur, ni réversible par lui-même.

Nous allons montrer le cycle particulier suivant lequel peut marcher une machine thermique à fluide gazeux permanent, non débité, et les avantages considérables que l'on peut en tirer.

Soient $C_p = 0,2377$ et $C_v = 0,1686$ les capacités calorifiques de l'air à pression

constante et à volume constant, et $o y, o x$, les deux axes coordonnés connus, de la pression et du volume.

Considérons le point M d'un kilogramme d'air à $t^0 = 0$ occupant le volume $v_0 = 0,7733$ à la pression $p_0 = 10\,333$ kilogrammes; on a élevé de 1 degré, à volume constant, la température de cet air, en y versant une quantité de chaleur égale à Cv . Le point M a été porté en H , la pression s'est accrue de $1/172 p_0$.

Si nous permettons ensuite au gaz de se dilater isothermiquement, en lui fournissant la quantité de chaleur voulue, le point H viendra en G , après une dilatation $\alpha = 1/272 v_0$,

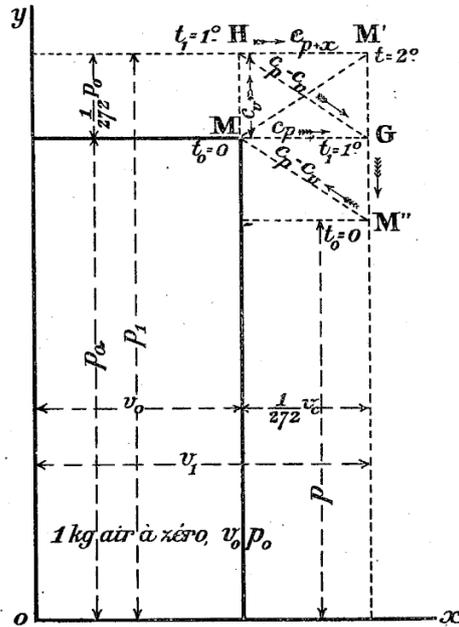


Fig. 1.

au cours de laquelle il y a eu un abaissement de pression à p_0 et un travail effectué de $29^{\text{kgm}},15$.

A ce moment, refroidissons le gaz, à volume constant, de manière à lui enlever le degré de température qui lui avait été donné précédemment; la pression s'abaissera de $1/272 p_0$, la quantité de chaleur tout d'abord enlevée sera Cv et le gaz sera revenu à la température zéro. Si à ce moment on laisse agir la pression p_0 sur le gaz, et qu'on enlève de ce gaz la quantité de chaleur $Cp - Cv$, qui y apparaît au cours de la compression, ce gaz reviendra au point initial M et il aura effectué au retour par compression, le même travail qu'il avait effectué à l'aller, par dilatation. Et cela sans autre dépense de chaleur que celle Cp qui avait été versée dans le gaz avant et pendant cette dilatation et qui, au retour, en est enlevée par réfrigération. Ce résultat s'explique par ce fait que l'on peut abaisser la pression d'un volume de gaz confiné, soit en refroidissant ce gaz, soit en lui enlevant une certaine quantité de sa masse.

On aurait pu suivre d'autres trajets, par exemple en versant, en une fois, la quantité de chaleur Cp et en laissant ensuite le corps se dilater adiabatiquement puis en enlevant en une fois la même quantité Cp et en laissant la pression extérieure comprimer le corps adiabatiquement.

Si donc nous considérons un gaz permanent dans un état physique *actuel*, où il est en équilibre avec une pression extérieure, nous remarquons que l'on peut rompre cet équilibre, pour arriver à un état d'équilibre nouveau, soit en versant, dans ce gaz, une quantité de chaleur avant, puis pendant sa dilatation, soit en enlevant, de ce même gaz, avant puis pendant sa compression, la *même quantité de chaleur*; de telle sorte que si on ajoute les deux trajets, en fermant le cycle, on obtient deux fois un même travail avec la même quantité de chaleur dépensée une fois pour toutes.

Dans le premier cas et d'un côté de la ligne médiane, ou de partage, M G, c'est le gaz qui a travaillé contre la pression extérieure; dans le second cas et de l'autre côté de la même ligne médiane, c'est la pression extérieure qui a travaillé contre le gaz. Les deux opérations constituent l'image d'une ondulation ou oscillation, dont la permanence est assurée par le jeu seul de la chaleur qui passe à travers le corps, d'une source élevée à une autre source plus basse, ou inversement.

La déclaration « ou inversement » qui termine le paragraphe précédent semble être en contradiction avec l'axiome de Clausius, posé auparavant, en d'autres termes, par S. Carnot lui-même; mais il n'en est rien, au fond, puisque la température du gaz n'augmente que par suite de la compression produite par la pression extérieure et de la *modification* que cette compression apporte dans l'état physique de ce gaz.

De ce qui précède se déduit ce fait important que l'équivalent mécanique de la chaleur transformée qui est bien de 425 kilogrammes pour 1 calorie transformée au cours de la seule période de *dilatation*, est en réalité, pour l'ensemble des deux opérations du cycle fermé, de 850 kilogrammes, c'est-à-dire que le cycle fermé qui vient d'être figuré et analysé est réellement moteur, et réversible, et qu'il assure un rendement théorique de la chaleur qui s'élève à 58,30 p. 100.

Il convient de remarquer aussi que l'équivalent mécanique de la chaleur *versée* par la source est de 125 kilogrammes pour le seul trajet de dilatation, et de 250 kilogrammes pour l'ensemble des deux opérations qui ferment le cycle.

Nous allons maintenant décrire un de ces dispositifs mécaniques à l'aide desquels nous pensons que l'on peut réaliser un moteur thermique fondé sur l'application du cycle ci-dessus décrit et figuré et s'assurer les résultats avantageux que procure ce cycle.

Soit A un cylindre supposé, pour un instant, ouvert, par sa partie supérieure, à la pression atmosphérique p_0 , dans lequel se meut le piston B, relié par tige, bielle et manivelle, à l'arbre moteur sur lequel sont disposés des organes distributeurs, supposons des cames à bosse, agissant, opportunément, sur les tiges des déplaceurs. Soit D la chambre centrale, d'un appareil dit alternateur, de chaque côté de laquelle est une zone conique E ou E', dans chacune desquelles peut pénétrer, presque à bloc, un déplaceur correspondant de même forme F ou F'. Un conduit G permet à la chambre D de communiquer librement avec le bas du cylindre A.

La zone E est une zone chauffée et la zone E' est une zone refroidie. Le déplaceur F est chaud et le déplaceur F' est froid, ou moins chaud que le déplaceur F. Les deux déplaceurs F, F' fonctionnent indépendamment l'un de l'autre.

Supposons que la chambre D renferme un kilogramme d'air à $t_0 = 0$, occupant un volume $v^0 = 0,7733$ à la pression atmosphérique p_0 , et que les pièces sont sans poids, se meuvent sans frottement et n'absorbent ni ne rayonnent de la chaleur, de manière à pouvoir raisonner théoriquement sans complications.

Cela posé, pendant que le piston B est en bas de course, faisons passer le déplaceur E de la position qu'il occupe figure 2 à celle figure 3; puis, pendant que le piston parcourt sa demi-course, ramenons aussitôt le déplaceur E dans sa position initiale de la figure 2.

L'air de la chambre D, par suite de cette manœuvre, aura passé rapidement en couches minces, deux fois, sur les parois chaudes de la zone E; une première fois de D en H, une deuxième fois de H en D.

Le piston étant au point mort, le chauffage se fera, tout d'abord, à volume constant; puis, à mesure que le piston accélère sa marche, le chauffage pourra être en partie isothermique. Vers le milieu de la course du piston, l'air ne reçoit plus de chaleur, il se produira une certaine dilatation de nature adiabatique, laquelle dilatation s'achèvera à la température de 1 degré après avoir atteint la valeur $\alpha = 1/272 v_0$ et réalisé, contre

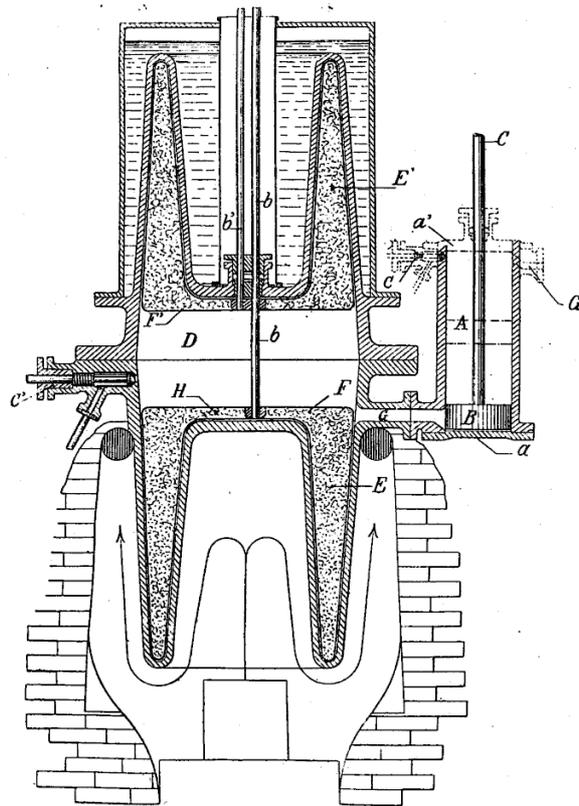


Fig. 2.

la pression atmosphérique, un travail de $29^{\text{kgm}},14$, correspondant à une quantité de chaleur totale, versée dans le gaz, égale à $C_p = 0,2377$ et dont une partie $C_v = 0,1686$ est restée dans ce gaz, et une partie, $C_p - C_v = 0,0691$, a été transformée en ce travail de $29^{\text{kg}},15$.

Cela étant, et la pression ainsi que la contre-pression étant redevenues égales, refroidissons le gaz intérieur, en lui enlevant la quantité de chaleur rémanente C_v , ce qui a pour effet d'abaisser sa température à zéro et sa pression à $p_0 - 1/272 p_0$. On obtiendra ce refroidissement en faisant passer le déplaceur froid E' de la position qu'il a figure 2 à celle figure 4, et cela au moment où le piston B est en haut de course et va rétrograder, lentement; après quoi, et pendant que le piston rétrograde d'une demi-course, ce déplaceur E' est ramené dans sa position initiale figure 2.

Dans ces conditions la pression extérieure p_0 l'emporte sur la pression intérieure $p_0 - 1/272 p_0$; il s'ensuivra donc une compression du corps et un retour de ce corps au point initial, pourvu que l'on ait enlevé, de ce corps, la quantité de chaleur $Cp \cdot Cv$, qui réapparaît à la compression, après que l'on a au début enlevé, soit d'abord la seule quantité Cv , soit, en une fois, la quantité totale Cp .

De la sorte quand le piston B arrive en bas de course, le kilogramme de gaz se retrouve dans les mêmes conditions physiques que ci-devant, et l'on peut, en opérant comme il vient d'être dit, entretenir, à une vitesse plus ou moins grande, le mouvement

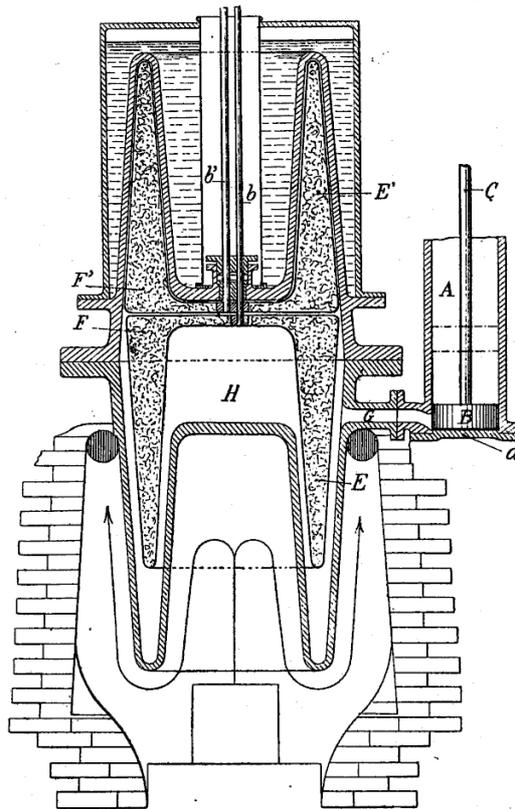


Fig. 3.

de la machine suivant les différences de pression qui existent de l'intérieur à l'extérieur, et réciproquement.

On voit que la période de retour du piston s'effectue d'un côté de la ligne médiane dans les mêmes conditions de différence de pression et de vitesse que s'effectue, de l'autre côté de la même ligne, la période de dilatation. Il se produit donc, à chaque course, une même quantité de travail. La fermeture du cycle, effectuée dans ces conditions, double donc la valeur du rendement de la chaleur, le travail étant lui-même doublé. Le rendement égal à 58 p. 100 est constant.

Si au lieu d'élever, puis d'abaisser, la température de l'air intérieur de 1 degré, on faisait varier cette température de 2, 3, 10 degrés, la quantité de chaleur versée ou celle transformée serait deux, trois, dix fois plus grande et deux, trois, dix fois plus

grand serait le travail effectué; mais le rendement de la chaleur serait toujours le même.

Supposons maintenant qu'à l'extérieur de la partie ouverte du cylindre A existe un réservoir d'air d'un grand volume, à la pression de 10 kilogrammes; et que, dans la chambre D de l'alternateur, l'air, occupant toujours le même volume v_0 , soit aussi à la pression de 10 kilogrammes.

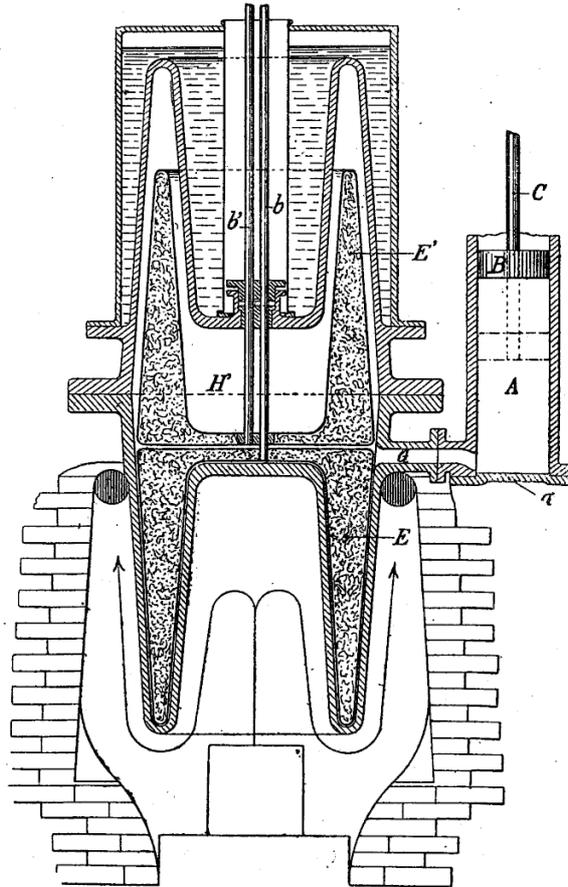


Fig. 4.

Nous pourrions en chauffant cet air, de la même manière que tantôt, produire les mêmes effets; il n'y a d'autre différence à remarquer que celle-ci : c'est que l'air, à l'intérieur étant dix fois plus dense, pour élever sa température de 1 degré, il faudra y verser une quantité de chaleur dix fois plus grande, laquelle, naturellement, produira une quantité de travail également dix fois plus grande. La dilatation sera toujours la même, $1/272v_0$, mais la compression a une valeur dix fois plus grande.

Ainsi l'augmentation initiale de pression, ou de densité, à l'intérieur, a pour effet d'abaisser la température, et de diminuer le coefficient d'encombrement de la chambre de l'alternateur. Ajoutons que le fluide alimentaire introduit pour mettre la machine

en état, pour augmenter momentanément sa puissance et pour suppléer aux fuites est *liquide*.

La machine qui vient d'être décrite, et qui serait à simple effet, si c'était une machine à vapeur, ou une machine à gaz, ordinaires, est ici, par suite de la fermeture du cycle sur le même gaz travailleur, une machine à double effet.

Ce double effet peut être réalisé autrement en affectant, à l'autre côté du cylindre, préalablement fermé, un alternateur semblable au premier et fonctionnant, de l'autre côté du piston, en correspondance avec lui; de telle manière que, quand l'air est réchauffé dans le premier alternateur et que sa pression monte, l'autre masse d'air est refroidie dans le second alternateur, où sa pression baisse, et réciproquement.

Les opérations s'accomplissent comme tout à l'heure; la seule différence est que la résistance, au lieu d'être constante, depuis le commencement jusqu'à la fin d'une course, comme on l'a vu précédemment, dans la période de compression, a une résistance de valeur moyenne.

Le double effet ainsi réalisé est un quadruple effet; chaque alternateur fournissant sa part de puissance motrice; de telle sorte qu'il y a, dans le procédé ainsi réalisé, des conditions qui ont pour conséquence définitive: de diminuer l'encombrement; d'abaisser la température; d'augmenter la puissance motrice et de conserver un rendement théorique de 58 p. 100.

Les alternateurs, de même, d'ailleurs, que les moteurs, peuvent être à mouvement alternatif ou rotatif. De même le fluide des alternateurs, qui peut être une vapeur surchauffée quelconque, au lieu d'agir alternativement, par pression, de chaque côté d'un piston, ou d'un récepteur rotatif, peut agir par sa force vive en agissant par réaction sur les aubes d'une turbine, par suite de l'écoulement d'une certaine quantité de fluide d'un alternateur dans l'autre et inversement, ou, successivement, d'une série d'alternateurs dans une série d'autres alternateurs et réciproquement.

CONFÉRENCE

SUR L'EXPÉRIMENTATION DES PONTS

Par M. RABUT

INGÉNIEUR EN CHEF DES PONTS ET CHAUSSÉES
PROFESSEUR A L'ÉCOLE NATIONALE DES PONTS ET CHAUSSÉES

MESSIEURS,

Le Comité d'organisation du Congrès a bien voulu m'inviter à vous exposer la situation des travaux auxquels j'ai participé dans l'étude expérimentale des ponts.

En principe, la méthode qui doit guider ces recherches, les procédés de mesure qui s'y appliquent, conviennent indifféremment à l'étude de toute espèce de construction; mais, en fait, on les a d'abord employés exclusivement à l'examen des ponts métalliques par la double raison que ces ponts sont de beaucoup les plus nombreux et aussi qu'à l'époque où les ingénieurs ont commencé à s'occuper de ces questions, ils étaient sous l'impression de plusieurs accidents graves, qui s'étaient produits, dans divers pays, sur des tabliers métalliques, et avaient remis en question les règles de calcul usuelles de ce genre de constructions.

Par la suite¹, les mesures de déformations, entreprises au début sur les ouvrages métalliques, ont été étendues aux constructions en béton armé, pour lesquelles le même problème se posait avec un intérêt tout spécial en raison de la nouveauté de leur principe; il s'est trouvé d'ailleurs que cette application, en quelque sorte immédiate, de la méthode expérimentale aux ouvrages en béton armé a été singulièrement favorable à leur perfectionnement, puisque, dès leur début, ils ont eu le secours de ces mêmes vérifications dont les ouvrages métalliques proprement dits n'ont pu profiter qu'un grand nombre d'années après leur apparition.

Enfin, plus récemment encore², des expériences du même genre ont été inaugurées sur des ouvrages en maçonnerie, de sorte qu'on peut dire aujourd'hui que tous les principaux modes de constructions sont soumis au contrôle de l'expérimentation précise et mis en mesure d'en profiter.

Une partie importante (environ un quart) des expériences auxquelles j'ai eu l'occasion de participer, a eu pour objet des ouvrages d'art construits par la Compagnie des chemins de fer de l'Ouest.

1. Expériences sur le viaduc de l'Erdre, avec l'appareil de M. Dupuy, 1876; sur le viaduc de la Vire avec les trois appareils Rabut, février 1892.

2. Expériences sur quinze poutres d'essai de 5 mètres de portée, offertes par M. Hennebique (chantier du Bon Marché, à Paris), mars-juillet 1898.

3. Expériences sur les ouvrages en maçonnerie de la ligne d'Issy à Viroflay, mars 1899.

Vous savez qu'en vertu du dernier règlement ministériel relatif aux ouvrages métalliques, mis en vigueur en 1891, tous les ponts de ce genre existant en France sous des voies publiques (routes ou chemins de fer) ont dû être soumis à une vérification très minutieuse de leur stabilité.

Sur le réseau de l'Ouest, cette revision a été faite, non seulement au moyen du calcul des déformations théoriques, — ce qui était obligatoire —, mais aussi, — au moins lorsqu'il y avait matière à discussion —, par la voie expérimentale, c'est-à-dire en mesurant les déformations réelles sous des surcharges déterminées.

Ces opérations ont permis de conclure en connaissance de cause, assez souvent contre l'indication du calcul, à la conservation ou à la démolition d'ouvrages dont la stabilité était en question. En outre, à l'égard de ceux dont la consolidation a été reconnue nécessaire, la méthode expérimentale a pu intervenir d'une manière encore plus intéressante, — car c'est là un cas où le calcul doit, plus qu'ailleurs, être suspect —, pour faire connaître par avance la valeur de tel système de consolidation qu'on pouvait se proposer. A cet effet, ledit système est appliqué à titre d'essai restreint, soit sur un ouvrage isolé s'il s'agit d'une série de petits ponts d'un même type, soit sur une partie du tablier, lorsqu'on a affaire à un ouvrage de grande dimension : des mesures de déformation, opérées avant et après le travail de consolidation partielle, dans des conditions identiques de surcharge, permettent d'apprécier exactement la réduction de fatigue obtenue et de statuer définitivement, et à coup sûr, sur l'application complète du système.

Les procédés d'expérimentation employés sur le réseau de l'Ouest ont été décrits dans un mémoire inséré aux *Annales des Ponts et Chaussées*¹ qui, depuis, a été reproduit d'office dans le *Bulletin du Congrès international des chemins de fer*².

Cette publicité m'a valu la bonne fortune d'être mêlé aux expériences entreprises par les autres compagnies de chemins de fer, — qui, toutes, à commencer par celles d'Orléans et de l'Est, se sont mises à ausculter leurs ponts métalliques, — par les divers services de l'État français, de la Ville de Paris et autres ayant la charge d'entretenir ou de construire des ponts métalliques, enfin par les ingénieurs des pays étrangers dont plusieurs ont accueilli les nouvelles méthodes avec un véritable enthousiasme et dont quelques-uns, d'ailleurs, n'avaient pas attendu notre exemple pour créer et mettre en œuvre des appareils de mesure originaux. Outre celui de M. le professeur Fraenkel, que vous connaissez tous, Messieurs, je tiens à citer avec éloges l'ingénieux appareil de Mrs Schröder van der Kolk et Kist, ingénieurs au contrôle des chemins de fer hollandais, appareil que j'aurai le plaisir de vous montrer dans quelques instants.

En France, Messieurs, le promoteur de cette évolution, — on pourra bientôt dire « de cette révolution », — a été M. Dupuy, aujourd'hui inspecteur général des Ponts et Chaussées en retraite, qui, dès 1876, avec un appareil très simple de son invention, a découvert l'une des importantes lois de la déformation des ouvrages que je vais avoir à vous énoncer; vous me permettrez de lui en rendre ici, en notre nom à tous, un hommage reconnaissant. (*Applaudissements.*)

L'exposé des travaux de la période actuelle comporte d'abord une description des procédés de mesure usités, dans laquelle je n'insisterai que sur les perfectionnements les plus récents.

J'aurai ensuite à passer en revue les problèmes divers que la méthode expérimentale est actuellement en mesure d'aborder, et à faire connaître la marche à suivre pour les résoudre.

1. Renseignements pratiques pour l'étude expérimentale des ponts métalliques. *Annales des Ponts et Chaussées*, septembre 1897.

2. *Bulletin du Congrès international des chemins de fer*, 1898.

Enfin j'arriverai, pour m'y étendre de préférence, à la partie la plus neuve de mon sujet, qui n'a donné lieu, jusqu'à ce jour, à aucune publication d'ensemble et n'a été traitée que dans mes leçons à l'École des Ponts et Chaussées, je veux dire l'exposé des résultats obtenus jusqu'à ce jour par la voie de l'expérimentation en ce qui concerne la connaissance de la déformation des ouvrages métalliques et les règles qui en découlent pour leur établissement, leur entretien et leur réparation.

I. — Les Procédés de mesure.

Les procédés de mesure de la déformation d'une charpente métallique, et en général d'une construction composée de pièces solides, doivent varier suivant les différents aspects du phénomène de la déformation.

Aux environs d'un point appartenant à l'un de ces organes, la déformation est caractérisée par des éléments infinitésimaux qui, théoriquement, sont au nombre de six parfaitement distincts (les directions et les intensités des trois dilatations ou contractions principales). En réalité, on ne peut opérer de mesure qu'à la surface de la pièce; dans ces conditions, les six éléments de la déformation locale sont forcément réduits à trois; on obtient une mesure en déterminant la variation de distance de deux points peu éloignés, marqués sur cette surface. En général, on se borne à constater cette variation dans une seule direction, celle de la plus grande dimension de la pièce.

Cette variation est proportionnelle à la fatigue du métal, force moléculaire hypothétique qui est censée accompagner la déformation.

Outre la déformation locale, il y a un déplacement d'ensemble de la région infinitésimale étudiée, lequel peut être décomposé en une translation et une rotation. On peut ainsi envisager des déplacements linéaires et des déplacements angulaires, et on est effectivement parvenu à les mesurer.

On mesure, en définitive, trois genres de déformation, ce qui a donné lieu à l'emploi de trois catégories d'instruments parfaitement distinctes.

La translation ou déplacement linéaire est la déformation la plus facile à mesurer; on sait même l'enregistrer en fonction du temps dans tous les cas de la pratique et cet enregistrement est devenu une opération si facile, si courante, qu'aujourd'hui il est rare

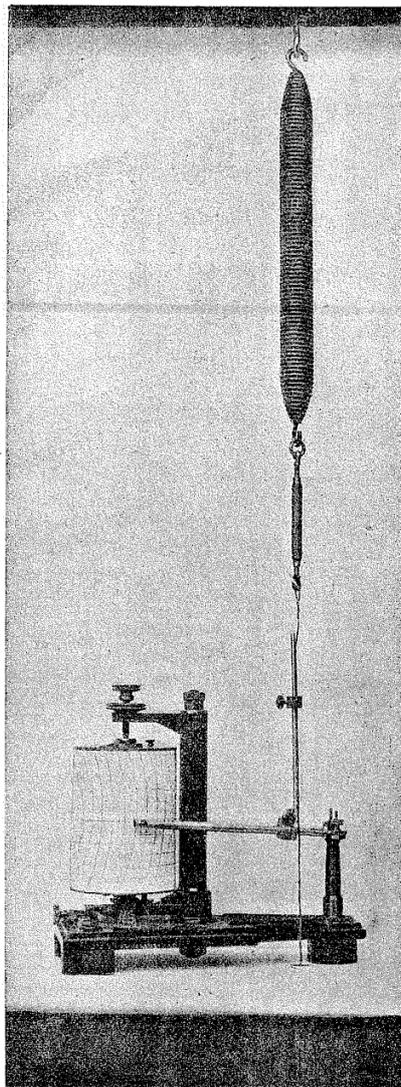


Fig. 1. — Enregistreur de flèches Rabut.

qu'on fasse une mesure de translation sans enregistrement. L'enregistrement, Messieurs, c'est-à-dire la représentation graphique de la loi de variation d'une quantité dans un phénomène physique, obtenue directement par la production de ce phénomène, doit être considéré, au moins par les ingénieurs, comme le dernier mot, comme l'idéal des procédés de mesure : c'est le dernier progrès réalisable sur le système des mesures successives et discontinues, qu'il fallait autrefois grouper en tables, d'un aspect bien peu suggestif, qu'on a ensuite réunies en un graphique construit points par points, jusqu'au jour où le génie de J. Watt a, pour la première fois, obtenu un graphique continu,

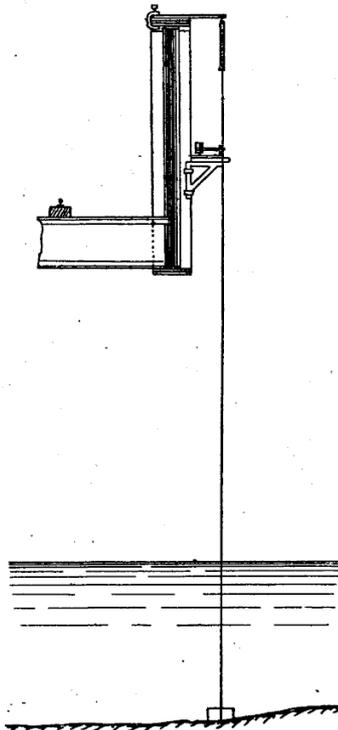


Fig. 2. — Enregistrement de la flèche verticale d'une poutre.

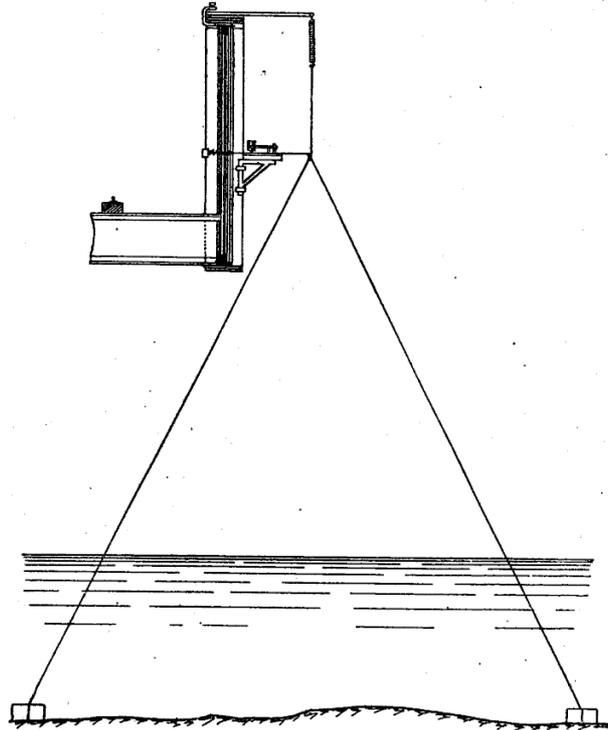


Fig. 3. — Enregistrement de la flèche horizontale d'une poutre.

sans travail intermédiaire, par le simple jeu des mouvements mêmes qu'il s'agit d'analyser, donnant ainsi à l'idée sublime de Descartes, — l'invention des systèmes de coordonnées —, son couronnement suprême et définitif.

Voici le dernier modèle de l'appareil (fig. 1) qui nous sert à enregistrer les flèches, c'est-à-dire les déplacements linéaires d'une pièce courbée estimés perpendiculairement à son axe; il convient pour la mesure de toute translation absolue ou relative dont l'amplitude dépasse un dixième de millimètre. Les petites flèches (celles des pièces de pont, longerons, barres de treillis ou de contreventement) sont amplifiées par le levier porte-plume, au besoin jusqu'à vingt fois; les grandes peuvent être réduites de même en allongeant le petit bras du levier, ce qui est nécessaire, par exemple, pour les tabliers des ponts suspendus.

Le diagramme est tracé par une plume spéciale, attachée à l'un des bouts du levier, sur le papier enroulé autour d'un cylindre dont l'axe est monté sur pointes et qu'un mou-

vement d'horlogerie intérieur fait tourner d'un mouvement uniforme. La pratique a fixé, après quelques tâtonnements, les dimensions des diverses parties de l'appareil ; elles doivent être très solides pour résister aux trépidations violentes que subissent les petites pièces dans les ponts sous rails.

L'autre extrémité du levier est actionnée par une bielle que le tablier commande au moyen d'un fil métallique. La manière de tendre le fil a une grande importance : on a essayé d'y suspendre un poids ; mais l'inertie de ce poids, dans les oscillations rapides, développe une réaction qui fait varier la longueur du fil et fausse l'enregistrement : on doit tendre le fil par un ressort, qui ne présente pas cet inconvénient.

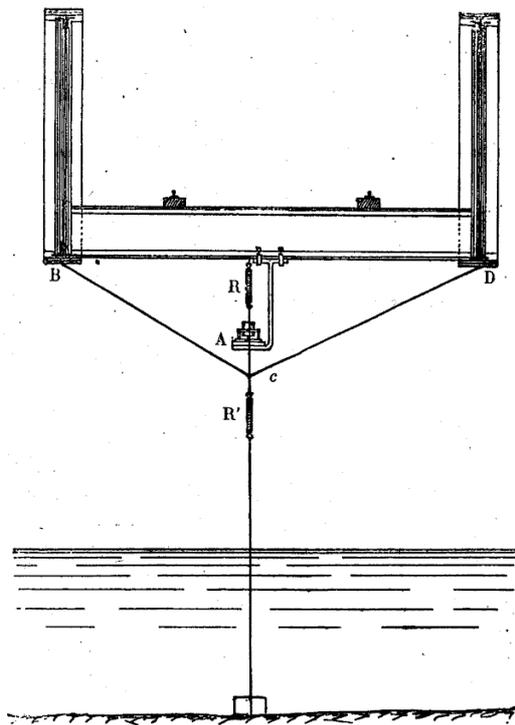


Fig. 4. — Enregistrement de la flèche propre d'une pièce de pont.

L'installation pour l'enregistrement d'une flèche de maîtresse poutre se fait de préférence en plaçant l'appareil sur le tablier ; quand il s'agit de la flèche verticale, le bout inférieur du fil est relié au sol et le ressort rattache le bout supérieur du fil au tablier même ; l'enregistrement est ainsi obtenu par mouvement relatif, le fil jouant le rôle d'une tige fixe (fig. 2).

Lorsqu'il s'agit d'une flèche horizontale, on crée un point fixe B au niveau du tablier en tendant, par le ressort R, le fil coudé ABC, et on se sert de ce point fixe pour commander l'appareil par mouvement relatif (fig. 3).

Ce sont encore des combinaisons funiculaires qui permettent d'enregistrer directement, non plus la flèche absolue ou déplacement par rapport au sol, mais la flèche propre d'une pièce, c'est-à-dire le déplacement d'un de ses points par rapport à la droite joignant les extrémités de sa fibre moyenne. La figure 4 montre l'application à une pièce de pont : le fil de transmission vertical est attaché à la pièce par un ressort R, au sol

par un ressort R' plus tendu que le premier, qui bande le fil coudé BCD et tend le point C fixe par rapport à BD; l'appareil A, fixé sur une tablette rendue solidaire de la pièce, reçoit la commande par mouvement relatif.

La sensibilité et la précision de cet enregistreur permet d'étudier sur les diagrammes non seulement la variation de la flèche moyenne, mais les vibrations de divers ordres de grandeur qui s'y superposent.

Je passe maintenant à la mesure des déplacements angulaires, moins souvent pratiquée, mais souvent très instructive.

Quand le point où l'on veut mesurer l'angle de déviation d'une pièce ne subit aucune translation (lorsqu'il est, par exemple, au-dessous d'un appui), on n'a qu'à fixer à ce point une lunette et à lire sur une mire placée à distance D le déplacement H du rayon visuel : l'angle de déviation dans le plan de la mire est $\frac{D}{H}$. On obtient ainsi, en particu-

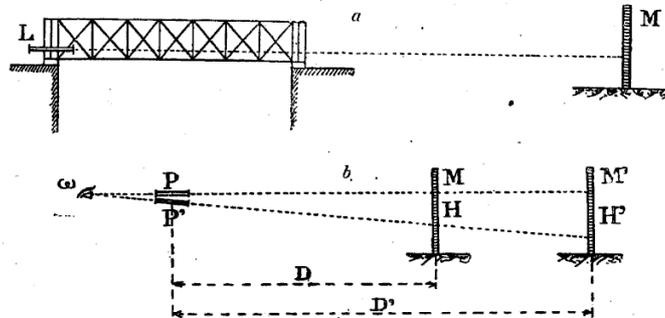


Fig. 5. — Mesure des déformations angulaires.
a, mesure de l'inclinaison sur appui d'une poutre principale; b, mesure des déformations angulaires avec une lunette et deux mires.

culier, la déviation d'une poutre sur ses appuis dans le plan vertical, qui est, en général, un angle de plusieurs minutes (fig. 5).

Lorsque le point étudié subit une translation, on élimine l'influence de cette translation en plaçant la mire perpendiculairement à sa direction, ou encore en visant à la fois deux mires à des distances différentes D, D', sur lesquelles on relève des déplacements H, H' du rayon visuel; l'angle cherché est alors $\frac{H - H'}{D - D'}$.

Les mesures d'angle faites par ce procédé optique comportent une grande précision, à cause de l'absence de tout mécanisme de transmission; la déformation supprimée, la lunette revient toujours au point de départ.

On en fait usage pour déterminer, en s'aidant ou non de la mesure des flèches, la figure prise par la fibre moyenne d'une pièce déformée. On obtient une précision déjà grande, lorsqu'il n'y a pas d'inflexion, en mesurant la flèche au milieu de la portée et les déviations angulaires aux deux extrémités; la courbe est alors déterminée par cinq points.

La mesure de la déformation locale est un peu plus délicate, car il s'agit de centièmes de millimètre en général. L'appareil en usage actuellement (fig. 6) se compose de deux parties qui se fixent chacune sur la pièce à étudier, à vingt centimètres l'une de l'autre, par des vis de pression: à l'une d'elles est fixée une tige parallèle à la pièce, à l'autre un cadran pourvu d'une aiguille indicatrice et d'un mécanisme amplificateur dont le premier

élément est commandé par cette tige. L'amplification totale est de 4 à 500. Dans ce dernier modèle mis en service, on s'est attaché à rendre l'appareil très portable et facile à monter rapidement en un grand nombre d'exemplaires.

Le modèle perfectionné que voici (fig. 6 bis), exécuté, comme le précédent, par la mai-

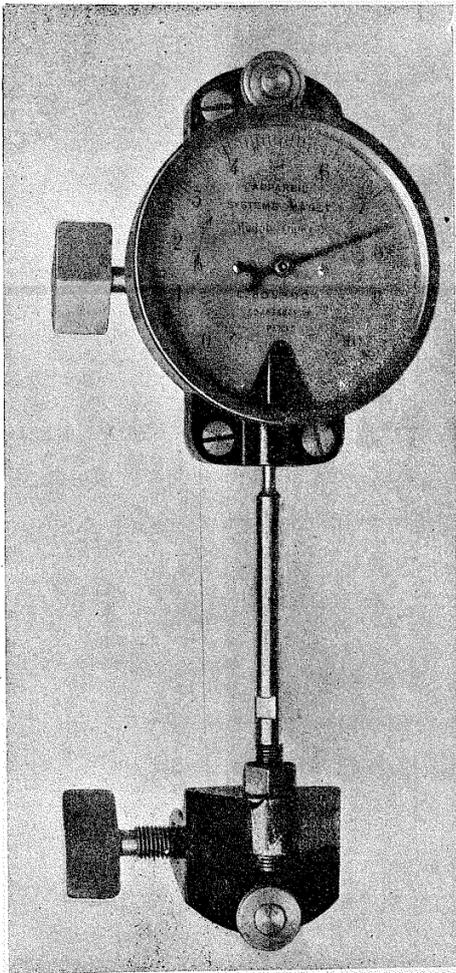


Fig. 6. — Mesure de la déformation locale.
Appareil Rabut.

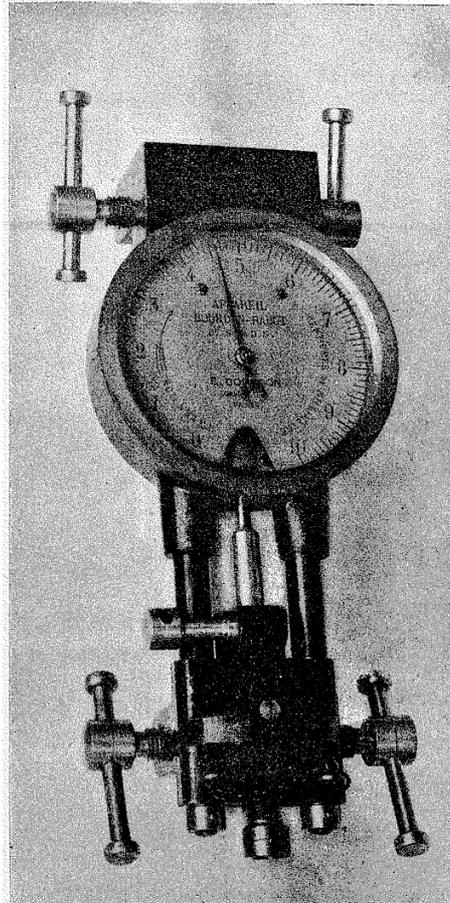


Fig. 6 bis. — Mesure de la déformation locale.
Variante de M. E. Bourdon.

son E. Bourdon, réalise certains desiderata formulés dans mon mémoire de 1897 : réunion des deux parties en un seul ensemble, amplification plus grande, tige plus rapprochée de la pièce à étudier ; ce modèle est à l'essai dans mon service.

Dans une autre variante que vous avez également sous les yeux (fig. 7), M. Usteri, constructeur à Zurich, a remplacé l'encastrement de la tige sur la première griffe par un genou sphérique, pour éviter les inconvénients du coincement de cette tige dans la douille du cadran ; ce type paraît devoir rendre de bons services.

Voici maintenant un appareil un peu plus compliqué (fig. 8), mais qui a, sur les pré-

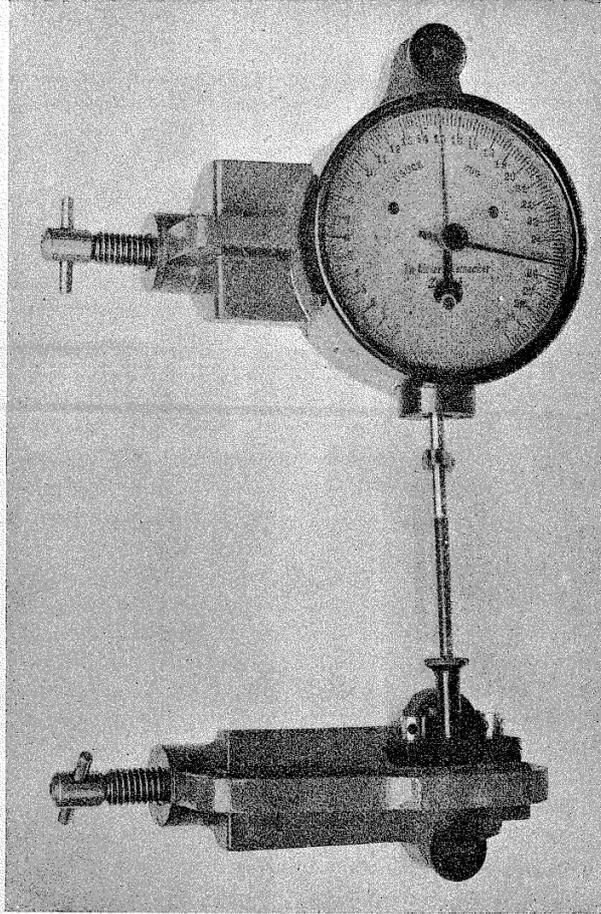


Fig. 7. — Mesure de la déformation locale variante de M. Ustéri.

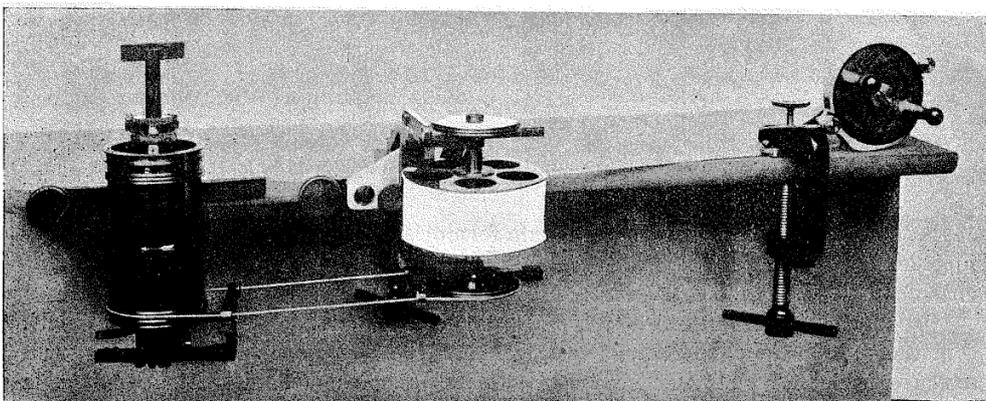


Fig. 8. — Enregistrement de déformation locale. Appareil de MM. Schröder Van der Kolk et Kist.

cédents, l'avantage d'être enregistreur : c'est celui de MM. Schroeder, van der Kolk et Kist, annoncé tout à l'heure. La disposition fondamentale est la même, sauf que les deux parties de l'appareil réagissent l'une sur l'autre par l'intermédiaire, non d'une tige comprimée, mais d'un ruban d'acier tendu. Un mérite de cette disposition est qu'au lieu de

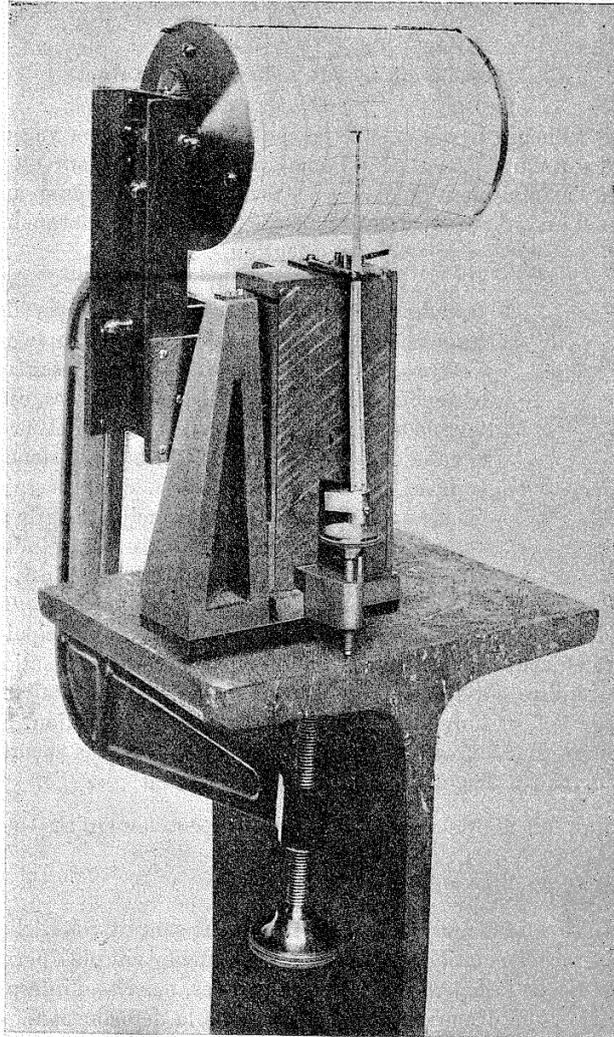


Fig. 9. — Enregistrement de déformation locale. Appareil de M. Mesnager.

se placer latéralement à la tranche de la pièce étudiée, comme la tige de mon appareil, ce ruban chevauche sur l'arête de la tranche, de sorte qu'il se rapproche davantage de la fibre extrême du métal. Le ruban agit par un crochet sur le petit bras d'un unique levier amplifiant 100 ou 150 fois et dont l'autre bout porte la plume enregistreuse. Les diagrammes sont, par suite, très petits, mais on peut les regarder à la loupe.

Un autre enregistreur de la déformation locale (fig. 9) est dû à M. Mesnager, ingé-

nieur des Ponts et Chaussées; l'amplification d'environ 1500 est obtenue par deux leviers successifs dont l'articulation est à lames flexibles et par conséquent ne comporte ni jeu ni frottement; chaque articulation se compose de deux lames d'acier mince orientées à angle droit. L'appareil est à l'essai et paraît devoir donner de bons résultats; en tous cas, il ne semble pas qu'on puisse obtenir une telle amplification par d'autres systèmes d'articulation que les lames flexibles.

II. — L'application de la méthode.

Je disais tout à l'heure que l'appareil usuel a été combiné en vue d'une manipulation rapide et de son emploi à un grand nombre d'exemplaires sur un même ouvrage. C'est qu'en effet l'emploi simultané de plusieurs appareils sur une même pièce constitue un moyen d'investigation nouveau, d'une puissance remarquable, sur laquelle il me paraît intéressant d'appeler votre attention.

Un appareil isolé mesure la variation de longueur relative en un point donné d'une tranche de la pièce; si l'on pose des appareils sur toutes les tranches d'une même section, par exemple sur les bouts des quatre ailes d'une barre de treillis à section en croix, on obtiendra des variations égales si la pièce est uniformément tendue ou comprimée suivant son axe et ne subit, en outre, aucune flexion; en général, cette circonstance, que le calcul suppose, ne se présentera pas, et la barre de treillis sera fléchie dans ses deux plans principaux: elle subira, en outre de la fatigue normale due à l'effort longitudinal, une fatigue secondaire due à ces flexions. Le calcul est, jusqu'à ce jour,

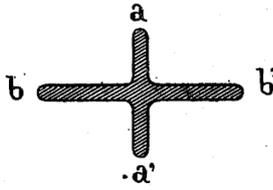


Fig. 10.

impuissant à déterminer ces suppléments de fatigue, qui malheureusement ne sont secondaires que de nom et dépassent même très souvent l'effort principal en valeur absolue. Or rien de plus facile, au contraire, que de faire cette détermination au moyen de l'expérience, c'est-à-dire d'assigner, dans la valeur de l'effort total mesuré sur une tranche, la part de l'effort longitudinal et des deux efforts de flexion. Si la section en croix est symétrique (fig. 10), et que les déformations mesurées soient a, a' sur deux ailes opposées, b, b' sur les deux autres, il est évident que l'effort principal est $\frac{a + a' + b + b'}{4}$ et que les efforts secondaires sont respectivement $\pm \frac{a - a'}{2}$ sur les deux premières arêtes, et $\pm \frac{b - b'}{2}$ sur les deux autres.

L'importance d'une telle analyse des efforts réels ne saurait vous échapper, car cette décomposition de la déformation totale en ses éléments simples permet d'abord de reconstituer exactement la figure des pièces déformées, ensuite d'interpréter les résultats de l'expérience, et de découvrir le mécanisme de la déformation.

Mais il y a plus encore: la même méthode permet de contrôler d'une manière aussi simple qu'indiscutable les principes mêmes qui servent de base à la théorie actuelle de la résistance des matériaux.

L'hypothèse fondamentale de cette théorie est, en effet, le postulat de Navier relatif à l'invariance de la forme plane des sections droites d'une pièce déformée. Or, si nous reprenons l'exemple de notre fer en croix symétrique, nous voyons que le losange formé en joignant les quatre sommets d'une section droite, s'il reste plan dans la déformation, restera un parallélogramme, ce qui exige que $a' + a = b + b'$. Si donc les quatre mesures faites sur les arêtes de la pièce vérifient cette relation, la déformation

satisfait au postulat de Navier; sinon, ce postulat est en défaut, et l'on connaît non seulement le sens, mais la valeur de l'erreur que son admission entraîne. C'est là un renseignement précieux à tous égards; car si personne ne se fait illusion au sujet de l'exactitude absolue du principe, personne non plus ne peut se flatter de connaître *a priori* le sens ni l'ordre de grandeur de l'erreur qui en résulte pour une application donnée.

Ce que je viens de dire d'une barre de treillis à section symétrique s'applique, bien entendu, à toute autre pièce, et quelle que soit sa forme; ainsi une pièce de pont, en plus de la flexion verticale qui est sa déformation principale, peut subir une flexion horizontale et une tension ou compression horizontale; des formules assez simples, généralisation des précédentes, permettent, dans tous les cas, l'analyse complète des efforts totaux, comme aussi la vérification du postulat fondamental.

Ainsi donc, pour l'étude de la déformation dans une section donnée, nous plaçons des appareils sur toutes les tranches de cette section. Il peut être utile d'en placer aussi sur les parties plates, par exemple sur la face dorsale des fers en \sqcup , car c'est indispensable pour apprécier l'importance d'une flexion secondaire de ces pièces dans un plan parallèle aux ailes; on y parvient en montant les griffes de l'appareil sur deux bouts, de cornière boulonnés sur le dos de l' \sqcup .

Sur une même pièce, il y a, en général, plusieurs sections à étudier; celles des extrémités présentent toujours un maximum de déformation, et il en existe quelquefois aussi dans des sections intermédiaires; par exemple, pour une pièce de pont, au droit des rails.

Telles sont, en abrégé, les règles actuellement pratiquées pour l'étude de la déformation, abstraction faite des causes qui la produisent. Mais ces causes sont multiples, et si celle qui est souvent la principale de toutes, — l'action des surcharges, — peut être produite et supprimée à volonté et, par conséquent, donner lieu à des mesures directes, il n'en est pas de même des autres: action de la charge permanente, des variations de température, du vent, etc., dont l'influence est loin d'être négligeable, et peut même, dans certains cas, surpasser celle des surcharges.

La charge permanente ne pouvant être supprimée, on mesure ses effets par des méthodes indirectes, qui sont au nombre de deux.

La première est celle que j'appelle *méthode du train d'épreuve proportionnel*. — Supposez qu'on amène sur le tablier à expérimenter un train dont le chargement soit réparti de telle sorte qu'il soit, pour chaque mètre de longueur de tablier, la moitié du poids de la partie correspondante de la charpente métallique; évidemment, la déformation accusée pendant cette expérience par un appareil placé en un point d'une maîtresse poutre sera la moitié de la déformation due, en ce point, à la charge permanente. En pratique, on emploie presque toujours une surcharge à peu près uniformément répartie, une série de wagons semblables chargés de même; et on multiplie la déformation mesurée par le rapport du poids du tablier à celui du train.

La seconde méthode, que nous appellerons *méthode des lignes d'influence expérimentales*, consiste à déterminer d'abord la ligne d'influence de chacune des déformations à mesurer. A cet effet, on fait circuler sur le tablier une machine de type ramassé, comme celles qui sont employées aux manœuvres de gares; suffisamment assimilable, par conséquent, à une surcharge concentrée (étant donné que la détermination des effets de la charge permanente n'a d'intérêt que pour les maîtresses poutres d'ouvrages d'une certaine ouverture). Cette ligne obtenue, on en déduit la déformation due à la charge permanente, en faisant la somme des poids des tronçons successifs du tablier multipliés par les ordonnées correspondantes de la ligne d'influence.

Ces deux méthodes ne seraient applicables ni aux poutres de très petite portée, ni

aux pièces de pont et longerons; mais pour ces pièces légères, l'effet de la charge permanente, bien que non absolument négligeable, est toujours assez faible pour qu'il n'y ait aucun intérêt à le contrôler.

L'effet des variations de température ne peut être mesuré qu'au moment où elles se produisent; de plus, la fatigue qu'on a en vue de déterminer n'est pas proportionnelle à la déformation réelle accusée par les appareils, mais, en quelque sorte, à la déformation latente ou empêchée. On doit alors, à côté de l'appareil local donnant la déformation réelle D , placer un thermomètre de contact qui accusera la variation de la température θ du métal au même point; si δ est le coefficient de dilatation du métal, la fatigue due à cette variation sera proportionnelle à $\delta \theta - D$, les déformations étant comptées positivement dans le sens où la variation θ tend à les produire.

Les variations de flèche dues aux changements de température qui peuvent se produire, surtout par l'effet du rayonnement, dans certaines parties des ouvrages, ont souvent une amplitude comparable aux flèches produites par les charges. C'est une cause d'erreur fréquemment oubliée dans la mesure des flèches qui accompagnent les épreuves par poids mort, et qui a une grande importance quand ces épreuves durent longtemps, ce qui est le cas général.

Pour le même motif, on doit bien se garder de procéder par voie de nivellement (indépendamment du manque de précision que cette méthode comporte en elle-même) à la vérification quinquennale, prescrite par le règlement, des variations possibles de la flèche due à la charge permanente; l'effet de la température étant impossible à éliminer, à cause de sa complexité, on ne peut obtenir de résultat sérieux que par les deux méthodes indirectes, mais précises, indiquées ci-dessus. Seulement, on peut se demander quel est, dans ces conditions, l'intérêt de la vérification prescrite. Évidemment, elle ne se distingue pas de celle de la flèche due à une surcharge déterminée, par exemple à un train d'épreuve, toujours le même, dont on prendrait le diagramme tous les cinq ans.

Les effets du vent figurent dans le règlement de 1891 parmi ceux dont les ingénieurs doivent tenir compte, en suivant des règles déterminées. Il est donc à propos de les expérimenter aussi. On ne peut le faire, en général, à point donné, lorsque le vent se produit, faute d'installations préparées d'avance. Mais on peut soumettre la charpente métallique à des efforts extérieurs reproduisant approximativement ceux que le vent peut exercer, soit en vraie grandeur, soit à échelle réduite. Le meilleur procédé est d'opérer une traction transversale avec une série de câbles attachés chacun à un montant, et actionnés par des chèvres chargées de poids. La première application de cette méthode a été faite, en 1899, à l'École des chemins de fer de Versailles, sur les tabliers des ponts démontables du Génie militaire. Elle présente un intérêt capital pour l'épreuve des ponts suspendus et des transbordeurs, ouvrages dans lesquels les efforts les plus dangereux sont produits par le vent, et qu'il serait peu prudent, à mon avis, de ne pas soumettre à cette vérification, maintenant qu'on peut la faire, avant de les mettre ou de les maintenir en service.

Pour compléter ce qui se rattache à la description des procédés opératoires, j'ai maintenant un mot à dire du choix des surcharges. Pour les ponts sur rails, la composition des trains d'expérience devra, le plus souvent, être celle que le règlement prescrit pour les épreuves réglementaires. Mais à l'égard des ponts-routes, l'emploi des surcharges prévues par le règlement présente de sérieux inconvénients, que je tiens à vous signaler.

D'abord, en ce qui concerne les charges roulantes, la charge par roue, qui atteint 5 500 kilogrammes, dépasse la résistance d'une chaussée neuve, et de bien des chaussées déjà

assises; le pavage ou l'empierrement est donc généralement à refaire après les épreuves. D'autre part, avec le grand nombre de chevaux et de conducteurs qui sont nécessaires sur les grands et moyens ouvrages, on ne peut régler ni l'espacement, ni la vitesse, ni même le parcours des chariots; les conditions de surcharge sont donc très mal définies et, par suite, les valeurs des déformations mesurées ne signifient pas grand'chose. Aussi l'usage s'est-il répandu de remplacer ces véhicules incommodes et d'allure désordonnée par des rouleaux compresseurs à vapeur, qui ne présentent pas les mêmes inconvénients, car on les fait marcher à peu près à volonté, comme des locomotives sur rails.

Pour les charges mortes, bien que le règlement ne stipule rien quant à la manière de les réaliser, comme il en fixe le taux par mètre carré et qu'il prescrit de les répartir uniformément, il s'ensuit qu'on ne peut, comme pour les ponts sous rails, se servir de la surcharge roulante elle-même; on est forcé d'y employer du sable en sacs ou en vrac, des pavés, des rails, etc., bref des matériaux qu'il faut poser et enlever à la main. L'opération dure plusieurs heures pour un tablier de moyenne longueur. Pendant ce temps, la température varie et cause des déformations comparables à celles que doit produire la surcharge; les résultats des mesures sont donc grossièrement inexacts, et c'est là l'explication, longtemps cherchée, des discordances vraiment surprenantes qu'a toujours fait ressortir la comparaison des procès-verbaux officiels d'épreuve de ponts-routes. L'heure est venue de réformer ce fâcheux usage et, sans attendre que ce règlement soit à son tour révisé, comme l'ont été les précédents, de l'interpréter dans le sens de la raison et du progrès, en faisant les épreuves par poids mort avec ces mêmes rouleaux compresseurs à vapeur, d'une manœuvre si facile et si précise.

Dans le même ordre d'idées, la réduction de la durée des stationnements dans les épreuves avec véhicules est un autre léger changement que l'Administration a sagement pris l'habitude de tolérer; la durée réglementaire d'une demi-heure est excessive; pour lire les appareils, cinq minutes en moyenne suffisent, et il vaut mieux employer le reste du temps dont on dispose à multiplier les stationnements et les mesures, dût-on répéter plusieurs fois chacune d'elles, qu'à prolonger une première opération sans recueillir aucun renseignement nouveau. Ici encore, on peut procéder par voie d'interprétation du texte réglementaire et réaliser en plusieurs fois, au lieu d'une seule, la durée totale prévue pour le stationnement. (*Applaudissements.*)

Voilà donc les mesures faites, les diagrammes relevés. Comment faire sortir de ce stock de faits, généralement très nombreux, les conséquences intéressantes qu'il renferme quant à la manière dont se comporte l'ouvrage étudié?

Il faut combiner les mesures entre elles avant de les comparer au calcul. Il y a pour cela plusieurs raisons.

D'abord, comme je l'ai dit, la comparaison des mesures faites dans chaque section permet l'analyse des efforts, la reconstitution du mécanisme de la déformation et la détermination de la figure des pièces déformées. Mais j'ajouterai qu'il y a beaucoup de cas dans lesquels le calcul est, en principe, inutile, et souvent même hors de propos: c'est, par exemple, quand il s'agit, — problème aussi grave que fréquent, — de *juger* un pont métallique dont la stabilité est mise en suspicion: cet ouvrage est construit, il existe; il s'agit, non de le projeter comme on le voudrait, mais de le connaître tel qu'il est. A quoi bon calculer ce qu'on peut mesurer? Pourquoi chercher à deviner ce qu'on peut voir?

La comparaison des déformations mesurées aux déformations calculées a sa raison d'être dans deux cas seulement: si l'on cherche le perfectionnement des méthodes de calcul, ou si l'on veut discuter l'application des limites imposées par le règlement à la fatigue des matériaux. Quand on est ainsi conduit à faire cette comparaison, toujours

scabreuse (vous allez voir pourquoi), voici les difficultés auxquelles on se heurte et sur lesquelles je ne saurais trop attirer votre attention.

Le règlement impose diverses limites à la fatigue du métal. Mais que signifient ces limites? A quoi s'appliquent-elles? Serait-ce à la fatigue réelle, à la valeur locale de la déformation accusée par un appareil? J'affirme que c'est impossible, et voici pourquoi.

A l'époque où a été préparé le règlement, -- non pas seulement le règlement de 1869, qui le premier a fixé ces limites, non pas même celui de 1877, qui ne les a pas modifiées, mais le dernier règlement, celui de 1891, -- il n'était pas encore question de mesurer la déformation locale: les appareils en usage permettaient tout au plus de mesurer assez péniblement la déformation moyenne dans une section; en tous cas, ces mesures étaient peu répandues, et on commençait à peine à entrevoir les différences énormes de la fatigue réelle en des points où le calcul lui assigne la même valeur. L'expression « travail du métal » employée dans le règlement ne peut donc s'appliquer qu'au travail tel qu'on le connaissait à cette époque, c'est-à-dire au travail théorique, obtenu par les procédés de calcul en usage; c'était bien ce travail-là dont la limitation ressortait de la pratique des constructeurs, c'est donc lui seul qui est visé dans le règlement, lui seul qui est astreint à des limites diverses suivant la nature du métal et la fonction des pièces.

Lors donc qu'on calcule la fatigue d'une barre de treillis par les procédés usuels, c'est-à-dire, sans tenir compte, — et pour cause, — des flexions secondaires, le chiffre obtenu est justiciable du règlement: il doit être inférieur, sauf tolérance, à 6 kilogrammes et demi ou 8 kilogrammes et demi par millimètre carré, suivant qu'il s'agit de fer ou d'acier, limites qui se modifient d'ailleurs suivant la fonction des pièces de la charpente, la portée des poutres, etc. Mais si l'on mesure la fatigue locale réelle d'un point d'une tranche de cette même barre, le chiffre trouvé n'est pas justiciable du règlement; prétendre le restreindre aux limites ci-dessus, ou même simplement l'y comparer, serait commettre une grave erreur de méthode.

Au surplus, le terrain même sur lequel se place aujourd'hui l'expérimentation est inaccessible, inabordable même, au calcul usuel: sur les quatre ailes de notre barre en croix, nos quatre appareils nous donnent quatre déformations distinctes, dont les écarts sont de même grandeur qu'elles, souvent même plus grands (car on observe fréquemment le renversement du sens de déformation prévu sur une ou deux arêtes) alors que, *par hypothèse*, le calcul usuel n'admet qu'une seule et unique valeur pour ces quatre quantités. Laquelle d'entre elles comparerons-nous au chiffre calculé? Sera-ce la plus grande valeur absolue? Rien ne justifierait ce choix. Sera-ce leur moyenne? Soit. Mais quand nous passerons d'une section à une autre dans la même pièce, et surtout d'une pièce à une autre dans le même panneau, cette moyenne expérimentale va elle-même varier, alors que, *toujours par hypothèse*, la valeur calculée demeure immuable.

Me direz-vous, Messieurs, que l'on doit compléter le calcul usuel, le pousser plus avant en tenant compte des efforts secondaires, et alors seulement faire l'application des limites réglementaires à la fatigue théorique plus exactement calculée, devenue très voisine de la fatigue réelle? A cela je répondrais que cette manière d'appliquer le règlement en serait la violation flagrante, car il n'a pu viser des modes de calcul qui n'existaient pas lors de sa rédaction, qui même n'existent pas encore aujourd'hui, dix ans plus tard.

Concluons donc sans plus de discussion, — car maintenant je ne crains que d'y avoir trop longuement insisté, — que la déformation mesurée ne peut se rapprocher *de plano* de la déformation calculée par les procédés usuels, qu'elle ne peut être astreinte, ni même comparée aux limites réglementaires en vigueur. Mais alors, quelle limite et quel terme de comparaison convient-il donc d'adopter à son usage? Sur ce point, Messieurs, si les règlements sont muets, le sens commun parle et il nous dit que la limite à assi-

gner à la déformation réelle est la limite d'élasticité de la matière. (*Applaudissements.*)

Cette déclaration n'est pas aussi hardie qu'elle peut, qu'elle doit le paraître, de prime abord, aux personnes qui, n'étant pas au fait des résultats de l'expérimentation, ne soupçonnent pas l'ordre de grandeur des écarts entre la déformation réelle locale et la déformation théorique, dans les ouvrages des types les plus courants, dans les tabliers les plus largement calculés et les plus solides en service. Ces personnes sont naturellement portées à regarder comme une anomalie, — et presque à attribuer à quelque vice de construction les renversements du sens de l'effort local et bien d'autres écarts énormes dont je parlerai tout à l'heure, écarts qui résultent simplement, — je puis l'affirmer en pleine connaissance de cause, — de la disposition des pièces et du jeu régulier des forces élastiques sous l'influence des causes multiples qui provoquent la déformation.

C'est le grand nombre de ces causes, comparé au petit nombre de celles dont tient compte le calcul usuel, qui achève d'expliquer, — après l'insuffisance *analytique* des méthodes de ce calcul, — l'énormité de la marge réservée entre les limites réglementaires et la limite d'élasticité. Cette marge mesure, à proprement parler, la supériorité de la méthode expérimentale sur la méthode analytique, en l'état actuel de nos connaissances; en effet, — est-il besoin de le dire? — toutes les causes de déformation sont accessibles à l'expérience. En outre des effets de la surcharge, de la charge permanente et des variations de température, l'expérimentation nous révèle ceux de la vitesse des surcharges, c'est-à-dire les effets dynamiques, dont l'importance est, comme vous le verrez, si grande dans les petits ouvrages et les pièces sous voies : la proportion de ces effets à la déformation statique se relève sur les diagrammes enregistrés; c'est le rapport, à la flèche moyenne, de la vibration qui s'y superpose. Au surplus, lorsque toutes les causes de déformation sont réunies, soit par l'addition de leurs effets mesurés séparément, soit, ce qui vaut mieux, par une expérience d'ensemble judicieusement combinée, la déformation mesurée en un point mérite bien le nom de *déformation totale*, car la Nature, Messieurs, n'a pas de ces absences qui peuvent échapper dans un calcul, dans une théorie analytique, et aucune des causes de déformation mises en jeu ne saurait *oublier d'agir* pendant qu'on procède aux mesures. (*Applaudissements.*)

Je me bornerai là dans mes explications sur la manière d'opérer, bien que le sujet comporte assurément beaucoup plus de détails, car j'ai hâte d'aborder la partie vraiment neuve, la partie principale de mon sujet, qui est l'exposé rapide des principaux résultats obtenus à ce jour par la méthode expérimentale.

III. — Résultats actuels de l'expérimentation.

Ces résultats sont extrêmement nombreux, car des expériences ont été faites, comme je le disais tout à l'heure, de bien des côtés à la fois depuis une dizaine d'années; ils sont tellement multipliés et divers qu'on est embarrassé pour les coordonner et les classer : la difficulté vient de ce que, nécessairement, on n'a pu opérer suivant un ordre rationnel et logique; c'était impossible, car les ingénieurs qui ont organisé des expériences étaient généralement les ingénieurs chargés des services de construction et surtout d'entretien, qui avaient soit à établir, soit à surveiller, réparer et reconstruire les ouvrages sous leur dépendance; par conséquent les épreuves d'ouvrages neufs ou réparés, les auscultations d'ouvrages discutés étaient évidemment toutes imposées par les circonstances et les incidents journaliers du service et il ne pouvait être question de les diriger dans leur succession d'une façon rationnelle pour élucider et approfondir telle ou telle question théorique ou pratique.

On conçoit que c'est seulement après un certain nombre d'années, après avoir réuni

assez péniblement des documents de provenances très disparates, qu'on est arrivé à posséder un stock de faits pouvant se comparer, s'éclaircir mutuellement, et permettre une discussion approfondie de certains sujets; on arrive enfin à y voir clair et il devient possible de faire un classement logique des faits et d'en déduire les lois qui, comme vous le verrez, sont aussi importantes qu'elles sont quelquefois inattendues, bien que toujours faciles à expliquer... une fois qu'on les connaît.

Quel procédé suivre pour ce classement? C'est pour ainsi dire une classification naturelle des ponts métalliques. J'adopterai ici une sorte de méthode dichotomique : je vais considérer successivement chacun des caractères les plus importants que peut présenter la structure d'un tablier au point de vue de la déformation, et chaque fois, l'en-

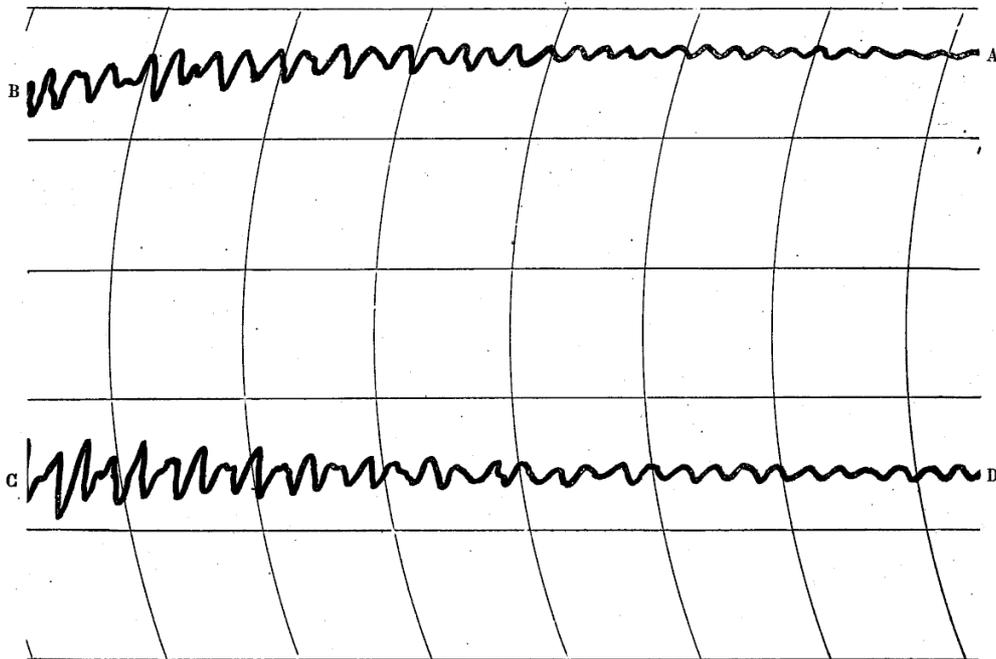


Fig. 11. — Pont des Saints-Pères. Flèche enregistrée sous la circulation ordinaire. Échelle agrandie.
Le diagramme est continu suivant A B C D.

semble des ponts existants se trouvera divisé en deux catégories opposées l'une à l'autre par la présence ou l'exclusion de ce caractère. Je commencerai par les caractères constructifs qui se traduisent par les différences les plus faciles à apercevoir dans le mode de déformation révélé par l'expérience.

Lorsqu'on examine l'ensemble des résultats obtenus jusqu'à ce jour et principalement lorsqu'on rapproche les diagrammes d'enregistrement, qui sont les plus suggestifs de ces documents, on est frappé d'abord par la différence qu'il y a entre le diagramme d'un *pont-route* et le diagramme d'un *pont sous rails*; ces diagrammes ne se ressemblent pour ainsi dire en aucune façon.

Voici, par exemple (fig. 11), un diagramme relevé sur un arc du pont des Saints-Pères, à Paris, pendant la circulation ordinaire des omnibus, voitures et piétons. Vous voyez qu'à la flèche, variant lentement, se superposent des oscillations qui ne s'arrêtent

jamais et qu'on sent d'ailleurs en passant sur le pont; elles sont parfaitement isochrones, — quatre par seconde, — et on peut le vérifier en écoutant près d'une culée, sur le quai, le craquement des bois; la forme de ces vibrations est régulière, sinusoïdale; leur amplitude varie, comme celle de la flèche, suivant les interférences des surcharges. Tous les ponts-routes ont des diagrammes analogues qui ne diffèrent essentiellement et ne sont caractérisés que par la période des oscillations et l'amplitude maxima de la flèche moyenne.

Au contraire, prenez le diagramme du pont d'Asnières au passage d'un express (fig. 12) : vous avez une série de ressauts très brusques, — comme ceux d'une signature nerveuse, — se succédant sans aucune périodicité : la flèche proprement dite va d'abord constamment en augmentant, puis constamment en diminuant, et le diagramme se termine par quelques oscillations qui s'éteignent très vite. Vous voyez quelles différences présentent

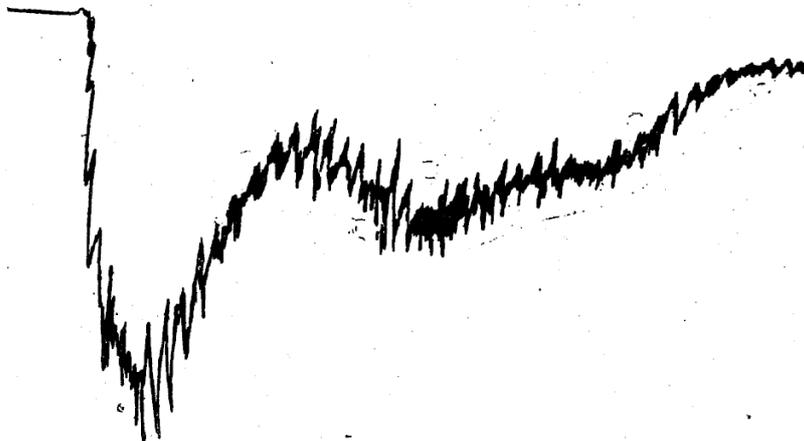


Fig. 12. — Pont d'Asnières. Flèche enregistrée au passage d'un express.

ces deux diagrammes : l'explication s'en trouve sans beaucoup de peine. Quelle différence y a-t-il dans le mode d'action de la surcharge entre un pont-route et un pont sous rails? C'est que dans le pont-route, la surcharge est une faible partie de la charge permanente, qu'elle roule avec peu de vitesse et par conséquent sans chocs sensibles; le tablier y change lentement de position moyenne en oscillant élastiquement suivant une période qui lui est propre (celle du *son fondamental* qu'il est susceptible de rendre); l'amplitude de ces vibrations est surtout affaire d'interférences. Dans le pont sous rails, au contraire, la surcharge est toujours importante et sa grande vitesse détermine des chocs intenses produisant l'altération brusque de la flèche, sans périodicité réelle, mais au moment même de ces chocs. Pour le pont-route, c'est le tablier qui donne son caractère au diagramme; pour le pont sous-rails, c'est le train. (*Applaudissements.*)

Ces observations, très simples et absolument intuitives, sont pleines d'enseignement, car elles permettent de préciser la cause différente qui augmente le plus la fatigue dans chacun des deux systèmes. Dans le pont de chemin de fer, c'est l'intensité des chocs, dans le pont-route, c'est leur périodicité, leur rythme. Ici l'allure cadencée d'un cheval, le passage des roues sur des rangées de pavés régulières, fait sans importance en soi, devient un danger s'il crée un rythme et si ce rythme est en concordance, en consonance avec le rythme du pont lui-même, parce qu'alors la répétition renforce les vibrations comme le sonneur met la cloche en branle.

Ce n'est pas là une hypothèse gratuite; elle est corroborée par les faits. J'ai d'abord à invoquer les expériences de M. Deslandres, ingénieur des Ponts et Chaussées, antérieures aux miennes, sur un pont vicinal, à Pontoise, ouvrage très léger d'ailleurs. Il est arrivé qu'en faisant circuler une voiture vide avec une certaine vitesse déterminée par tâtonnements, les oscillations ont porté la flèche totale à une valeur beaucoup plus forte que les surcharges d'épreuve réglementaires.

Parmi les expériences auxquelles j'ai participé, il y a un exemple très intéressant, c'est celui du pont Jean-François-Lépine, dont voici le diagramme (fig. 13); ce pont, construit par la Ville de Paris au-dessus de la ligne du Nord, à la Villette, a 40 mètres de portée, 15 mètres de largeur et est pourvu de voûtins en briques qui le rendent très massif et très raide. On a fait les épreuves avec deux rouleaux compresseurs de 30 tonnes chacun. L'un d'eux passant sur le pont, on a obtenu le diagramme que voici :



Fig. 13. — Pont J.-F. Lépine. Passage d'un rouleau compresseur de 30 tonnes.

On a eu ensuite l'idée de faire circuler au pas gymnastique seize hommes (fig. 14) d'un poids total d'environ une tonne, et la flèche maxima due aux vibrations a été supérieure à celle que produisait le rouleau. Avec quelques hommes de plus et une vitesse de marche convenablement déterminée on eût produit peut-être une flèche dangereuse. Il y a donc danger sur les ponts-routes, quelle que soit la force de leur constitution, à provoquer des chocs rythmés, même avec des surcharges très légères.



Fig. 14. — Pont J.-F. Lépine. Passage de 16 hommes au pas gymnastique.

Ce danger n'existe pas sur les ponts de chemin de fer; c'est l'intensité du choc qui est à redouter sur ces ouvrages. Elle dépend évidemment du poids de la partie choquante, c'est-à-dire de l'essieu avec sa paire de roues, qui sont séparées du reste de la caisse par des ressorts; on ne peut guère diminuer le poids des essieux et des roues pour soulager les ponts métalliques; on ne doit pas non plus amoindrir, dans le même but, la vitesse des trains; cela se fait en Hollande, mais on y est sur le point de supprimer cette réglementation surannée, incompatible avec les exigences de la circulation moderne.

Par quel procédé doit-on donc réduire le danger des chocs sur un pont métallique de chemin de fer? Pour résoudre ce problème, il faut voir à quoi tiennent ces chocs, quelles sont les causes qui les produisent avec le plus d'intensité. A cette question épineuse, contre laquelle la théorie s'escrime sans aucun succès depuis un demi-siècle, les diagrammes d'enregistrement fournissent une réponse aussi nette qu'intuitive: parmi les causes très nombreuses qui peuvent augmenter l'importance des chocs, il y en a deux et deux seulement qui méritent d'être prises en considération: ce sont, en premier lieu, les joints des rails, en second lieu les méplats des bandages des roues. Toutes les autres causes imaginables: mouvements des bielles des machines, chargement des wagons, nature de ce chargement; espacement des essieux, diamètre des roues, force des ressorts, etc., etc., tout cela n'a qu'une importance absolument secondaire et la dynamique des ponts métalliques se résume dans ces deux causes: les joints des rails et les méplats des roues.

En ce qui concerne les joints des rails, le fait est connu depuis longtemps: M. Considère a démontré par une expérience ingénieuse que les chocs aux joints peuvent attein-

dre une intensité considérable, intensité qu'il a évaluée; mais il est encore plus instructif peut-être de les voir *se figurer* sur un diagramme qui permet de mesurer exactement, à simple vue, l'amplitude des déformations supplémentaires produites par ces chocs; cela est plus intéressant encore lorsque, au lieu d'opérer avec une petite vitesse du papier enregistreur, on accélère la rotation du cylindre; on distingue alors les vibrations qui se produisent à l'instant même du choc.

Je me suis proposé de déterminer l'augmentation de fatigue qui peut résulter de la présence d'un joint de rail sur un pont de chemin de fer; j'ai fait à ce sujet, en 1892, une série d'expériences sur un ouvrage de 4 mètres, le viaduc de Méautis près de Carentan (ligne de Carentan à Carteret). Il fallait choisir un pont de petites dimensions, pour rendre plus sensible l'effet des chocs qui est en raison inverse de la masse choquée. On a fait passer sur ce pont une même machine à des vitesses croissantes, jusqu'à 80 kilomètres à l'heure: on a placé les rails de façon à créer un joint au milieu de la portée; on a fait varier l'ouverture de ce joint depuis 0 jusqu'à 3 centimètres, et enfin on l'a entièrement supprimé par l'emploi d'un rail unique de grande longueur; on a ainsi complètement élucidé l'effet de ce joint, et voici quel a été le résultat.

Avec un joint d'ouverture normale placé au milieu de la portée du tablier de 4 mètres et une vitesse de 80 kilomètres, la flèche statique était triplée; en réduisant l'ouverture du joint à zéro, la flèche statique était encore doublée; au contraire, en augmentant beaucoup l'ouverture du joint, en la portant à 2 ou 3 centimètres, on est arrivé à quintupler la flèche statique. Ces proportions n'ont pas une précision mathématique, mais en pareille matière elles suffisent, car c'est déjà beaucoup que de connaître l'ordre de grandeur du phénomène. On peut en conclure qu'il y a intérêt, sur un tablier donné, à réduire l'ouverture des joints pour atténuer l'effet du passage en vitesse, et même à supprimer ces joints lorsque cela est possible.

J'en ai conclu qu'il est à conseiller de réduire, de supprimer même complètement les joints sur les ponts métalliques, et le jour où l'on pourra les souder, ce sera, je crois, une chose très opportune. Ce qui est toujours avantageux, c'est de placer sur les tabliers des rails du plus long échantillon qu'on possède, pour réduire le nombre des joints; il est utile que ces rails dépassent notablement les petits tabliers des deux côtés: un choc aux joints extrêmes, à 2 ou 3 mètres en dehors du tablier, a une action sur la flèche qui se produit en même temps au milieu de la portée.

On a objecté à cette réduction de l'ouverture des joints la nécessité du jeu qui doit parer aux variations de température du rail; cette objection n'est que superficielle, car si les rails s'allongent, il en est de même du tablier métallique, et, par conséquent, il y a compensation. Y a-t-il compensation complète? En principe, non, car les rails s'échauffent plus rapidement que les poutres, plus massives, du moins par le rayonnement solaire; mais une expérience très suivie que j'ai fait faire au viaduc de la Soulevre (ligne de Vire à Saint-Lô) a montré que, par les variations de température les plus considérables de l'été, l'ouverture totale des joints du tablier était pratiquement invariable. Concluons-en qu'il est possible de réduire presque à zéro, soit à 1 millimètre, l'ouverture des joints de rails sur les tabliers métalliques et qu'on réduira ainsi la fatigue considérable que le choc des roues peut produire au passage de ces joints. (*Applaudissements.*)

Voici une série de diagrammes obtenus au passage d'un joint de rails sur le viaduc d'Argenteuil (fig. 15). La flèche enregistrée est celle d'une pièce de pont. La surcharge était un train remorqué par la machine Heilmann, locomotive électrique ayant deux groupes de quatre essieux très rapprochés. A faible vitesse, on obtint, vous le voyez, un diagramme en dos de chameau dont les deux bosses représentent le passage successif des deux groupes d'essieux; au passage en grande vitesse, on eut, au contraire, ce dia-

gramme en hérissos qui ne ressemble en rien au premier; là où il y avait des oscillations insensibles, nous avons des oscillations aussi grandes que la flèche. La fatigue de la pièce s'est trouvée doublée par ces vibrations.

Il a également été pris un diagramme sur le longeron et ce diagramme est très significatif (fig. 16) : après la machine, il est passé une série de wagons formant le reste

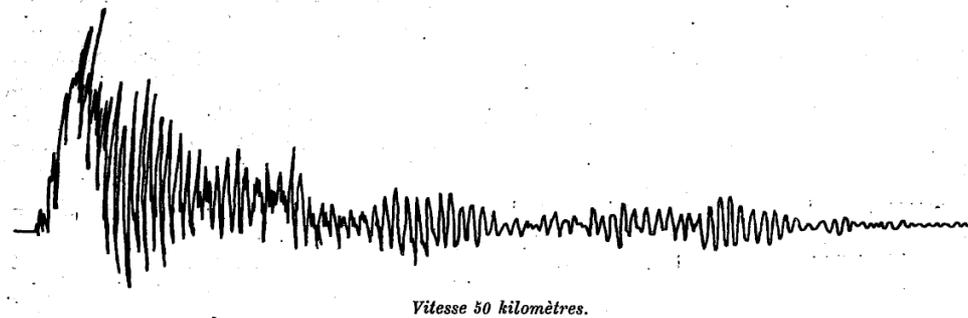
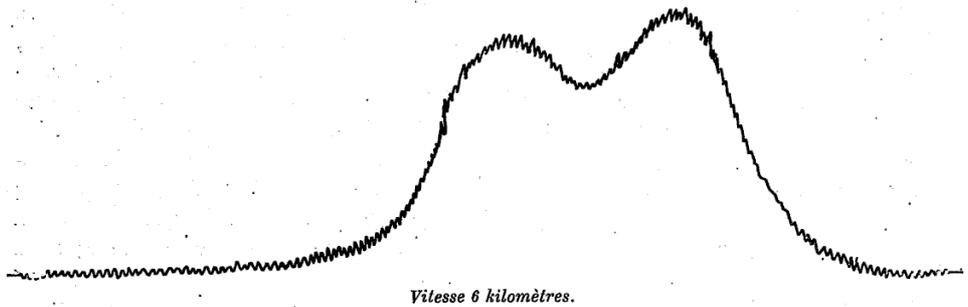


Fig. 15. — Pont d'Argenteuil. Flèche propre d'une pièce de pont.



Fig. 16. — Pont d'Argenteuil. Flèche propre d'un longeron.

du train; la flèche est presque nulle, mais de temps en temps, à des intervalles à peu près réguliers qui correspondent à un parcours d'environ trois mètres, espacement des essieux, vous voyez une ligne verticale qui vient couper la ligne horizontale et nous représente le choc d'une roue sur le joint; il y avait donc là une augmentation subite et énorme des efforts exercés sur le longeron. Voilà, avec cent autres diagrammes analogues que je possède, la démonstration de l'intensité des effets que produisent les joints de la voie.

J'arrive à la question du méplat des bandages de roues, qui était un peu moins connue avant d'être soulevée d'une façon imprévue par une de nos expériences. Nous faisons les épreuves d'un petit viaduc de 5 mètres appartenant au réseau de l'Eure, récemment incorporé à celui de l'Ouest; les ouvrages métalliques de ce réseau local

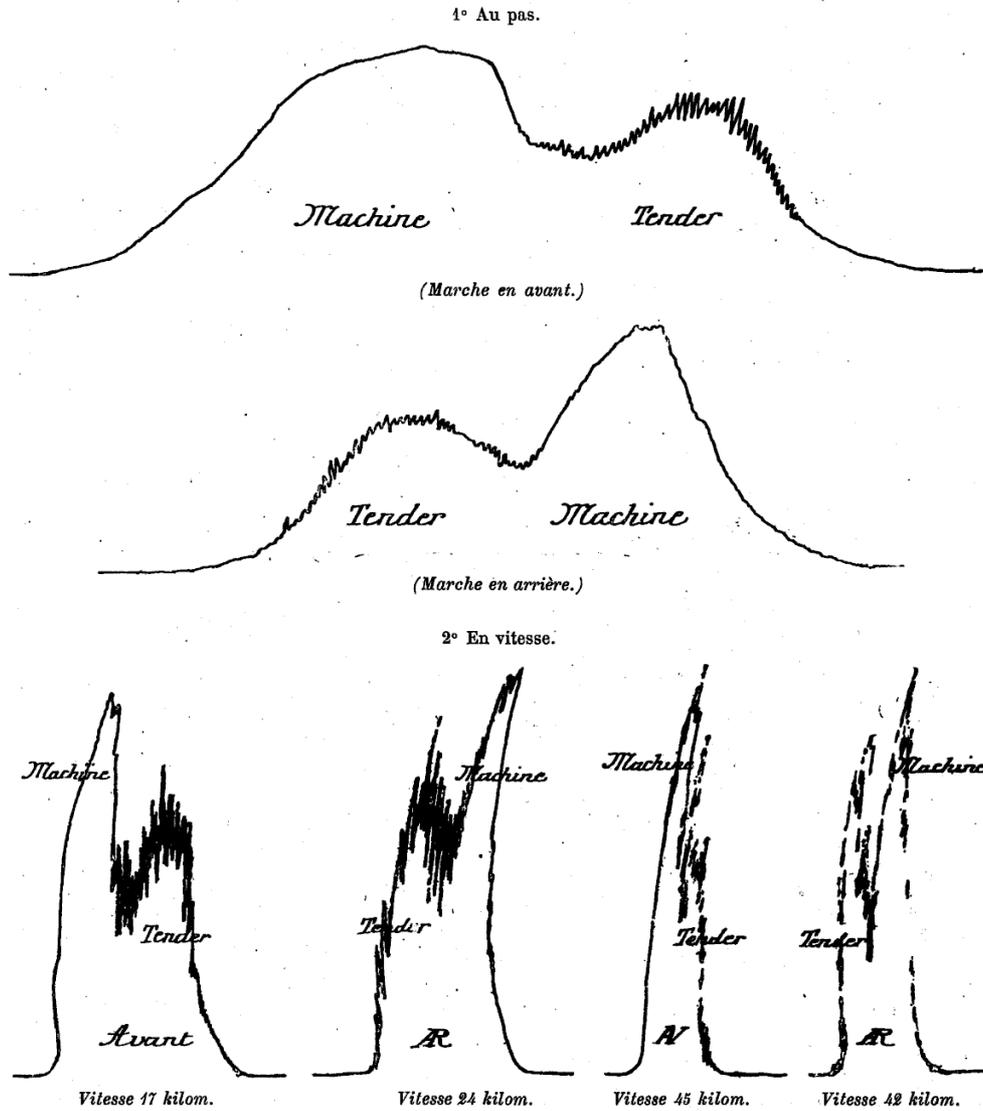


Fig. 17. — Pont de la Vérone. Effet d'un méplat de roue.

avaient été calculés légèrement, je veux dire de façon à alléger leur charpente tout en respectant les limites réglementaires, ce qui prouve, en passant, l'existence d'une certaine souplesse dans les méthodes de calcul usuelles. Au passage du train d'épreuve, composé d'une machine et d'un tender, voici le diagramme qu'on a obtenu (fig. 17) : pendant le passage de la machine, à peu près aucune vibration; aussitôt que le tender est

entré sur le tablier, vibrations très accentuées; au passage en sens inverse, le phénomène s'est renversé. En faisant croître la vitesse de 3 à 4 kilomètres à l'heure jusqu'à 45 et 50, la machine a produit une flèche peu variable, toujours sans vibrations; au contraire les vibrations sous le tender ont augmenté constamment à tel point que la flèche totale due au tender, vibrations comprises, a fini par dépasser celle de la machine dont le poids, pourtant, était double de celui du tender. En examinant les roues du tender, on y trouva un méplat unique peu accentué.

Vous voyez que, néanmoins, la présence de ce méplat avait doublé la fatigue du métal.

A l'occasion de cette découverte imprévue, j'ai pris des renseignements sur les effets des méplats de roues dans l'entretien des voies et j'ai su que plusieurs Compagnies avaient relevé des exemples de rails brisés par cette seule cause. Ainsi une machine faisant le voyage de Paris à Limoges, a cassé dans une nuit, 100 rails d'un côté de la voie, et, le lendemain, en revenant, 50 rails de l'autre côté; l'une des roues avait un fort méplat. Vous jugez sans peine de l'intensité que peuvent atteindre ces chocs : il est évident qu'ils peuvent nuire beaucoup aux tabliers métalliques.

Le remède consiste à vérifier les roues périodiquement, à les faire tourner sur leur essieu en enregistrant le profil des bandages; on reconnaît immédiatement un méplat qui dépasse une flèche déterminée et on envoie la roue sur le tour. (*Applaudissements.*)

Telles sont les lumières jetées par l'expérience sur la distinction établie ci-dessus entre les ponts-routes et les ponts sous rails, c'est-à-dire entre les tabliers qui vibrent élastiquement et ceux qui ont des oscillations brusques.

On peut établir, entre les tabliers, d'autres distinctions presque aussi importantes, et celle que je veux placer en seconde ligne est la distinction entre les *grands tabliers* et les *petits tabliers*. Il était probable, *a priori*, que les grands tabliers devaient subir beaucoup moins que les petits les effets dynamiques engendrés par la vitesse de la surcharge, et c'est ce que l'expérience a confirmé. Toutes choses égales d'ailleurs (ces choses sont ici la fonction de la pièce étudiée, l'espacement et l'ouverture des joints de rails, la composition du train d'épreuve, l'état de ses roues, enfin la fatigue théorique de la pièce au passage de ce train), la fatigue réelle due à la surcharge, sous une vitesse de 60 à 80 kilomètres, est fonction rapidement décroissante de la portée de la pièce.

Pour indiquer avec un peu plus de précision la loi de cette décroissance, il faut évidemment, d'après ce que j'ai dit des joints de rails et des méplats de bandages, préciser d'abord les conditions d'établissement de la voie et des roues. Supposons que ces conditions sont celles d'un bon état d'entretien, d'après les règles que j'ai posées ci-dessus, c'est-à-dire qu'on a adopté des rails d'au moins 12 mètres de longueur, réduit les joints à 1 millimètre sur le tablier et qu'on veille à la mise hors service des roues présentant des méplats d'un effet appréciable.

Dans ces conditions, la fatigue maxima due au passage du train en grande vitesse est égale à la fatigue maxima due au passage sans vitesse, augmentée d'environ 50 p. 100 pour 4 mètres de portée, 20 p. 100 pour 8 mètres, 10 p. 100 pour 12 mètres. On peut admettre que, la portée tendant vers zéro, le taux de majoration tend vers 100 p. 100; cela est d'accord avec les indications de la théorie, d'après lesquelles l'effet d'une charge vive (agissant toutefois sans choc) a pour extrême limite le double de l'effet de la même charge morte.

Au contraire, si la portée croît indéfiniment, il est clair que le taux de la majoration tend vers zéro.

L'examen des innombrables diagrammes que j'ai entre les mains m'a conduit à le représenter approximativement, par la formule

$$m = \frac{1}{1 + \left(\frac{L}{4}\right)^2},$$

L étant la portée exprimée en mètres.

Une autre distinction très importante peut être faite entre les tabliers métalliques, suivant qu'ils possèdent ou non une *superstructure maçonnée*, j'entends par là, par exemple, les voûtins en briques qu'on emploie assez généralement dans les ponts-routes, quelquefois dans les ponts de chemin de fer, pour supporter la chaussée ou le ballast. Ces voûtins, on le sait depuis longtemps, augmentent la résistance du tablier.

Dès 1871, dans un mémoire inséré aux *Annales des Ponts et Chaussées*, M. Marin, alors ingénieur de la ligne d'Auteuil, qui venait de construire sur cette ligne des ponts métalliques très importants, signalait qu'ils avaient pris des flèches presque nulles aux épreuves, et il en concluait qu'il serait très légitime, dans des tabliers de ce genre, de réduire le poids du métal de manière à profiter de la résistance supplémentaire que donnent les voûtins. Ce conseil, néanmoins, n'a pas été suivi, en général, et jusqu'en 1898, je ne connais qu'un seul pont qui ait été construit d'après ce principe; il l'a été par M. Brière, ingénieur en chef de la voie à la Compagnie d'Orléans; malheureusement ce pont n'existe plus aujourd'hui, il a été supprimé par suite d'autres travaux, de sorte qu'il ne m'a pas été possible de l'expérimenter.

Mais j'ai eu l'occasion de faire cette expérience à plusieurs reprises sur des ouvrages plus récents; elle s'est présentée d'abord, d'une manière très imprévue, à l'égard des tunnels de la ligne de Paris à Auteuil, ouvrages métalliques établis sous les grandes voies qui traversent cette ligne, notamment sous la place Péreire. Les parties inférieures des poutres, non revêtues par le briquetage, avaient été rongées par la fumée des machines, à tel point que dans certains trous des âmes on aurait pu passer le poing; au choc d'un marteau, leur sonorité était celle du carton, ainsi les parties inférieures, rongées par la fumée, n'avaient plus de résistance; le moment d'inertie des poutres, calculé en retranchant ces parties, était réduit au quart ou au cinquième de sa valeur; néanmoins le tablier tenait très bien, et malgré une forte circulation, les voûtins n'avaient pas pris de ventre et leurs joints étaient intacts. On avait ainsi la preuve que ces voûtins, unis à la partie restante des poutres, formaient un ensemble très résistant. Pour avoir une certitude plus complète, on soumit le tablier aux épreuves réglementaires: elles ont montré que la flèche réelle ne dépassait pas sensiblement la flèche calculée; ce calcul a été fait sans tenir compte des voûtins, mais sans déduire les parties rongées du métal; l'effet des voûtins compensait donc presque exactement la perte de résistance du fer.

Ce tunnel a, par suite, été conservé; on a toutefois revêtu de ciment les parties apparentes des poutres et on a introduit des armatures métalliques dans ce ciment partout où la résistance était inférieure à celle du projet; cette consolidation peu coûteuse assure une durée indéfinie à cet ouvrage dont la démolition était considérée comme inévitable et presque décidée.

Enfin des expériences directes opérées sur des ouvrages neufs m'ont permis d'éliminer complètement l'influence des voûtins. Ces ouvrages sont situés sur la même ligne; ce sont les ponts établis au passage des rues sur le chemin de fer, qu'il a fallu reconstruire, tout récemment, pour l'élargissement de la ligne à quatre voies. Le problème était assez difficile, car il fallait doubler la portée de ces tabliers sans augmenter leur

épaisseur déjà réduite. On y est parvenu en noyant complètement les poutres, sauf la semelle inférieure, dans la maçonnerie de briques et une couche de béton de ciment établie au-dessus.

Les expériences, exécutées en 1898-1899 sur les ponts des rues de Longchamp et Dufrénoy, ont consisté :

1° A charger le tablier avant la construction des voûtins et à mesurer les déformations ;

2° A recommencer les mêmes opérations, sous une surcharge identique, après l'achèvement des voûtins et de la chaussée. On a trouvé que les déformations étaient diminuées sensiblement de moitié dans la seconde série d'épreuves. Je dois dire qu'on avait tâché de porter à son maximum l'effet utile des voûtins, en les faisant reposer sur les poutres principales et non sur les entretoises. Il vaut mieux, en effet, raidir les poutres que les entretoises, qui ont moins d'importance.

Dans les projets de ces ponts, nous avons, suivant le conseil de M. Marin, réduit le poids du métal (acier) en tenant compte de la résistance des voûtins ; il en résulte une économie qui pourra être poussée encore plus loin lorsqu'on aura à construire d'autres ouvrages analogues. Le mode de calcul à employer ici est celui qui convient au béton armé : il consiste, en principe, à admettre que le métal travaille à l'extension, le béton ou la maçonnerie à la compression.

Les économies ainsi réalisables sont importantes, car il est rare que la réduction de fatigue due aux voûtins soit inférieure à 50 p. 100, et elle dépasse souvent 75 p. 100, c'est-à-dire que dans ces ouvrages, qui sont très nombreux, l'application des règles usuelles a été cause jusqu'à présent d'un énorme gaspillage du métal. (*Vifs applaudissements.*)

Si nous poursuivons l'examen des caractères distinctifs qui peuvent exister dans la constitution des ponts, nous trouvons, par ordre d'importance, et toujours d'importance révélée par l'expérience même, l'existence d'un *platelage rivé* aux pièces de pont ou de *longerons continus*. La continuité des longerons n'est pas préméditée en général ; elle est réalisée souvent par les seuls assemblages de ces pièces avec les entretoises, quelquefois par le prolongement effectif (ou au moyen de couvre-joints) des plates-bandes des longerons au-dessus et au-dessous des entretoises. L'influence du platelage et des longerons sur la déformation des maîtresses poutres constitue la loi de M. Dupuy. Cet ingénieur a trouvé, il y a déjà longtemps, que les ponts qui ont un platelage métallique, surtout lorsqu'il est rivé fortement sur les pièces de pont ou les poutres, ou qui présentent (en même temps ou séparément) des longerons rivés aux pièces de pont, ont une résistance supérieure aux autres ; l'augmentation de résistance se fait sentir, lorsque le pont est à voie inférieure, dans les membrures inférieures des poutres, et c'est l'inverse lorsque la voie est en haut.

L'explication est toute simple : lorsque, sous la surcharge, la membrure inférieure s'allonge, les pièces de pont, si elles sont fixées à cette membrure, s'écartent, et si un platelage ou des longerons sont rivés sur ces pièces, ils s'allongent et soulagent les membrures.

Le soulagement des membrures inférieures en pareil cas peut être très important ; il n'est pas rare qu'elles travaillent moitié moins que les membrures supérieures ; il ne s'agit donc pas ici d'une correction légère au mode de déformation prévu par le calcul usuel, mais d'une anomalie considérable, d'un bouleversement complet. M. Dupuy en a conclu qu'il faut utiliser la connaissance ainsi acquise de la répartition de la fatigue pour améliorer celle de la matière, c'est-à-dire enlever du métal aux membrures inférieures pour en ajouter aux membrures supérieures et aux longerons.

J'ajouterai qu'il faut recommander en même temps (c'est même indispensable) d'assurer la continuité effective des plates-bandes des longerons au-dessus et au-dessous des pièces de pont, comme on le fait maintenant à la Compagnie de l'Ouest ; autrement on fatiguerait les attaches des longerons aux pièces de pont, qui ont, au contraire, besoin de soulagement. La réforme est importante et les chiffres ci-dessus montrent bien que la répartition usuelle est nécessairement cause ou d'une grande dépense inutile de métal dans les membrures inférieures ou d'un affaiblissement dangereux des membrures supérieures et des longerons ; c'est le premier cas qui est le plus fréquent.

Les expériences nombreuses que j'ai eu l'occasion de faire sur des tabliers présentant ces particularités ont confirmé de tous points les indications de M. Dupuy. J'ajouterai qu'elles ont presque toutes été opérées sur des ponts déjà anciens, par conséquent dans lesquels les assemblages des longerons et des platelages aux pièces de pont avaient pris depuis longtemps leur assiette définitive ; on ne doit donc pas objecter, comme je l'ai entendu faire à des personnes mal renseignées sur cette matière, que ces assemblages prenant du jeu à la longue, il est excessif de compter sur la résistance en question, et qu'elle ne se maintient que pendant les premières années de l'existence du tablier. J'espère donc que les sages prescriptions de M. Dupuy vont désormais passer dans la pratique, au grand avantage de l'économie en même temps que de la stabilité. (*Applaudissements.*)

La loi de M. Dupuy s'étend, d'ailleurs, à d'autres catégories de pièces ; ainsi lorsqu'il y a des pièces en *diagonale* dans les *contreventements* inférieurs, elles s'allongent en même temps que les membrures inférieures des poutres, il ne peut en être autrement ; elles soulagent donc ces membrures et il est, dès lors, légitime de compter sur ce soulagement dans le calcul des maîtresses poutres.

Il est vrai que, si la membrure est soulagée, le contreventement est fatigué ; il faut, par conséquent, lui donner une partie du métal que l'on retirera des poutres ; il y aura économie finale, ce n'est pas douteux ; mais n'y en eût-il pas, la mesure recommandée n'en serait pas moins judicieuse au point de vue de la répartition de la matière ; elle réduirait quand même le maximum de fatigue.

Dans l'étude des projets d'ouvrages métalliques, le rôle de l'ingénieur n'est pas nécessairement de réduire au minimum, comme on s'y est trop souvent ingénié, le poids du métal employé ; il n'est pas non plus d'exagérer ce poids pour être sûr de ne pécher que par excès de résistance. La masse totale de fer qu'on doit mettre dans un ouvrage dépend de la durée qu'on veut lui donner, et cette durée de l'importance de la circulation à assurer ; on ne traite pas un pont sous une ligne de tramways comme un viaduc sous la ligne de Paris au Havre. Le poids du métal une fois fixé dans cet ordre d'idées, le problème qui reste à résoudre, problème ardu et délicat, est la *répartition* du métal, et c'est là qu'apparaît le véritable ingénieur et qu'il trouve matière à appliquer ses facultés. Ce n'est pas, Messieurs, parler en ingénieur que de dire : « Qu'importent quelques kilogrammes de métal de plus dans une pièce, s'ils lui procurent un excès de résistance ? » Tenir ce langage, c'est éluder la question ; il s'agit, au contraire, de distribuer la matière d'une façon rationnelle, de ne pas laisser les différentes parties de l'ouvrage travailler d'une façon disproportionnée. Si donc on juge bon d'ajouter une tonne de métal, il ne faut pas que ce soit sur une pièce ou un ensemble de pièces pris au hasard, mais sur ces pièces que les indications précieuses de l'expérience nous révèlent comme prenant beaucoup *plus que leur part* de la déformation calculée. Il y a, vous le voyez, les plus sérieux motifs de chercher la répartition raisonnée ainsi définie et il n'est pas douteux que ces règles ne soient désormais suivies dans tous les projets sérieusement étudiés. (*Applaudissements.*)

Il se passe un phénomène analogue dans les ponts qui ont plusieurs *poutres parallèles et solidaires*. Au pont d'Asnières, par exemple, qui supporte quatre voies, lesquelles reposent sur un ensemble de cinq poutres parallèles, lorsqu'une des voies est chargée, toutes les poutres travaillent; elles travaillent inégalement, mais la charge ne se répartit pas du tout suivant la loi statique; d'après cette loi, il n'y aurait que deux poutres intéressées par le poids d'un train; en fait, les cinq poutres travaillent notablement et il en résulte que chacune d'elles travaille très peu. A la vérité, il n'y a pas toujours une seule voie chargée; il peut arriver que deux, trois et même quelquefois quatre voies soient chargées simultanément par des trains qui franchissent le pont en même temps, et il semble qu'alors les poutres ne se soulagent plus les unes les autres. Pour élucider ce point délicat, j'ai enregistré pendant une durée de vingt-quatre heures les flèches dues à tous les trains qui passent sur le pont d'Asnières; or, bien que très souvent il ait passé à la fois deux trains, trois trains et même quelquefois quatre, pas une seule fois ces passages simultanés n'ont produit une flèche maxima supérieure au maximum donné par un train unique. On a renouvelé l'expérience et on a pu constater qu'il y a une probabilité pratiquement nulle pour que ce fait puisse se produire; en réalité, on obtient toujours le maximum avec un seul train. L'explication de ce paradoxe est qu'à un moment donné, un train passant produit un maximum d'effort en un seul point, bien déterminé, du tablier; il faudrait une coïncidence bien extraordinaire pour qu'au même instant, un autre train produisît aussi un maximum d'effort au même point. Au reste, admettez, si vous le voulez, qu'on puisse obtenir une flèche un peu plus grande avec deux, trois ou quatre trains qu'avec un seul; il n'en est pas moins démontré, — et c'est là la conclusion que je veux établir, — qu'un tablier à cinq poutres est dans des conditions de résistance et de durée beaucoup meilleures qu'un tablier à deux ou trois poutres. C'est même là la raison principale pour laquelle ce beau pont d'Asnières, mis en suspicion, il y a quelques années, sur la foi du calcul usuel (où les poutres sont, à tort, envisagées séparément), doit, bien au contraire, être considéré comme un des plus solides et des plus excellemment construits de notre réseau ferré. L'excès de résistance que l'application des règles usuelles a fait donner à ses maîtresses poutres leur permet d'affronter aujourd'hui sans risque des surcharges dont la masse et la vitesse ont sensiblement augmenté; seules, les diagonales des contreventements transversaux qui assurent leur solidarité subissent de ce fait un supplément de fatigue.

La mise hors de discussion de la solidité du pont d'Asnières, qui a été la conséquence de cette étude malgré les indications pessimistes du calcul, n'est pas un résultat de petite importance; vous savez, Messieurs, qu'il donne à lui seul passage à toutes les lignes issues de la gare Saint-Lazare et se dirigeant hors Paris; c'est *le bulbe rachidien* du réseau de l'Ouest. C'est, de tous les ponts de France, celui dont la défection causerait le plus grand trouble.

Ici encore, je conclurai, pour l'étude des projets, à une répartition plus rationnelle de la matière: beaucoup moins de métal dans les poutres parallèles solidaires (d'autant moins qu'elles sont plus nombreuses), et un peu plus dans les entretoisements transversaux. (*Applaudissements.*)

Poursuivant notre classification et distinguant encore entre les différents types de ponts, nous arrivons à comparer les *tabliers à poutres continues* et les *tabliers à poutres discontinues*. Depuis longtemps, M. Dupuy a signalé l'avantage des poutres continues au point de vue du soulagement des pièces de pont et longerons.

Vous venez de le voir, Messieurs, l'allongement des membrures inférieures (supposons toujours la voie en bas, simplement pour fixer les idées) se traduit par une flexion horizontale des pièces de pont. Dans une travée isolée, cette flexion secondaire va en

croissant du milieu aux extrémités de la travée : la pièce de pont centrale reste droite ; celles des extrémités, retenues par les longerons, s'infléchissent en tournant leur convexité vers le milieu de la portée ; leur fatigue maxima de ce chef est proportionnelle à l'allongement absolu des membrures. Dans une travée solidaire des travées voisines, les membrures inférieures ne s'allongent que dans la partie centrale de leur longueur ; elles se raccourcissent dans les parties extrêmes ; à fatigue égale, c'est-à-dire à égal allongement relatif, l'allongement absolu est moindre ; moindre aussi est donc la fatigue supplémentaire des pièces de pont ; il en est de même de celle des longerons.

C'est un fait connu des ingénieurs qui ont à entretenir des ponts métalliques, que, de toutes les parties de la charpente, celles qui souffrent le plus, dans les tabliers existants, sont les assemblages des pièces de pont avec les longerons : l'arrachement des rivets, la rupture des cornières d'attache, enfin celle des âmes des pièces de pont, et quelquefois des longerons, sont des avaries qu'on ne constate que trop fréquemment en service, même sur des tabliers largement étoffés pour le reste. C'est là, peut-être, le point sur lequel les indications du calcul usuel ont le moins de rapport avec la déformation réelle : cela tient, à la fois, au fait dont je viens de parler et à l'importance, très prépondérante à l'égard de ces pièces, des effets dynamiques que le calcul néglige. Cette grave imperfection est atténuée dans une grande mesure pour les tabliers à poutres continues. C'est un avantage qu'il faut noter en leur faveur après bien d'autres qui sont connus de tout le monde, mais ce n'est pas le seul que l'expérimentation ait révélé.

Lorsqu'on mesure la fatigue des membrures d'une poutre continue au voisinage d'une pile, on constate toujours qu'elle est très inférieure à ce qu'indiquent les formules : ces angles saillants, en flèche de cathédrale, ornement pittoresque de l'épure classique des moments de flexion, ne se révèlent pas dans la réalité, et les surépaisseurs énormes que nous donnons aux plates-bandes pour obéir à cette indication sont, pour les trois quarts au moins, inutiles. La raison de ce fait doit être cherchée dans la part que prennent, à la résistance à la flexion, les barres de treillis, considérablement renforcées auprès des piles.

L'invariabilité presque absolue de la section dans une poutre continue, souvent en partie justifiée par la seule considération du lancement, se recommande ainsi même au point de vue des efforts en service. (*Applaudissements.*)

Le caractère dont nous avons à nous occuper ensuite est l'existence ou la non-existence d'un *double contreventement*. Vous savez, Messieurs, que dans les tabliers à voie inférieure, lorsque la hauteur des poutres est suffisante pour le passage des trains, on établit deux contreventements horizontaux, l'un au-dessus des trains, l'autre au-dessous des pièces sous voie et que, quand la hauteur manque, on n'en met qu'un seul en bas.

Dans ce second cas, la déformation des poutres présente la particularité suivante : les membrures supérieures, au lieu de rester parallèles, s'infléchissent en plan de manière à former un x , c'est-à-dire qu'elles se rapprochent plus au milieu qu'aux extrémités. D'où vient ce phénomène ? De ce que la réaction-couple exercée transversalement par une pièce de pont sur les poutres tend à les faire pencher vers l'intérieur du tablier et que la résistance des poutres à cette déformation est moindre au milieu de la portée qu'aux extrémités, où l'on renforce les âmes ou les barres de treillis. Les inégalités que l'on constate ainsi peuvent atteindre un quart ou un tiers de la fatigue totale.

On doit y remédier par une meilleure répartition de la matière, par exemple en rivant une cornière supplémentaire sur le bord externe des membrures supérieures.

Envisageons maintenant un autre genre de distinction entre les tabliers, que son importance doit faire classer au rang des premiers dont je vous ai entretenus, si ce n'est

même tout à fait le premier, je veux dire : la *rigidité* ou la *liberté des articulations des barres de treillis*. Vous savez, Messieurs, que, dans les ponts américains de grande portée, ces barres sont articulées à charnière. En Europe, ce système n'est pas pratiqué, aussi n'ai-je pas eu l'occasion de l'expérimenter et de vérifier si, comme on le dit, la déformation de ces pièces est conforme aux indications du calcul des projets. Mais j'ai fréquemment pu comparer des systèmes différents de treillis et dégager l'influence de la rigidité des assemblages, ainsi que de celle des barres elles-mêmes, qui agit dans le même sens. Et, dans ces dernières années, la construction d'un tablier avec treillis articulés à lame flexible, premier spécimen de l'ingénieux système imaginé par M. Mesnager, a permis d'étudier les effets d'une liberté pratiquement complète des articulations dans le sens longitudinal, qui offre le grand avantage d'être obtenue sans création d'aucun jeu ni d'aucun frottement.

Il résulte de la comparaison de ces diverses mesures que dans les treillis à joints rigides, surtout quand les barres sont rigides elles-mêmes, la flèche de la poutre est notablement moindre, mais la fatigue locale des barres beaucoup plus forte que dans les treillis à joints flexibles ou simplement à barres flexibles. Cela se comprend sans peine, puisque, dans le cas de la rigidité, les membrures ne peuvent fléchir sans faire fléchir aussi les barres de treillis; celles-ci concourent ainsi à la résistance des membrures, mais au prix d'une fatigue supplémentaire pour elles-mêmes.

La réduction de la flèche est très couramment de 25 p. 100; quant à l'effort secondaire des barres, il est toujours une partie importante de l'effort primaire; très souvent il le dépasse, et il peut en atteindre le double, quand l'échantillon des barres est très large en élévation, disposition fréquente dont l'effet est le contraire de celui qu'on en attend. Si larges qu'elles soient, en effet, les barres doivent toujours obéir aux membrures; leur courbure leur étant ainsi imposée, la fatigue supplémentaire de ces barres est proportionnelle à leur largeur $(R = E \frac{v}{\rho})$.

Les conclusions à tirer de ces faits au point de vue des règles de construction sont aussi importantes que faciles à déduire : l'attribution exclusive, que nous faisons dans nos calculs, du travail de flexion aux membrures des poutres, et du travail de cisaillement à l'âme ou au treillis, implique tout au moins une grande exagération : en réalité, ces deux parties de la poutre se soulagent, s'entraident réciproquement; les renforcements relatifs que nous donnons à la première au milieu de la portée, à la seconde aux extrémités, sont excessifs et il convient de les atténuer. La discussion des résultats obtenus sur des ouvrages de portées différentes m'a conduit à admettre que jusqu'à 25 ou 30 mètres de portée, suivant les types, pour les travées isolées, 40 ou 50 mètres pour les travées solidaires, toute variation dans l'épaisseur des plates-bandes ou l'échantillon des treillis est contraire à la stabilité ou à l'économie bien entendue. Dans cette appréciation, j'ai d'ailleurs égard à d'autres anomalies dont je vais parler et aussi à l'économie dans la main-d'œuvre d'usinage qui résulte de l'unification des panneaux. (*Applaudissements.*)

De nombreuses mesures ont montré aussi que, toutes choses égales d'ailleurs (et ces choses sont ici la portée, la surcharge et la fatigue calculée par les procédés usuels), les treillis à mailles larges travaillent plus que les treillis à mailles serrées. Ce résultat concorde avec le précédent, puisque, individuellement, les barres des mailles larges sont nécessairement plus rigides. L'expérience a pu être faite dans des conditions de comparabilité tout à fait exceptionnelles, en éprouvant simultanément deux viaducs que la Compagnie de l'Ouest possède à Bezons, sur la Seine. Ces deux ouvrages à double voie ont chacun quatre travées solidaires d'une trentaine de mètres de portée; ils sont

l'un et l'autre pourvus de deux poutres, à voies inférieures, et non contreventés par le haut. Le premier, établi sous le régime du règlement de 1877, a des treillis à mailles serrées, composées de fers plats; l'autre, moins ancien, a des treillis en **X** dont les barres sont de robustes fers en **U** à très large dos. Sous la même charge d'épreuve, ce second ouvrage a subi, dans les barres de treillis, des déformations plus grandes que le premier; les efforts secondaires dans les **U** dépassaient l'effort principal et ce n'est pas sans quelque surprise qu'ayant d'abord mesuré la fatigue seulement sur les bords des ailes, on l'a trouvée partout de sens contraire au travail calculé. Des mesures de vérification ont fait apparaître, sur les faces dorsales, une fatigue de sens normal, mais très supérieure, en valeur absolue, à celle des ailes.

Pour me borner, Messieurs, car ce sujet est presque inépuisable, et j'abuserais de votre temps, je terminerai en vous faisant connaître l'influence, sur une autre catégorie d'ouvrages, — les ponts en arc — de la disposition des tympans. Quand on expérimente les tabliers en arc, on remarque en général de très grandes différences entre la déformation réelle et la déformation calculée. Cette discordance est portée à son comble lorsque le tympan est solidaire, même dans une mesure faible en apparence, de l'arc et du longeron entre lesquels il se trouve. Vous le savez, Messieurs, on néglige, dans le calcul usuel, cette liaison indirecte entre l'arc et le longeron; on considère chaque ferme comme formée simplement par l'arc proprement dit, alors que cet arc n'en est réellement que la membrure inférieure, celle du haut étant constituée par le longeron et le treillis par le tympan. Presque toujours, les tympans sont assemblés aux arcs et aux longerons d'une façon suffisante, bien qu'on ne l'ait pas cherché, pour former ainsi une ferme composite de grande hauteur, dont la résistance est souvent, aux extrémités, plus de vingt fois celle de l'arc proprement dit.

C'est le cas qui se présente pour un des plus grands ouvrages du réseau de l'Ouest, le viaduc d'Eauplet, établi à la traversée de la Seine dans la ville de Rouen, sous la ligne de Paris au Havre : ce pont se compose de 8 travées de 40 mètres, et chaque travée est formée de 4 arcs en fonte, avec tympans et longerons du même métal. Cet ouvrage était condamné par le calcul qui indiquait une extension très excessive dans les reins des arcs. Vu la nature du métal, et comme d'autres ouvrages analogues, quoique de moindre portée, avaient subi en service des avaries jugées graves, il a paru nécessaire (et en l'absence de renseignements sur la déformation réelle, comment échapper à cette conclusion pessimiste?) de prévoir la démolition et la reconstruction du viaduc tout entier. Avant que cette décision fût exécutée, la création de procédés de mesure appropriés permit très heureusement d'expérimenter non seulement les arcs d'Eauplet, mais aussi tout le reste de la charpente; après un examen particulièrement approfondi, on eut la satisfaction de reconnaître avec certitude que les déformations réelles étaient très inférieures aux déformations calculées, qu'en particulier il ne se produisait aux reins aucune extension quelles que fussent les surcharges combinées avec la charge permanente et leur vitesse de marche; enfin que les arcs ne travaillaient même pas d'une manière appréciable dans les deux tiers extrêmes de leur longueur; quant au tiers central, on y a constaté un taux de fatigue presque acceptable et facile à réduire notablement par une consolidation peu coûteuse, grâce à laquelle le viaduc d'Eauplet sera mis au rang des ouvrages métalliques les plus solides du réseau. Sa reconstruction eût coûté plus de quatre millions. (*Vifs applaudissements.*)

Vous voyez, Messieurs, que si l'application de la méthode expérimentale à l'étude des ponts métalliques ne remonte qu'à un petit nombre d'années, elle n'en a pas moins justifié, et bien au delà, par l'importance de ses résultats, les grands espoirs qu'on fon-

dait sur elle, et qu'elle est actuellement en mesure non seulement de résoudre, ce que ne peut faire ce calcul, la grave et délicate question de la conservation ou de la suppression d'ouvrages anciens dont la stabilité est mise en question par les règlements (ouvrages dont la valeur totale se chiffre, en France seulement par centaines de millions), non seulement de préciser, — tâche que le calcul ne peut même pas aborder —, les travaux de consolidation à faire à ceux de ces ouvrages qu'on peut conserver, mais aussi de formuler les corrections nombreuses et importantes qu'il y a lieu d'apporter aux règles usuelles de répartition de la matière dans les projets.

Au cours de leur énumération, je vous ai exprimé la confiance que les règles nouvelles seraient désormais appliquées; en fait, elles le sont déjà; rien, en effet, ne s'y oppose dans les règlements qui, très sagement, n'ont imposé aucune règle de calcul. Les services intéressés y trouvent matière à des économies dont l'importance est le plus souvent de premier ordre, qu'elles portent sur les frais d'établissement ou sur ceux d'entretien et de remplacement des ouvrages. Mais il y a d'autres intéressés : ce sont les Entreprises de constructions métalliques. Le temps n'est plus où elles pouvaient être tentées de prendre pour ligne de conduite la majoration à outrance du poids du métal et l'adoption de règles de calcul *ad hoc*. Déjà se dresse de toutes parts un terrible concurrent : le *Béton armé* avec qui il faut, dès à présent, lutter d'économie, sous peine de mort. C'est donc l'intérêt commercial, — le plus puissant mobile du monde moderne —, qui va devenir le principal instrument du progrès nécessaire.

Le métal sera réparti suivant les lois nouvelles, ou il cessera d'être employé. (*Applaudissements.*)

Et maintenant, si vous me demandez de résumer en une seule formule, en un mot unique, les faits nouveaux que je viens de vous exposer, je dirai que ce mot doit être celui de *solidarité*. L'erreur, la profonde erreur des procédés de calculs usuels, n'est pas d'admettre le postulat fondamental de la Résistance des matériaux; c'est là une question de seconde approximation, tandis que les corrections dont je vous ai parlé sont du premier ordre, de l'ordre même des déformations à calculer. Cette erreur consiste, selon moi, à méconnaître, à négliger volontairement, — et pour cause, — la solidarité, beaucoup plus grande qu'on ne le supposait, qui est démontrée exister entre les différentes pièces composant la charpente métallique... Calcule-t-on une combinaison de treillis, on suppose les barres articulées à leurs extrémités, c'est-à-dire brisées. Une membrure, un longeron, une entretoise ? on admet que cette pièce fléchit simplement dans un plan vertical, c'est-à-dire qu'elle est absolument isolée des pièces voisines. Eh bien ! l'expérience nous enseigne exactement le contraire : elle nous prouve que les différentes parties de la charpente sont les membres d'un corps vivant et que l'une d'elles ne peut fonctionner normalement qu'avec le secours des autres, qu'il y a solidarité absolue entre tous ces organes.

Si l'expérimentateur est, comme on l'a dit, le *médecin des ponts*, je dis qu'en appliquant un tel mode de calcul aux cas pathologiques que présentent ces organismes, nous faisons de la thérapeutique locale, c'est-à-dire de la thérapeutique étroite, mesquine, un docteur dirait : « de la thérapeutique d'apothicaire » !

Envisagée à ce point de vue métaphorique, la réforme à opérer consiste, pour nous autres ingénieurs, à prendre l'habitude de nous considérer, de nous comporter aussi, non pas seulement comme des médecins dignes de ce nom, mais même comme des physiologistes, donc à ne jamais perdre de vue cette dépendance mutuelle et intime des organes d'un même être qui, de son vrai nom, s'appelle *la vie*, afin, d'abord, de la

respecter dans nos interventions (*primo non nocere*), ensuite de l'infuser, si possible, à haute dose, pleine et entière, à toutes nos créations. (*Vifs applaudissements.*)

M. HATON DE LA GOUPILLIÈRE. — Messieurs, il est nécessaire que le Congrès sache que la conférence si brillante et si instructive que vient de faire M. Rabut, l'a été dans des conditions bien exceptionnelles. M. l'ingénieur en chef Rabut est aux prises avec son tunnel de Meudon, qui lui prend toutes ses journées et une partie de ses nuits et, il y a quelques jours à peine, il m'exprimait son incertitude de pouvoir vous faire aujourd'hui cette conférence. Malgré ses nombreuses occupations, il a bien voulu nous rester fidèle; nous ne pouvons que l'en remercier davantage. (*Nouveaux applaudissements.*)

LA MACHINE-OUTIL MODERNE

Par M. G. RICHARD

MESSIEURS,

Les Mémoires qui ont été présentés à ce Congrès sur l'organisation des ateliers de constructions mécaniques, et les discussions si animées et si intéressantes qui les ont suivis, ont singulièrement simplifié ma tâche

Il me suffira de vous rappeler d'un mot l'importance toujours croissante de la fabrication en série au moyen de machines parfaitement adaptées à leur objet, le plus souvent par une spécialisation des plus ingénieuses; la nécessité de l'interchangeabilité des pièces de machines, réalisable par l'emploi, non seulement de machines extrêmement précises, mais aussi de jauges, de calibres et de vérifications nombreuses, permettant de chiffrer et de contrôler à chaque instant le degré de cette précision; et l'on vous a bien montré que l'on arrive ainsi à une construction non seulement irréprochable, mais économique et rapide, sans tâtonnements ni retouches à l'ajustage, sans déboires aux essais.

L'on vous a dit aussi quel organisme complexe est un atelier de construction, et combien il exige, pour bien fonctionner, non seulement d'excellentes machines, d'excellents organes, mais aussi, outre ces organes, l'établissement, entre eux, d'une corrélation telle qu'ils se prêtent un mutuel appui, réduisent au minimum les manutentions des pièces, la surveillance et la main-d'œuvre générale; puis la nécessité, pour la bonne utilisation de cet organisme, d'une harmonie parfaite, d'une collaboration intime entre l'atelier et le bureau des études, afin que ce dernier ne livre jamais que des dessins non seulement clairs et complets, mais aussi établis en vue de l'emploi le meilleur possible des machines-outils dont on dispose.

Ces considérations générales, qui dominent l'ensemble de notre question, vous sont aujourd'hui familières : je n'ai plus qu'à vous décrire rapidement quelques machines-outils, afin d'illustrer et de préciser ces généralités, parfois abstraites pour ceux qui ne sont pas du métier, par des exemples choisis de mon mieux parmi les cinq divisions principales de l'outillage : le tournage, l'alésage, le perçage, le fraisage et le meulage.

Le Tour.

Le tour est la plus familière des machines-outils; aucun atelier ne saurait s'en passer. Son fonctionnement est des plus simples : son principe consiste à faire décrire

à la pointe de l'outil, par rapport à la pièce en travail, une hélice, ou une spirale. Dans le premier cas, l'on obtient des surfaces de révolution lisses ou filetées, suivant que les spires de l'hélice sont assez rapprochées pour se recouvrir les unes les autres ou sont

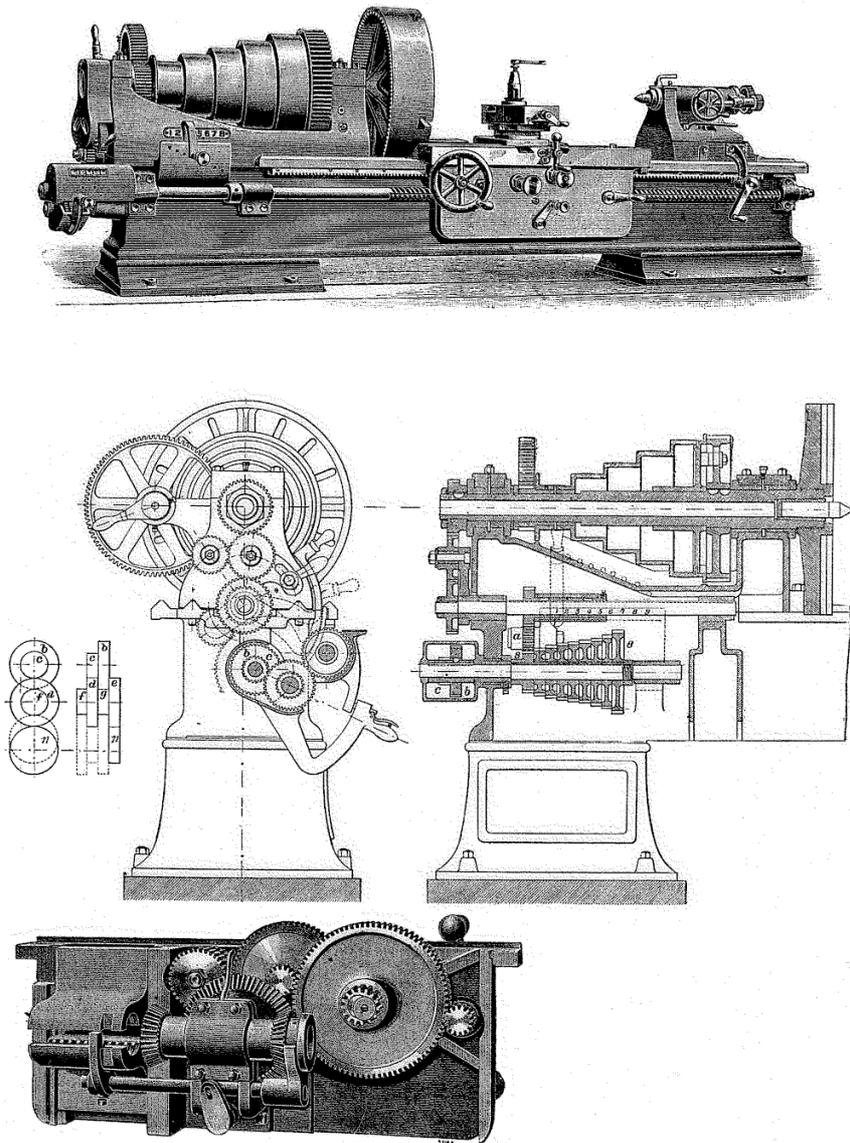


Fig. 1. — Tour à fileter *Lodge et Shipley*. Hauteur de pointe 460 millimètres.

écartées du pas même de la vis filetée. Dans le second cas, l'on obtient le dressage de surfaces ou sections planes : plateaux, brides etc., et l'on voit de suite que si l'on fait décrire, dans ce cas, à l'outil, au lieu d'une trajectoire absolue rectiligne ou radiale, une trajectoire ondulée circulaire ou elliptique, l'on pourra ainsi tracer sur le plateau en tra-

vail des courbes géométriques extrêmement variées : c'est le principe des tours à guillocher.

De même, dans le premier cas, si l'on fait décrire à l'outil non pas une droite parallèle ou inclinée sur l'axe du tour, mais une courbe quelconque, par un guide ou gabarit disposé sur le banc du tour, l'on pourra réaliser ainsi des solides de révolution, colonnes, etc., de profils indéfiniment variés; c'est le principe des tours à copier, ou de l'automatisme du profilage, principe des plus féconds, et que nous retrouverons appliqué sur un grand nombre de machines-outils, sur les fraiseuses notamment.

Tel est le tour classique, connu de tout le monde, et remarquable par l'extrême

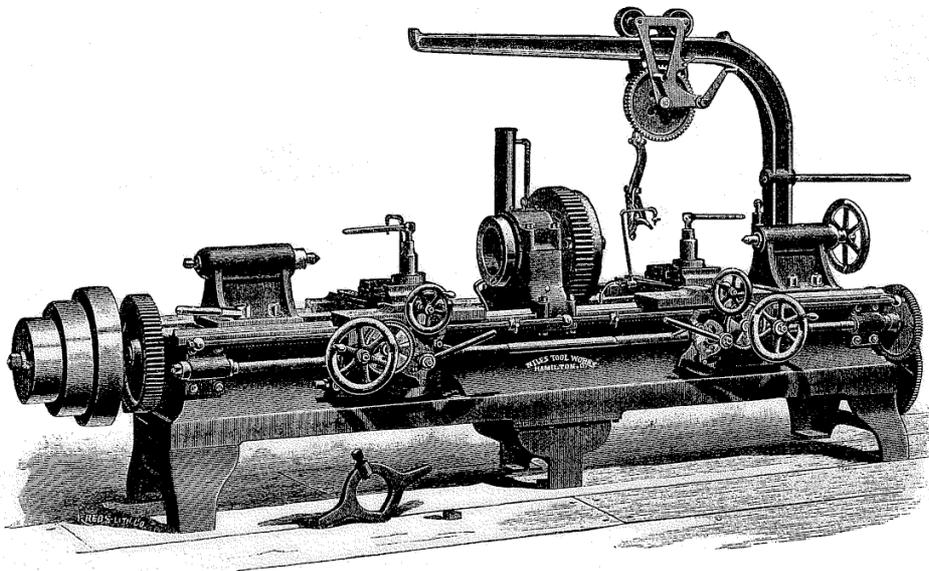


Fig. 2. — Tour à essieux des *Niles Tool Works*. distance maxima entre pointes 2^m,25.

souplesse avec laquelle il se prête aux travaux les plus variés; mais on n'a pas tardé à le modifier, soit en lui ajoutant des dispositifs spéciaux pour faciliter l'exécution de certaines opérations très fréquentes, soit en le transformant de manière à le spécialiser en vue de la répétition plus ou moins automatique ou accélérée de travaux exécutés en série.

Voici, par exemple, le *filetage*. Cette opération, des plus fréquentes, n'exige du tour qu'une seule particularité : l'établissement de rapports rigoureusement définis entre la rotation de la pièce en travail et celle de l'arbre qui commande l'avancement longitudinal du chariot porte-outil, de manière, qu'à chaque tour, l'outil avance d'un pas de la vis à fileter. Or les pas sont très nombreux, d'où la nécessité de pouvoir changer rapidement, et sur une échelle fort étendue, ce rapport de vitesse. Vous savez comment on y arrive en reliant la broche ou l'arbre de la poupée du tour à l'arbre du filetage par une série d'engrenages qu'il faut modifier à chaque changement du pas. Ce changement, bien que facilité par des tableaux livrés avec chaque tour, n'entraîne pas moins l'entretien de toute une série de pignons, une perte de temps et le risque d'une erreur

irréparable. Tout cela peut s'éviter en grande partie par l'emploi du mécanisme simple et fort ingénieux représenté par la figure 1 et qui consiste à interposer en *a*, entre l'arbre du plateau du tour et celui du filetage une série de pignons à demeure, de diamètre décroissant, autrement dit un cône de pignons. Le pignon intermédiaire *a* peut être mis successivement en prise avec chacun de ceux du cône 8-8, ce qui permet déjà de donner à l'arbre de ce cône autant de vitesse qu'il porte de pignons : 9 au cas figuré, et cet arbre porte deux pignons *b* et *c* en prise : *b* avec la paire de pignons *ge* et *c* avec la paire *df*, et comme l'on peut, grâce au pivotement du châssis des roues *fdge* autour de l'axe de *be*, amener le pignon *n* de l'arbre du filetage en prise avec l'une quelconque de ces quatre roues, on voit que l'on peut ainsi réaliser $4 \times 9 = 36$ vitesses

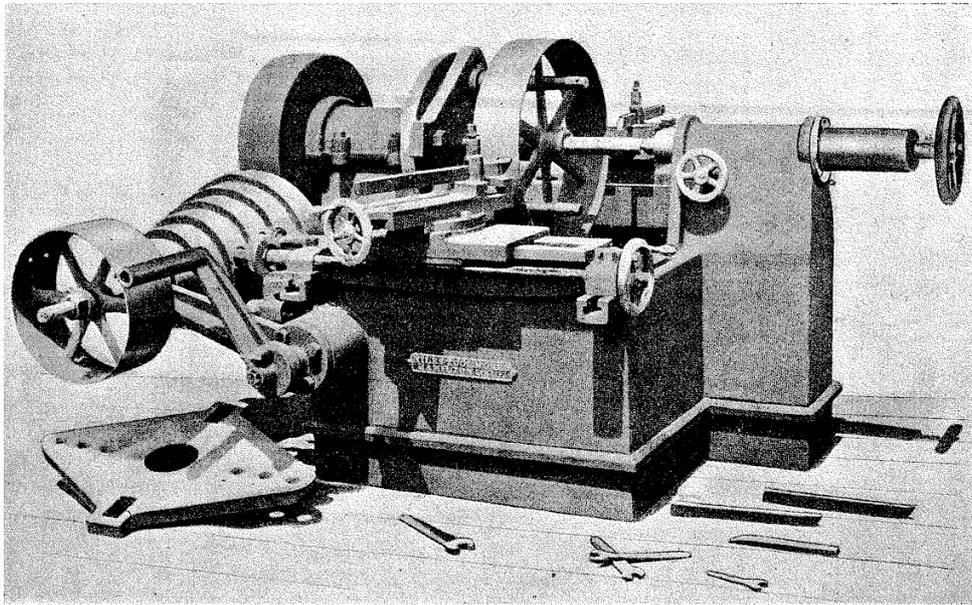


Fig. 3. — Tour à poulies des *Niles Tool Works*. Diamètre maximum des poulies 1^m,27.

ou pas différents, sans changer les pignons du harnais, rien que par la manœuvre de deux poignées commandant l'une la position de *a* sur le cône de pignons et l'autre celle de *n*.

Ce cône de pignon¹ peut aussi bien se placer sur l'écrou même du chariot porte-outil, qui tourne alors sur la vis de filetage maintenue fixe, et vous voyez avec quelle rapidité et quelle sûreté il permet de résoudre ce problème du filetage.

Les tours à fileter peuvent évidemment tourner des surfaces lisses ou, comme on dit, charioter, et ils sont en général pourvus, à cet effet, d'une commande du chariot indépendante de celle du filetage ; mais, lorsqu'on a à tourner ainsi un grand nombre de pièces toujours à peu près les mêmes, on a tout intérêt à débarrasser le tour de tout l'attirail du filetage ou du chariotage ordinaire à vitesses multiples et à l'adapter, en le simplifiant, au tournage rapide et précis de ces pièces. Tel est, par exemple, le cas du tournage des essieux de wagons ou de locomotives. Vous voyez, par l'exemple fig. 2, à quelle

1. *Revue de Mécanique*, avril 1897, p. 380.

simplicité peut se réduire un tour spécialement étudié pour cette fabrication. La poupée motrice du tour ordinaire, avec tout l'attirail de son harnais, est remplacée par une robuste lunette placée au milieu du banc. Cette lunette entraîne l'essieu monté sur pointes par deux tocs, qui ne lui impriment aucun effort de flexion, et le tournage de cet essieu, aux deux extrémités, s'opère très simplement par les deux chariots à arrêts automatiques que l'on voit de chaque côté de la lunette.

Les poulies peuvent se tourner sur le tour ordinaire en les accrochant à son plateau ; mais, pour un fabricant de poulies, il est bien plus avantageux de se servir d'un tour spécial comme ceux des figures 3 et 4. Dans le premier (fig. 3), la poulie, montée sur un mandrin, et entraînée sans effort de flexion par deux tocs ajustables, est attachée symétriquement

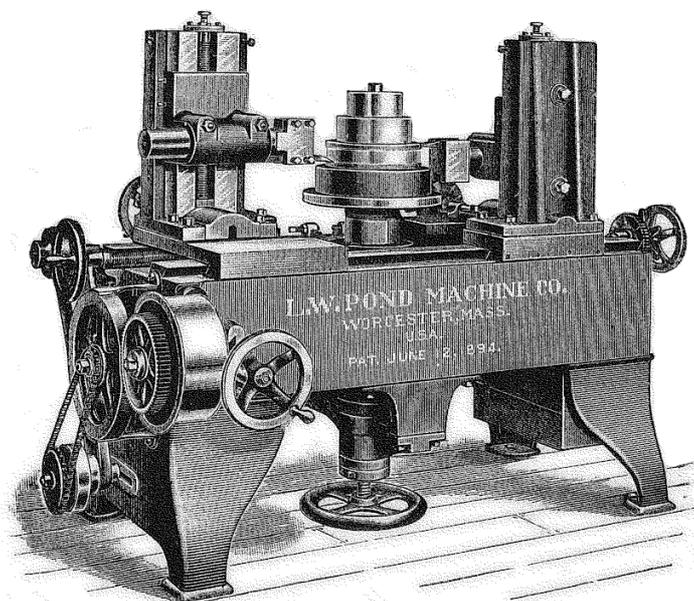


Fig. 4. — Tour à poulies Pond à deux outils symétriques avançant en sens contraires. Vitesse de coupe 12 millimètres par seconde à tous les diamètres de tournage.

par deux outils à chariots sur gabarits pour le tournages conique ou bombé, et l'arbre du cône est prolongé de manière à pouvoir y fixer une poulie à polir au moyen d'une baguette de polissage, pendant le tournage d'une autre poulie¹. Sur l'autre tour (fig. 4), la poulie est disposée verticalement sur un chuck autocentrique de hauteur réglable, dispositif qui en rend le montage précis extrêmement facile.

C'est en grande partie cette facilité de montage sur un plateau horizontal, et son absence complète de danger même avec les plus grosses pièces, qui justifie le succès des tours à plateau horizontal, plus connus sous le nom de tours verticaux, et dont l'usage commence à se répandre chez nous ; en voici (fig. 5 à 7) quelques exemples remarquables.

Vous voyez immédiatement combien ce plateau, centré et supporté en partie sur un puissant pivot conique, est solidement assis sur son large cercle de glissement,

1. G. Richard. *Traité des machines-outils*, vol. I, p. 49.

dont la charge peut être réglée par la levée du pivot, et vous concevez la facilité et la sécurité absolue avec laquelle on peut y disposer les pièces les plus encombrantes et les plus lourdes, ainsi que la multiplicité des travaux de tournage intérieur et extérieur — alésage, tournage et dressage — que l'on peut y effectuer au moyen de ces porte-outils équilibrés, inclinables sur une traverse qui peut monter et descendre sur ses montants; diversité que l'on peut accroître singulièrement en leur adaptant des mécanismes auxiliaires, et notamment des revolvers à outils multiples (fig. 6 et 7). Mais si, dans ce

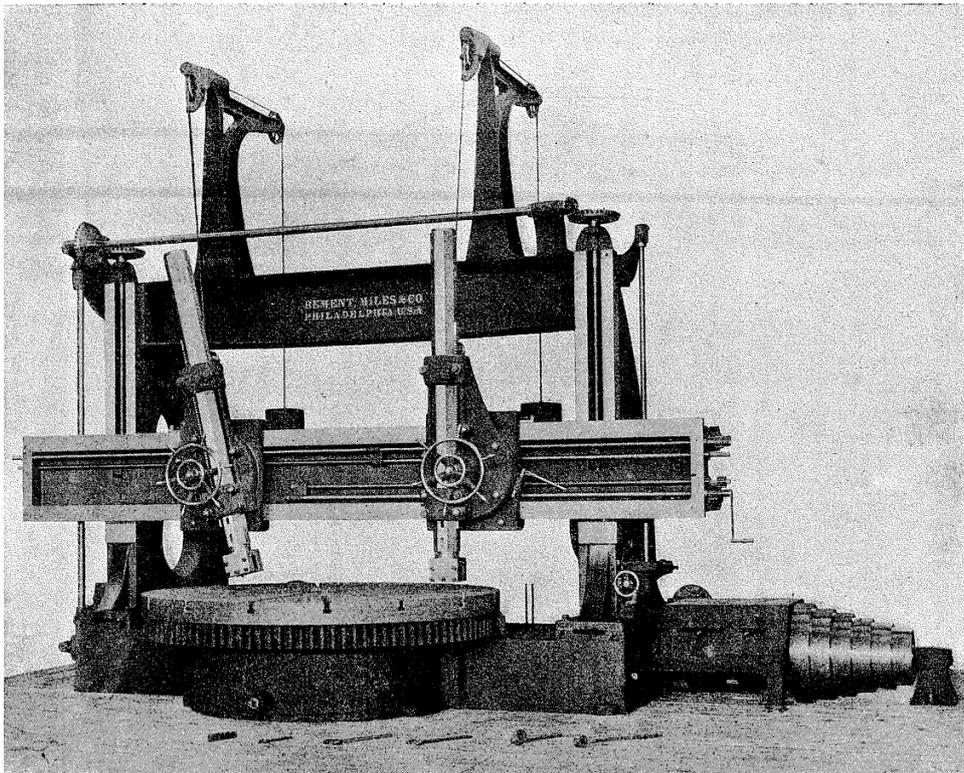


Fig. 5. — Tour vertical Bemert Miles. Diamètre maximum 6^m,10. Hauteur sous les outils 1^m,85 36 vitesses. Plateau de 3 mètres sur pivot et anneau, porte-outils manœuvrables des deux côtés de la machine. Course des barres porte-outils équilibrés 1,40. Avances par friction de 0 à 25 millimètres par tour du plateau.

genre de tours, le plateau est parfaitement stabilisé par l'action même de la pesanteur, il n'en est malheureusement pas ainsi des porte-outils et de leurs chariots, qui n'ont pas, sur leurs traverses, l'assiette naturellement inébranlable (fig. 8) de ceux des tours horizontaux sur leur banc; c'est le point faible de ces appareils. Aussi, quand on veut leur faire exécuter des travaux de force, ne faut-il jamais craindre de paraître exagérer ces portées et ces assises, d'abaisser la traverse le plus près possible du travail, de manière à diminuer les porte à faux et d'employer même, pour ces travaux, lorsqu'ils s'y prêtent, des outils auxiliaires spéciaux, comme celui que représente la figure 9.

La principale caractéristique du *tour à revolver* est, comme vous le voyez par les

figures 10 à 20, un barillet ou revolver porté par un chariot mobile sur les glissières du banc.

Ce revolver est percé d'un certain nombre de trous ou pourvu (fig. 12) d'un certain nombre de mordaches, dans lesquelles on fixe des outils (fig. 13) ou des porte-outils destinés à travailler la pièce présentée au revolver par la poupée du tour. Cette pièce : une tige de fer par exemple, est d'abord avancée dans la broche de cette poupée de la longueur même de l'objet que l'on veut en tirer, puis saisie par le chuck de la poupée et entraînée dans sa rotation. Devant ce bout de fer qui tourne, le chariot du revolver s'avance alors, en présentant le premier de ses outils, et il s'arrête automatiquement dès que cet outil a accompli son travail, ou après une course de longueur fixée par un toc

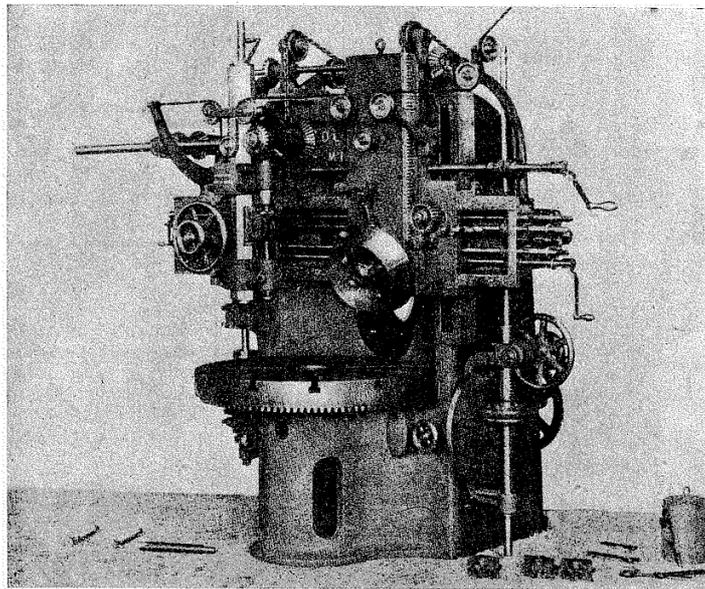


Fig. 6. — Tour vertical Niles avec revolver et peigne à fileter.

ajustable, puis le chariot du revolver revient en arrière. Vers la fin de ce recul, le revolver tourne automatiquement de l'angle voulu pour aligner dans l'axe de la poupée l'outil suivant, position dans laquelle il reste solidement verrouillé pendant que son chariot l'avance de nouveau vers la poupée. Quand le revolver a ainsi successivement, et d'une manière automatique, accompli sur la pièce les différents travaux auxquels sont spécialement adaptés ses différents outils, un couteau porté par l'un des chariots transversaux que vous voyez (fig. 11) disposé entre le revolver et la poupée, coupe la pièce et la détache de sa tige, puis l'avanceur repousse cette tige d'une nouvelle longueur, et la série des opérations recommence.

Vous voyez que ce tour à revolver, dont le principe est des plus féconds, résout d'une façon très simple le problème de l'établissement d'une machine automatique à répétition, exécutant d'une façon précise, sûre et rapide toute une série de travaux toujours les mêmes, et ce par la répétition indéfinie d'un même cycle d'opérations, dont toutes les périodes peuvent être mathématiquement réglées d'avance en vue d'une production donnée.

Il n'y a pas à s'étonner qu'une pareille machine, si apte à s'adapter aux travaux en série les plus variés, ne se soit très vite développée et différenciée de façon à satisfaire à des exigences de plus en plus étendues et diverses : voici quelques exemples bien propres à vous faire saisir la marche de cette évolution.

On a d'abord commencé par abaisser le revolver en le transformant en une sorte de plaque tournante d'assise à la fois (fig. 14) plus stable et plus large, permettant d'y installer des outils plus nombreux, plus variés et plus puissants que sur le revolver

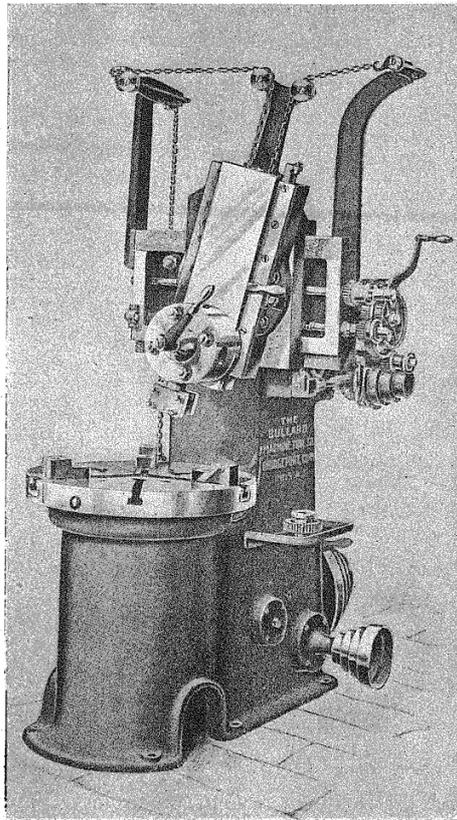


Fig. 7. — Tour alésoir vertical *Bullard* avec revolver. Diamètre maximum 750 millimètres.

ordinaire ; puis on a considérablement augmenté les dimensions mêmes du revolver à pans coupés (fig. 16 à 19), de manière à pouvoir lui adapter des outils de presque toute forme et très puissants ; enfin l'on a récemment ajouté à ce revolver formidable un revolver auxiliaire (fig. 20) à répétition comme le premier, transformant ainsi ce tour en une sorte d'usine permettant d'exécuter à lui seul (fig. 21) les travaux de toute une série de machines.

Voici pour le développement vraiment prodigieux du tour à revolver du côté de la puissance, c'est-à-dire de l'adaptation à des séries de travaux de force, autrefois réservés à autant de machines distinctes. Du côté de la délicatesse, de la rapidité et de l'automatisme complète, pour l'exécution en interchangeabilité de ces innombrables petites pièces que l'on rencontre dans les mécanismes d'horlogerie, d'armurerie, de machines à

coudre, le tour à revolver s'est transformé en ce genre de machines bien connues

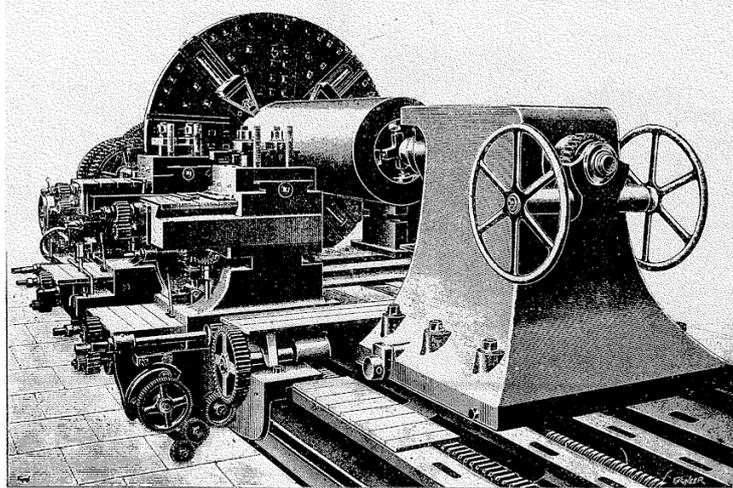


Fig. 8. — Tour Shanks de 1^m,37 de hauteur de pointe.

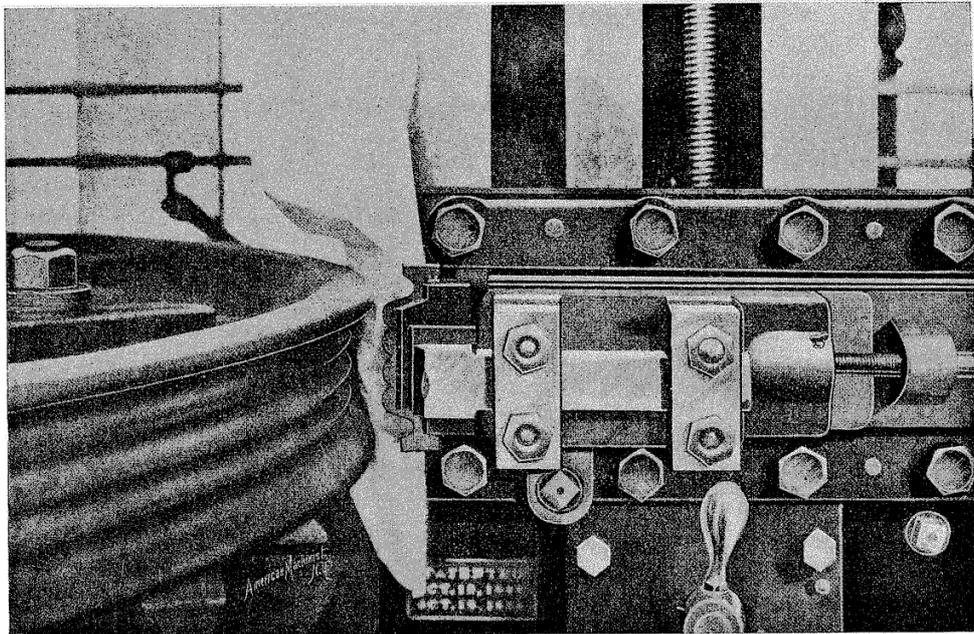


Fig. 9. — Détail du tournage d'une poulie à cordes sur un tour vertical avec porte-outil auxiliaire sur un des montants.

aujourd'hui, et dont vous trouverez d'admirables spécimens à l'Exposition : les *machines à vis*.

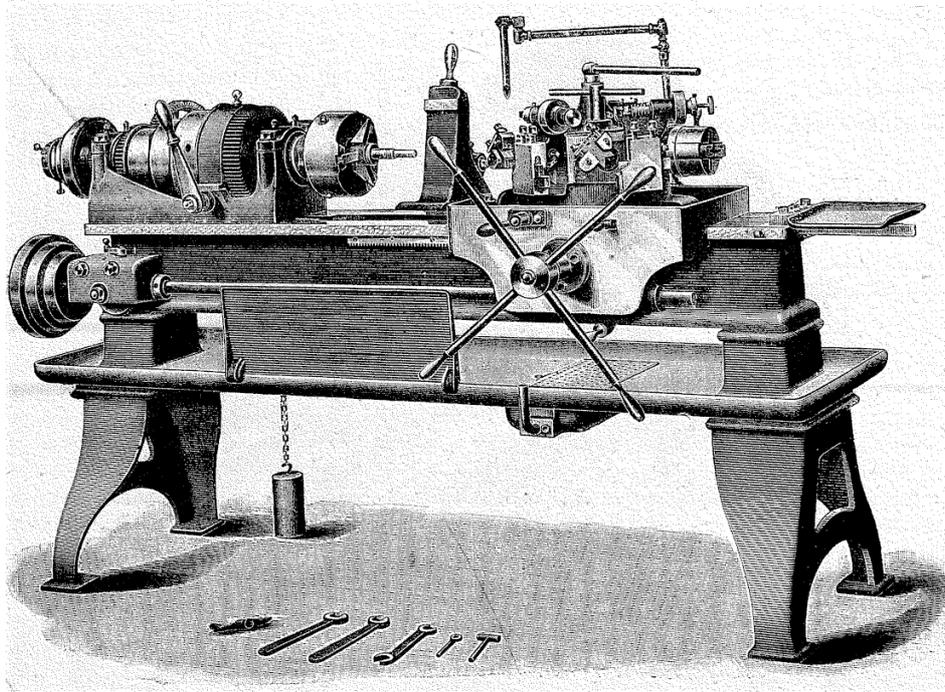


Fig. 10. — Tour à revolver hexagonal *Herbert*. Peut prendre des barres de 50 millimètres de diamètre.

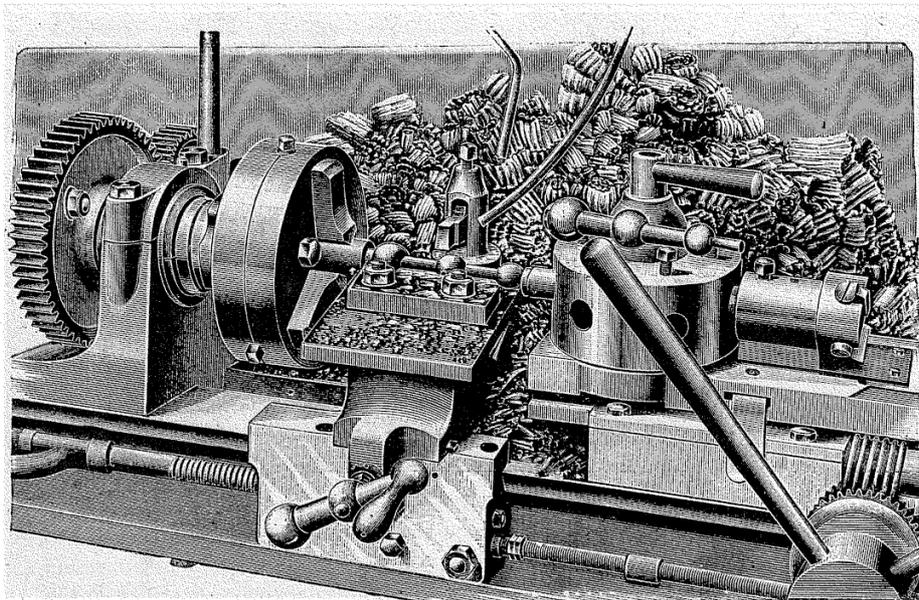


Fig. 11. — Travail d'un tour revolver *Herbert* tournant d'un coup une poignée de 180 millimètres de long.

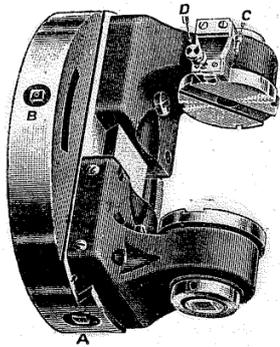


Fig. 12. — Chuck pour robinets, avec mâchoires à diviseur C et fixateur D, montées sur billes, et que l'on fait tourner par B sans les desserrer.

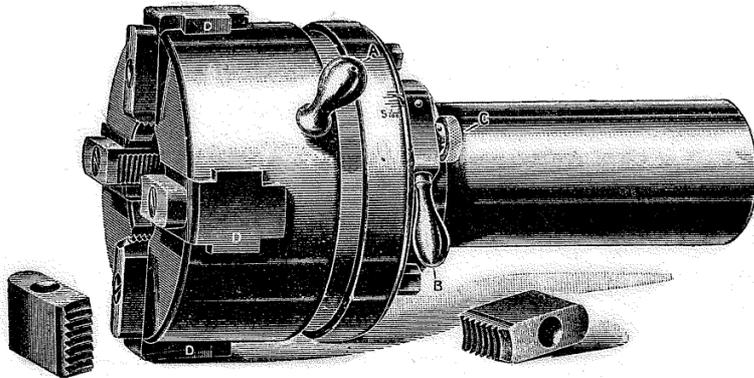


Fig. 13. — Taraudeuse automatique *Herbert* pour revolver.

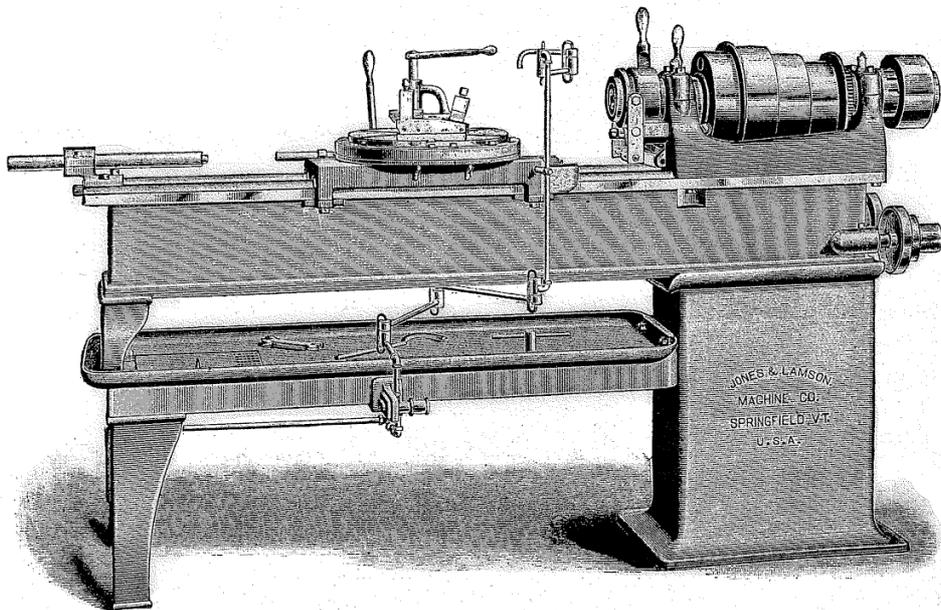


Fig. 14. — Tour à plaque de *Hartness*. — Le remplacement du revolver par une plaque plus stable permet d'y monter des outils plus nombreux et plus puissants sans encombrer le banc; la plaque tourne automatiquement à chaque passe, non pas toujours de l'angle compris entre deux porte-outils consécutifs, mais de celui compris entre ceux de ces outils actuellement en travail consécutif, ce qui accélère le travail. (Pour plus de détails sur ce tour, voir G. Richard, *Traité des machines-outils*, t. I, p. 408, et t. II, p. 475.)

Ces machines à vis — ainsi dénommées, parce qu'on les créa dès l'abord pour la fabrication des petites vis d'horlogerie ou autres — peuvent, comme vous le voyez

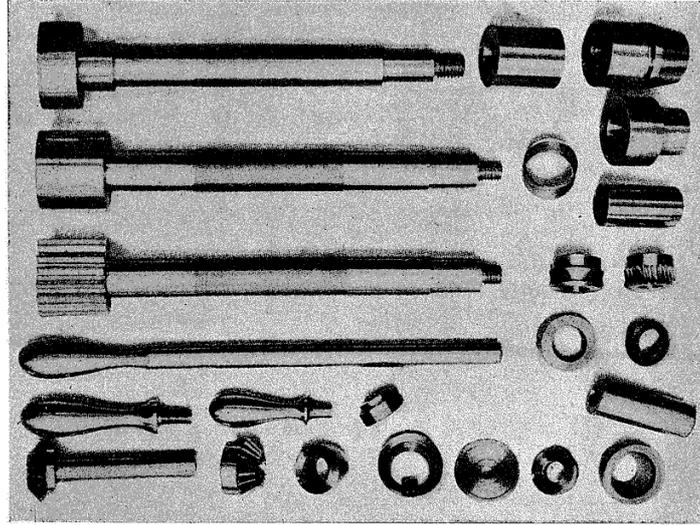


Fig. 15. — Travaux du tour à plaque.

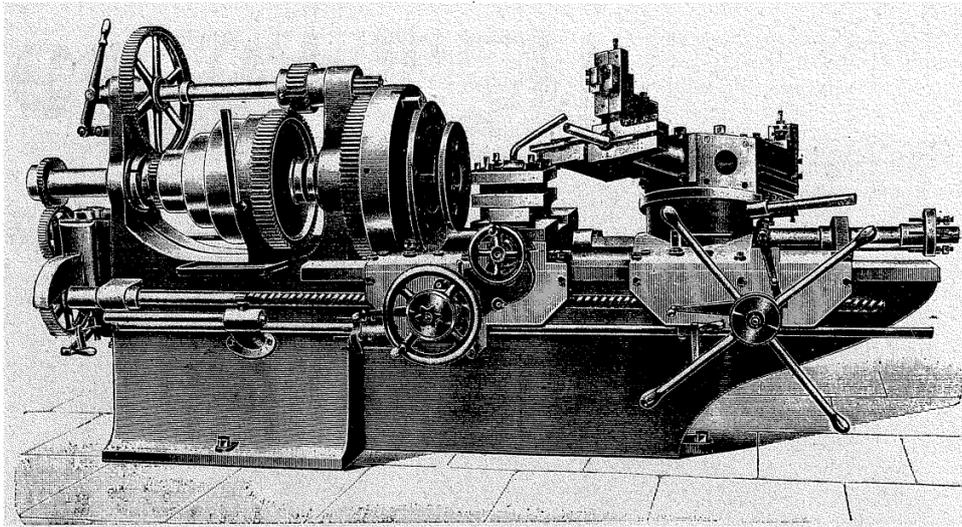


Fig. 16. — Grand tour revolver *Gisholt*.

(fig. 22), fabriquer tout autre chose que des vis et, en fait, exécuter des travaux de filetage, taraudage, décoletage et façonnage les plus variés; et il est tout naturel que, pour mener à bien l'exécution rapide et automatique de pareils travaux, il ait fallu accumuler dans ces machines toute une série de mécanismes divers, se commandant les unes les autres

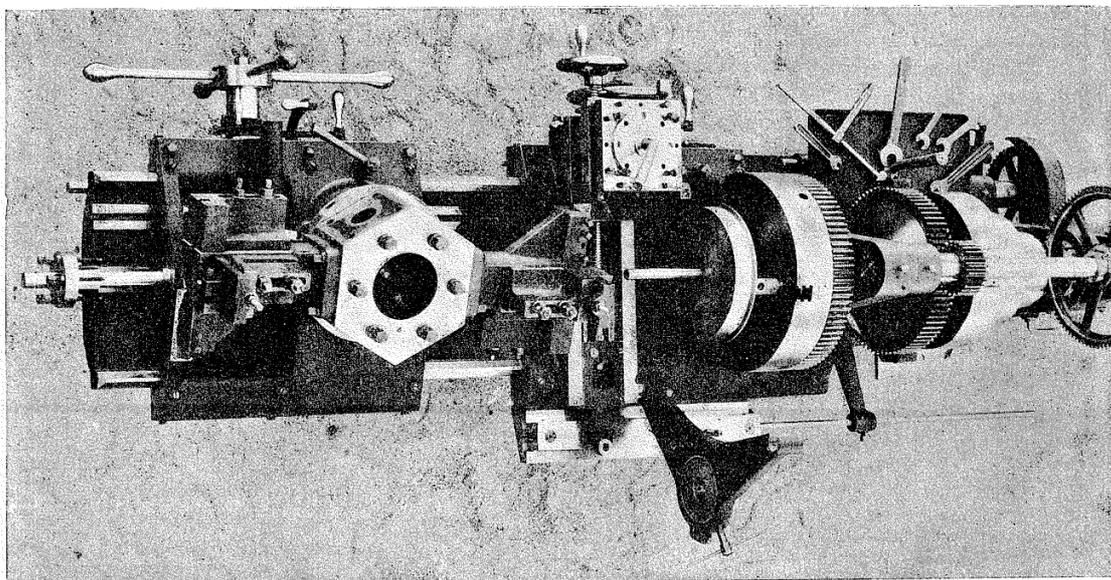


Fig. 17. — Alésage d'une poulie sur le tour *Gisholt* (fig. 16).

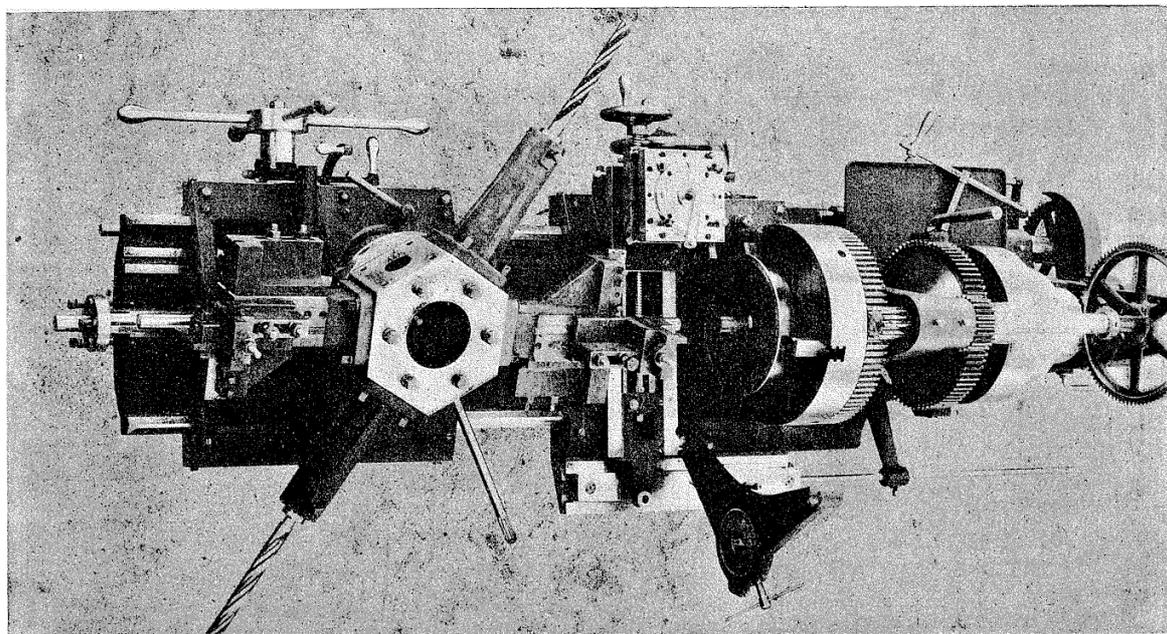


Fig. 18. — Façage du moyeu de la poulie fig. 17.

III.

15

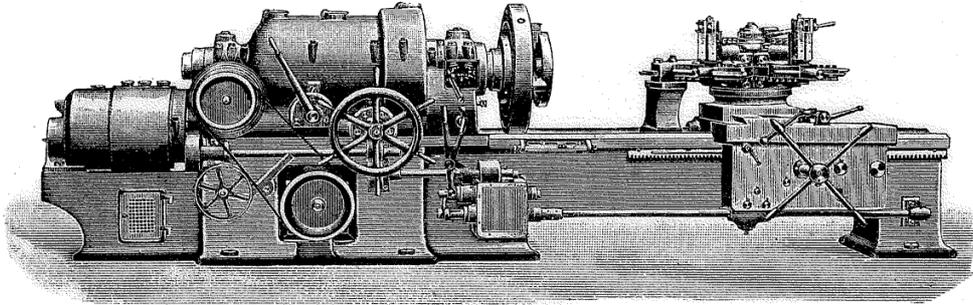


Fig. 19. — Tour revolver à facer de la Société Alsacienne.

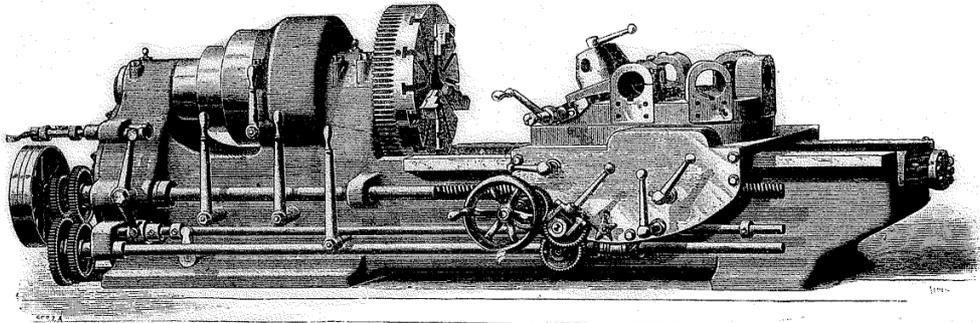


Fig. 20. — Tour Conradson à revolver compound. Le revolver principal fig. 21 peut recevoir 25 outils. Pour une description détaillée voir *Revue de mécanique*, février 1900, p. 216.

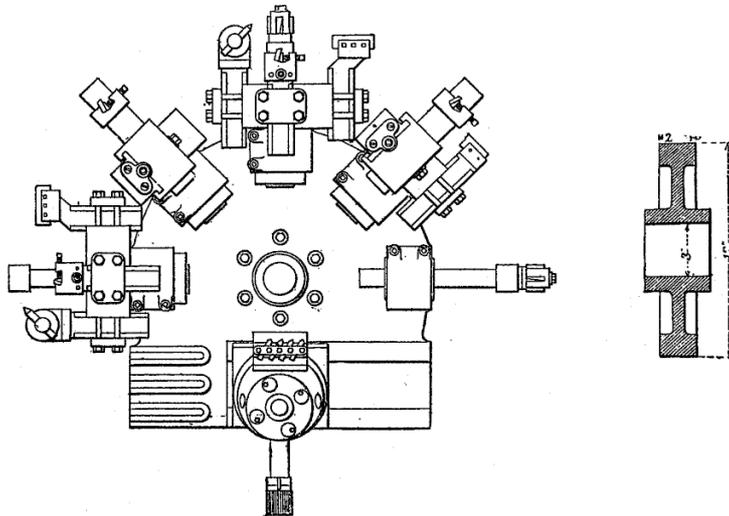


Fig. 21. — Plan du revolver Conradson (fig. 20). Pour exécuter la roue représentée à droite, de 30 millimètres de diamètre, on ébauche et alèse le moyeu par deux lames, et on le finit par un alésur, puis, avec 3 outils striés, on dégrossit l'extérieur, l'intérieur et la face de la jante, que l'on finit par 3 outils plans; ces opérations durent 25 minutes, puis 5 minutes pour l'autre face.

par des renvois et transmissions qui leur donnent un aspect parfois bien compliqué, tel que, s'il est assez facile d'en suivre la marche en fonctionnement, il serait véritablement impossible de vous en présenter ici une description, même sommaire. Aussi, me bornerai-je à vous indiquer deux principes fondamentaux, dont on retrouve

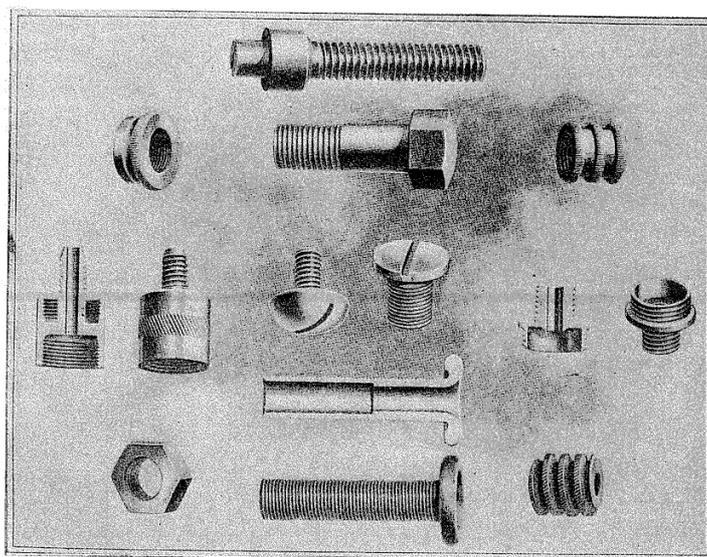


Fig. 22. — Exemples de travaux sur machine à vis.

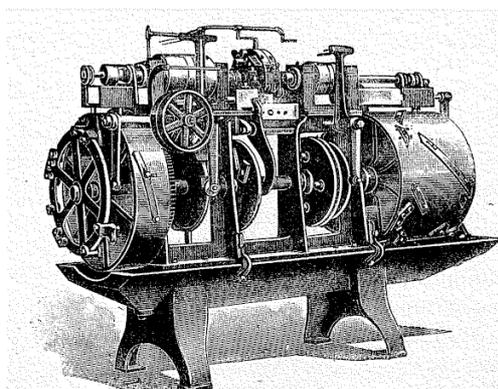


Fig. 23. — Machine à vis *Spencer* à double revolver, construite par la *Spencer Machine Screw Co*, Hartford.

l'application dans presque toutes ces machines : ce sont la duplication du revolver et des broches, et l'emploi des cames protéiformes.

Ainsi que vous le voyez (fig. 23 à 25) sur cette machine aujourd'hui classique de *Spencer*, le bâti porte, symétriquement disposées, deux broches ou poupées et deux revolvers verticaux. Ce dédoublement des broches et du revolver permet de travailler

les pièces successivement à leurs deux extrémités, d'abord sur un revolver puis sur l'autre.

La première broche, celle de gauche, par exemple, avance la pièce au premier revolver, qui exécute sur elle les travaux correspondant à ses outils, puis un premier chariot la coupe au moment où la seconde broche vient la saisir au travers des ouvertures correspondantes des deux revolvers alors arrêtés; cette broche, attirant alors à soi cette pièce détachée de sa tige, en présente l'extrémité coupée au travail du second revolver, puis la rejette entièrement finie¹.

Il faut donc, pour assurer le fonctionnement régulier et automatique de cette machine, donner aux deux revolvers, aux deux broches et aux chariots des mouvements

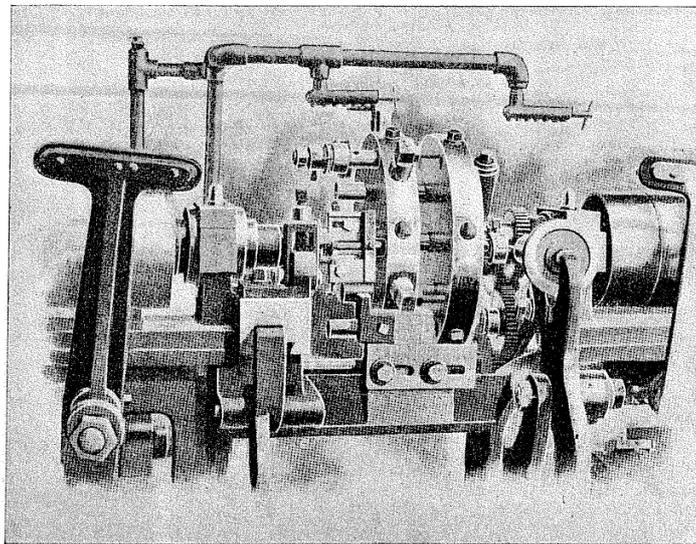


Fig. 24. — Machine à vis *Spencer*, détail du double revolver

d'avance, de recul et de rotation périodiquement arrêtés et renversés en concordance parfaite et réglés, chaque fois, en fonction des formes et de la nature extrêmement variée des travaux à exécuter. On est arrivé à résoudre ce problème extrêmement difficile d'une façon bien simple, qui consiste à faire commander tous ces mouvements d'une façon desmodromique par un seul arbre, muni d'autant de cames, qu'il suffit, par conséquent, de régler une fois pour toutes en fonction d'un travail donné pour en assurer la synergie automatique; et, pour faciliter ce réglage, on a commandé, dans l'exemple que vous avez sous les yeux, l'avance, la régression et la rotation réversible des broches par une série de cames disposées sur deux tambours, en forme de lamelles faciles à déplacer sur ces tambours et à s'y ajuster en fonction de ce réglage; ce sont les cames protéiformes de *Spencer*.

La machine de *Pratt-Whitney* représentée par la figure 27 n'a qu'une broche et un revolver horizontal, commandés par des cames protéiformes avec, à l'extrémité de droite de l'arbre des cames, un ingénieux mécanisme accélérateur du retour du revolver².

1. *Revue de Mécanique*, décembre 1899, p. 644.

2. *Revue de Mécanique*, décembre 1899, p. 649.

Cette machine, destinée à la fabrication des manettes pour machines à coudre, est caractérisée par l'addition d'un mécanisme alimentateur automatique spécial, disposé au-dessus du banc, et qui amène ces manettes automatiquement au-devant du revolver, puis les lâche une fois finies et les laisse tomber dans une trémie¹.

J'appellerai enfin votre attention sur la très remarquable machine de *Davenport* (fig. 28), exposée à Vincennes par la maison Brown et Sharpe, également à une seule broche réversible et à un seul revolver vertical latéral, disposition qui lui permet d'exécuter, avec le concours de ses deux chariots transversaux, des travaux de reprise en creux extrêmement variés².

Dans toutes ces machines : tours à revolver et machines à vis, ce sont les différents

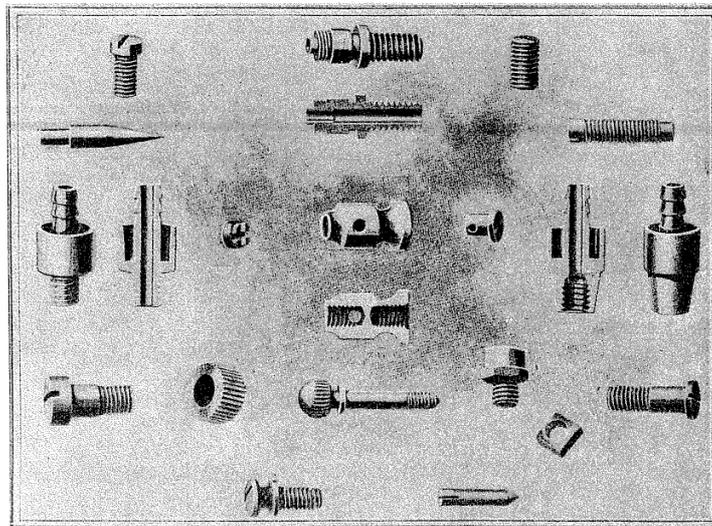


Fig. 25. — Pièces exécutés sur la machine à vis *Spencer*.

outils qui viennent successivement aborder la pièce en travail, saisie, tournée, avancée, puis reculée par sa broche; mais on comprend facilement que le principe du travail en répétition puisse s'effectuer par le procédé inverse du transport de la pièce et de son retournement devant toute une série d'outils simples ou composés, groupés eux-mêmes au besoin en une série de revolvers, comme dans la machine à ouvrir les platines de montres de la *Waltham*³, et que l'on arrive ainsi à exécuter avec une rapidité prodigieuse des travaux d'une multiplicité et d'une variété pratiquement infinie. Je n'insisterai pas davantage sur cette variété si intéressante des machines à répétition. Je ne puis que vous en signaler le principe, dont vous pourrez bientôt apprécier toute la fécondité en voyant fonctionner ici même l'ingénieuse machine à faire les vis à bois de *M. Sloan*, qui a bien voulu nous en réserver la primeure⁴.

1. *Revue de Mécanique*, mai 1900, p. 649.

2. Pour suivre l'évolution fort intéressante de cette machine, voir la *Revue de Mécanique*, décembre 1897 et juillet 1898, p. 1207 et 88, ainsi que mon *Traité des machines-outils*, t. II, p. 305.

3. G. Richard, *Traité des machines-outils*, t. II, p. 192 et 528 et *Revue de Mécanique*, avril 1899, p. 401.

4. Voir à la fin de ce volume.

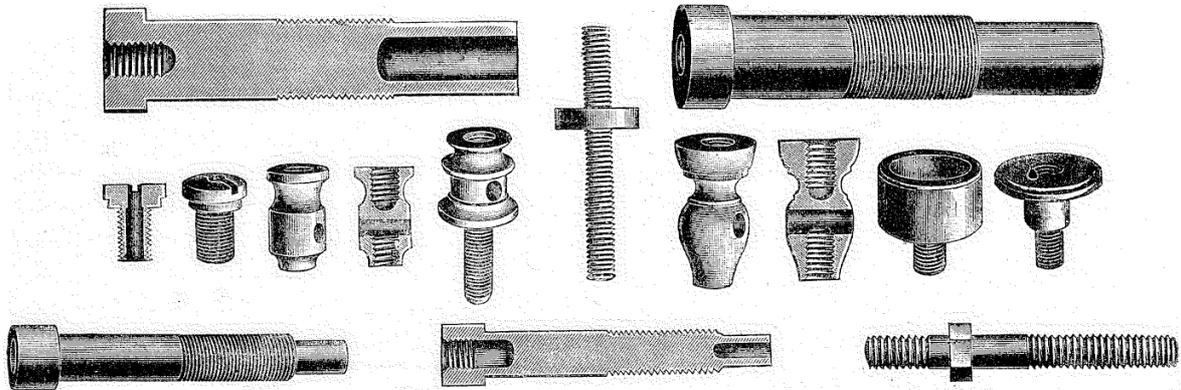


Fig. 26. — Travaux exécutés avec la machine à vis Spencer.

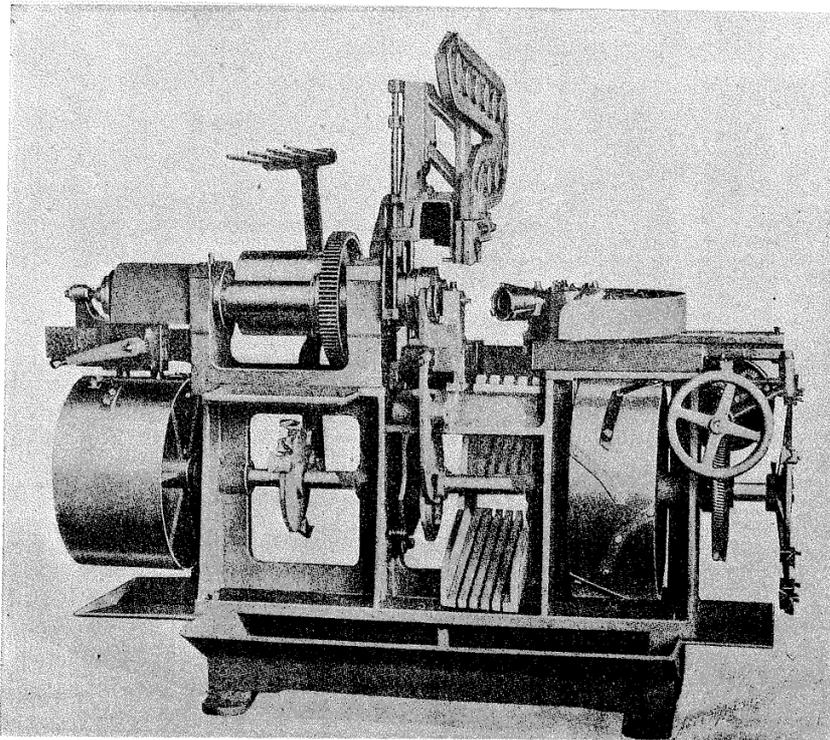


Fig. 27. — Décoleteuse automatique Pratt-Whitney avec magasin Couch pour volants de machines à coudre. Les pièces brutes de fonte sont placées dans le magasin, et le travail s'opère automatiquement jusqu'à achèvement complet; ce travail comprend le tournage de la jante, le façonnage des deux côtés du moyeu, le perçage et l'alésage du moyeu, etc. Cette série d'opérations comprend la prise de la pièce brute dans le magasin, son placement dans le mandrin, le finissage, l'enlèvement de la roue du mandrin et son rejet dans une boîte. Le total de temps requis est de quatre minutes et demie, ce qui donne une moyenne de 120 volants toutes les dix heures. Un seul homme aidé d'un gamin suffit pour veiller au travail d'une douzaine de ces machines. (Pour une description détaillée, voir *Revue de Mécanique*, mai 1900, p. 649.)

Avant de quitter ces admirables machines à répétition, dont quelques-unes paraissent avoir atteint la limite du concevable en matière d'automatisme, j'attirerai encore votre attention sur ce que l'on arrivera peut-être bientôt à les simplifier en remplaçant une partie de leurs renvois à chaînes cinématiques articulées par des transmissions électromagnétiques ou hydro-pneumatiques, à eau refoulée par de l'air comprimé, cette dernière à la fois infiniment souple et précise. Le fil électrique ou le petit tube d'acier

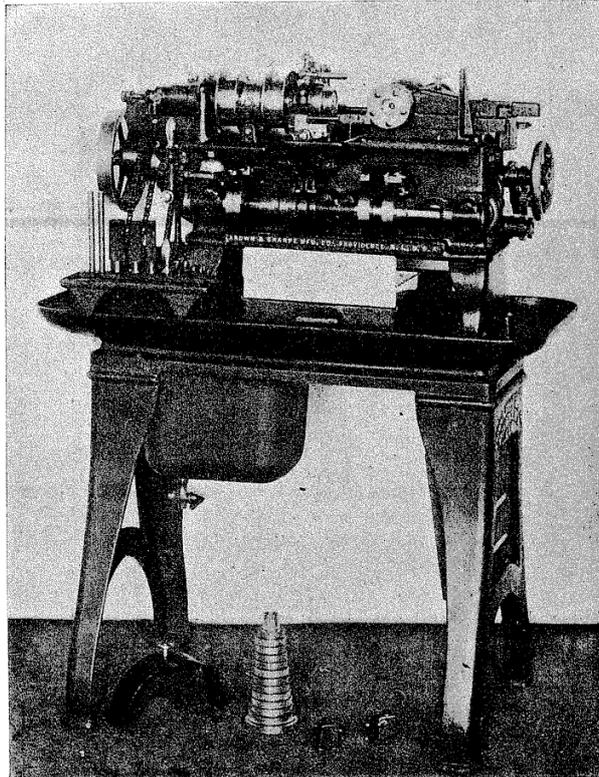


Fig. 28. — Machine à vis *Brown et Sharpe* N° 00. Broche actionnée par 2 poulies à friction : 6 vitesses variant de 700 à 2400 tours, diamètre maxima de la barre 35 millimètres, longueur maxima du décoletage 25 millimètres. Revolver vertical avec 5 trous de 15 millimètres de diamètre. Avance maxima du chuck 50 millimètres : ces avances peuvent être rendues successives à volonté. Poids 450 kil.

passer facilement partout et permet d'établir, entre des organes placés comme on le veut, n'importe dans quelles positions l'un par rapport à l'autre, les relations de mouvement les plus diverses.

Des mécaniciens de grand talent¹ se sont attachés à résoudre ce problème, des plus intéressants en lui-même, et s'ils ne sont pas encore parvenus à des solutions véritablement pratiques, il y a tout lieu de croire que ces solutions ne se feront plus longtemps attendre et amèneront bientôt de nouveaux progrès dans ce domaine si curieux et si important de la machine-outil.

1. Church. Conradson. Hartness. *Revue de Mécanique*, avril et décembre 1899, p. 401 et 683.
G. Richard, *Traité des machines-outils*, t. I, p. 101.

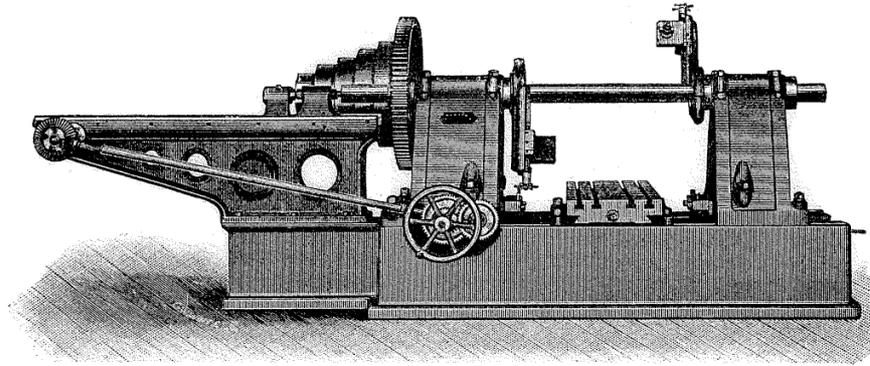


Fig. 29. — Alésoir *Newton* pour cylindres de locomotives. Alèse 500×750 de long. Barre de 100 millimètres, 5 vitesses de rotation et 6 d'avance.

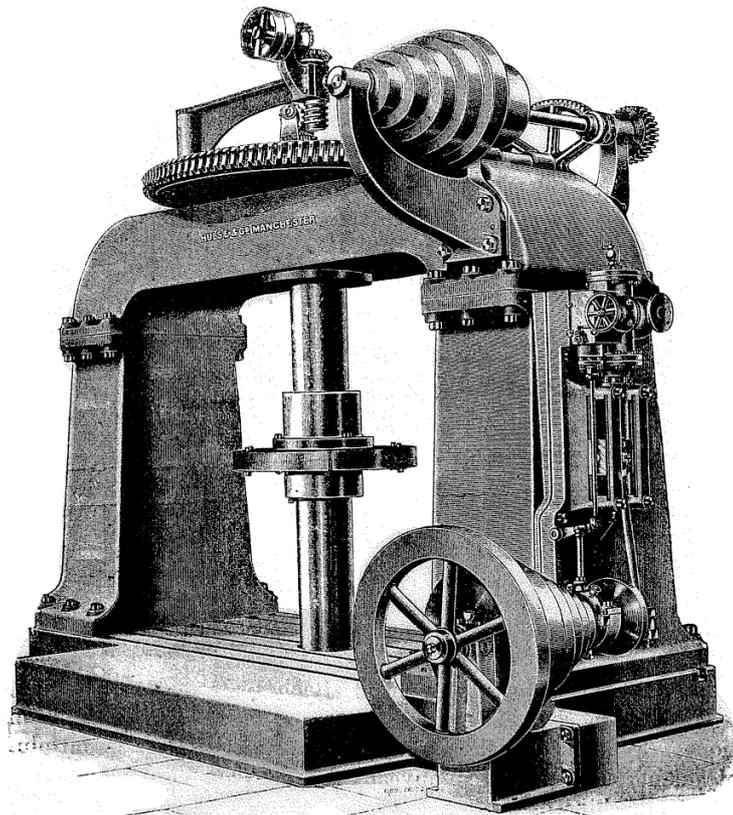


Fig. 30. — Alésoir vertical *Hulse*. Largeur $3^m,60$; hauteur sous la traverse $3^m,60$; diamètre maximum à aléser $1^m,83$ diamètre; de la barre 460, on la retire verticalement pour placer et enlever la pièce à aléser.

L'Alésoir.

L'alésoir dérive presque directement du tour par inversion : c'est un tour qui agit à l'intérieur au lieu d'à l'extérieur des objets : il peut, comme le tour, fileter, c'est le cas du rayage des canons et des fusils ; et cette dérivation du tour est tellement directe que, dans bien des cas encore, l'on effectue sur le tour même certains travaux d'alésage.

Voici deux types d'alésoirs pour ainsi dire classiques, l'un (fig. 29) horizontal, spécialement étudié pour les cylindres de locomotives, avec ses deux bras disposés pour le dres-

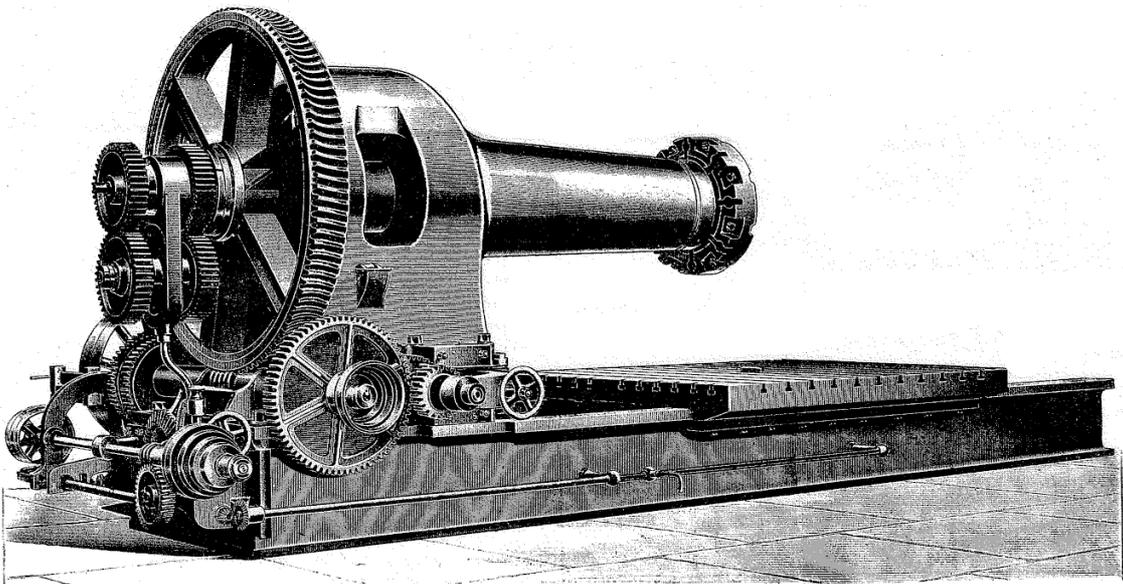


Fig. 31. — Alésoir *Buckton* à table mobile, peut aléser des cylindres de $1^m,80 \times 1^m,80$. Table de $2^m,40$ de côté
Diamètre de la barre 460, de la couronne 635.

sage des brides ; l'autre (fig. 30) vertical, pour les grosses pièces, telles que les cylindres de machines marines, plus aisées à placer et caler verticalement, avec barre d'alésage très puissante, ne pesant pas sur ses coussinets, et pratiquement inflexible. Cette même inflexibilité se retrouve (fig. 31), dans l'alésoir de *Buckton*, réalisée par un autre moyen : la suppression de la barre d'alésage proprement dite, remplacée par une couronne d'outils fixée sur un manchon tournant rigidement guidé dans une longue et forte portée venue de fonte avec la poupée. Ici, c'est la table porteuse de la pièce à aléser qui se déplace automatiquement au pas de l'alésage ; et il va sans dire que cette table, bien que le poids même de la pièce en travail ajoute à sa stabilité, doit être parfaitement guidée pour éviter toute vibration ou broutement de l'outil.

Doit-on aléser des pièces de hauteur ou de diamètre très variables, l'alésoir représenté par la figure 32 rend la chose des plus aisées, avec sa table portée par deux grandes vis qui en rendent le réglage vertical des plus faciles. En outre, cette table porte un plateau qui permet d'orienter la pièce dans la direction voulue pour y aléser des portées horizontales d'inclinaison quelconque l'une par rapport à l'autre.

Puis cette table peut, automatiquement, soit tourner, soit avancer transversalement, ce qui permet d'effectuer des travaux très variés de façage plan ou circulaire, au moyen de fraises montées sur la barre d'alésage, dont l'avancement est modifié ou supprimé en conséquence; enfin, cet avancement peut être accéléré de manière à effectuer des travaux de perçage au moyen de forets montés au bout de cette barre. Vous voyez par quels procédés extrêmement simples on est arrivé à étendre et à multiplier les moyens d'action de cet outil sans nuire en rien ni à la précision, ni à la rapidité de son travail principal : l'alésage.

Voulons-nous aller plus loin dans l'adaptation de l'alésoir aux diamètres les plus variables, nous monterons, comme en fig. 33, la barre d'alésage sur deux grands

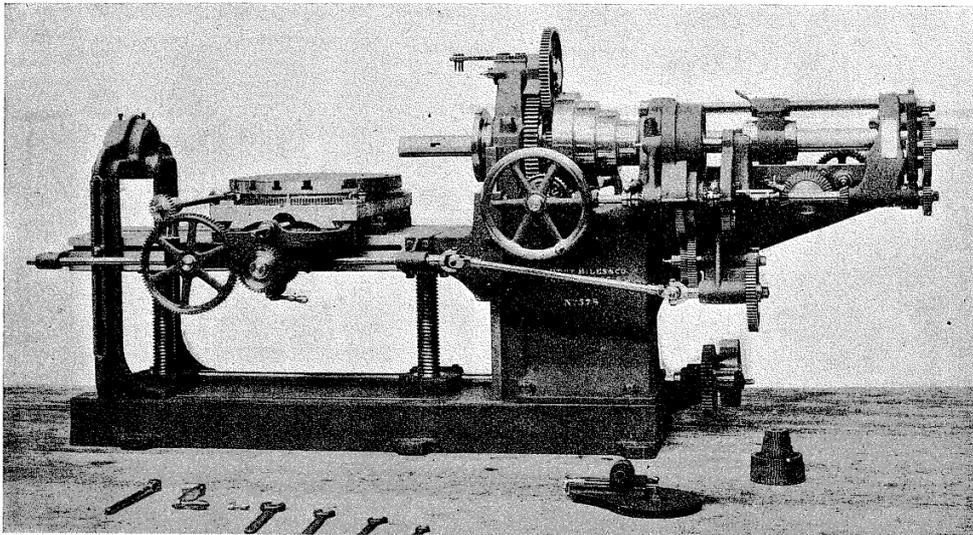


Fig. 32. — Alésoir *Bement Miles*, peut aléser un cylindre de 1^m,90 sur la table et de 1^m,55 sur le plateau. Barre de 100 millimètres; course maxima 1^m,22, 8 vitesses, 2 avances pour le perçage et 2 pour l'alésage, retour, à la main de chaque côté de la machine. Table de 610 × 1^m,80, levée sur vis avec chariot de 1^m,06 × 635 course transversale 660, avec plateau de 760 millimètres.

montants de raboteuses, qui permettent d'en régler facilement la levée au moyen de vis de supports commandées à la machine; vous voyez à quels énormes diamètres l'on peut s'attaquer avec un pareil dispositif.

Voulons-nous multiplier et varier encore plus nos moyens d'action, voici (fig. 34) une machine dont la barre équilibrée, à la fois levable sur sa colonne et pivotable sur son chariot, permet d'aléser, percer, dresser et fraiser dans tous les sens et partout les pièces les plus volumineuses, solidement assises sur la plaque de fondation, devant laquelle peut aller et venir la colonne, et sur laquelle on peut monter une table à plateau tournant automatiquement ou à la main¹.

Un problème qui se rencontre très fréquemment est celui de l'alésage, sur une même pièce, d'une série de trous orthogonaux; c'est le cas des machines Corliss, par exemple, dont les axes des distributeurs sont parallèles entre eux et perpendiculaires à celui du cylindre. C'est là un problème très difficile, presque impossible à résoudre rigoureuse-

1. *Revue de Mécanique*, juin 1897, p. 592.

ment s'il fallait, à chaque opération, déplacer puis remonter la pièce; il devient au contraire des plus faciles par l'emploi d'alésoirs multiples, tels que celui représenté par la figure 35, et qui permettent d'aléser simultanément — ou de percer et de fraiser — dans des directions rigoureusement orthogonales. Il en est de même avec la machine fig. 36, qui résulte de la combinaison d'un alésoir horizontal du type fig. 37 avec l'alésoir universel fig. 34, tandis que celle de la figure 38 est réalisée par le croisement de

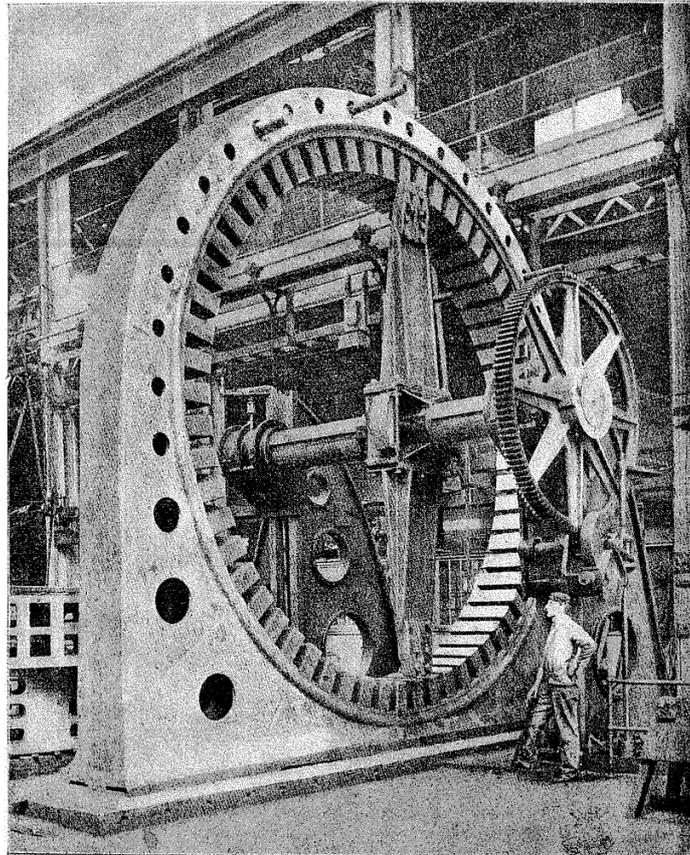


Fig. 33. — Alésoir pour dynamos, ateliers *Westinghouse*.

deux alésoirs du type fig. 37. Cette dernière machine est destinée principalement au travail des bâtis de machines à vapeur, dits bâtis à baïonnette; le grand alésoir en façonne la culasse et le petit le palier, dont les axes sont ainsi forcément orthogonaux. Voici encore (fig. 39), dans le même ordre d'idées, un petit alésoir à cinq broches, permettant d'aléser simultanément cinq trous orthogonaux à des hauteurs et profondeurs différentes, et qui trouve son emploi dans la fabrication de certaines machines agricoles.

Veut-on se borner à l'alésage multiple en des directions parallèles, comme le cas s'en présente souvent pour les pompes, les coussinets de wagons, le problème, ainsi simplifié, se résout comme vous le voyez (fig. 40) par l'emploi de machines robustes, peu coûteuses, parfaitement adaptées à leur travail spécial.

Lorsque je vous ai parlé, tout à l'heure, des tours verticaux, vous avez parfaitement compris que l'on pouvait tourner la pièce posée sur leur plateau horizontal soit à l'intérieur, soit à l'extérieur; c'est-à-dire que ces tours, comme les autres d'ailleurs, peuvent aussi fonctionner comme alésoirs, et vous ne vous étonnez pas qu'il suffise de légères modifications pour les adapter spécialement à ce dernier travail. Tel est, par

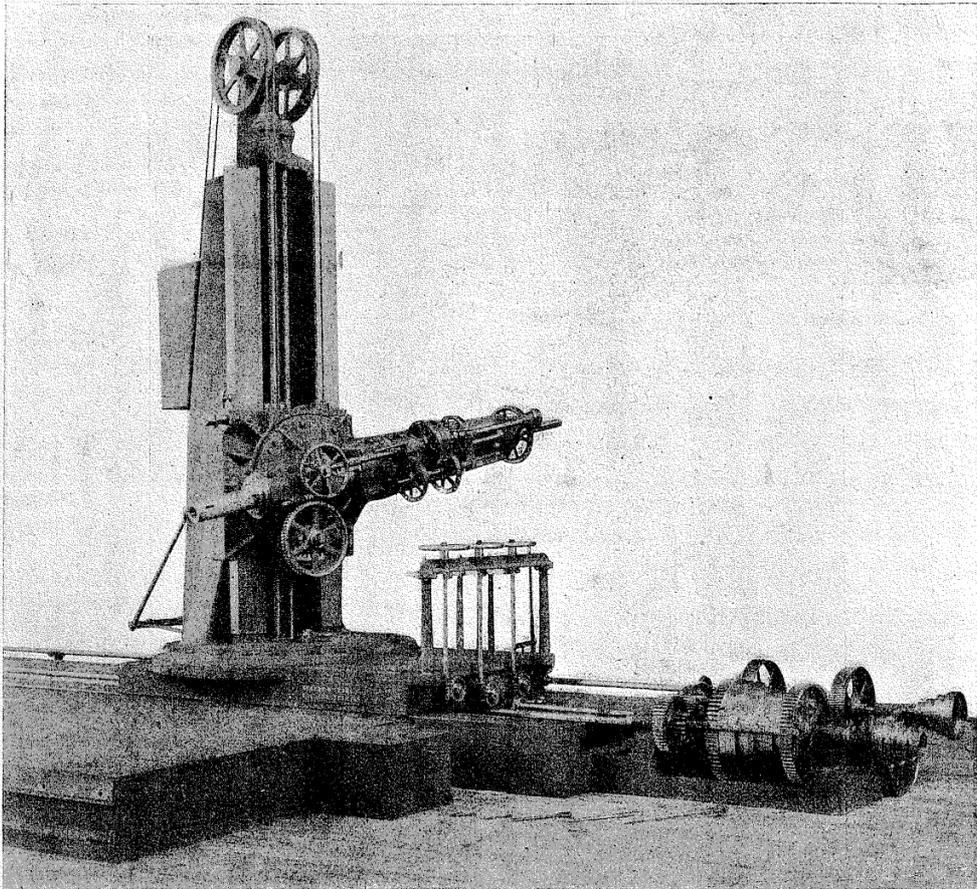


Fig. 34. — Alésoise universelle *Bement Miles*. Table de 2 mètres \times 9 mètres, course de la colonne 3 mètres largeur du chariot 1^m,22, course 3 mètres, rotation de la broche 90°, 8 vitesses de levée, broche de 200 millimètres \times 3 centimètres, à 15 vitesses, course 1^m,20.

exemple, le cas de la machine représentée par la figure 41, destinée à l'alésage des moyeux des roues de wagons; vous y retrouvez le plateau horizontal à mâchoires autocentriques des tours verticaux, avec le remplacement de la traverse et de ses deux porte-outils par une barre d'alésage verticale solidement guidée, et qui ne fait qu'avancer dans la pièce qui tourne. Il est évident que le montage des roues, aidé par une petite grue latérale, se fait, sur cette machine, avec plus de sécurité, de rapidité et de puissance que sur un alésoir à plateau vertical, et qu'elle est, par conséquent, des mieux adaptées à sa fonction spéciale.

Je vous ai dit que l'alésoir pouvait, comme le tour, tracer des filetages, et je vous

citais comme exemple le rainage des canons, dont les rayures ne sont que des filets de vis à profil particulier et à pas très allongé, régulier ou variable; voici un bel

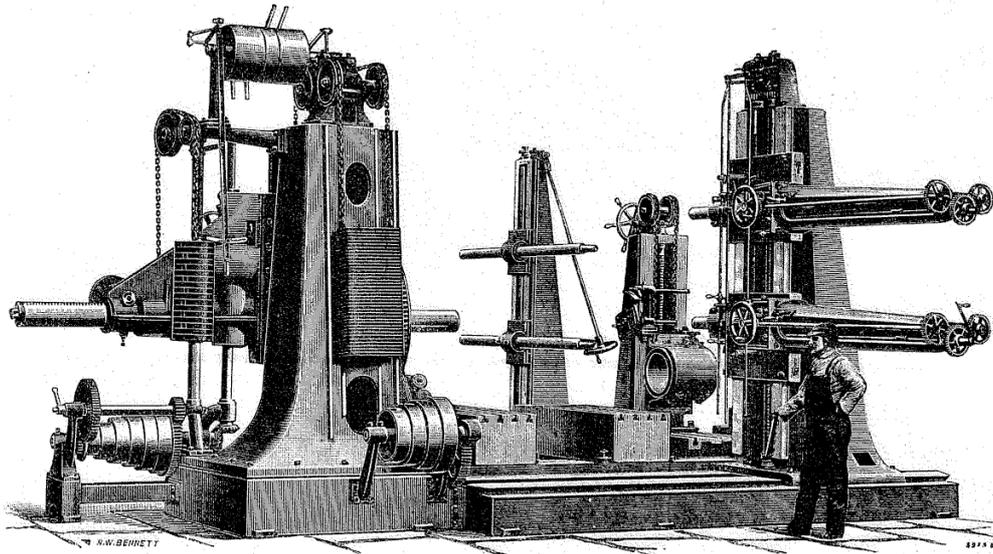


Fig. 35. — Alésoir universel Niles.

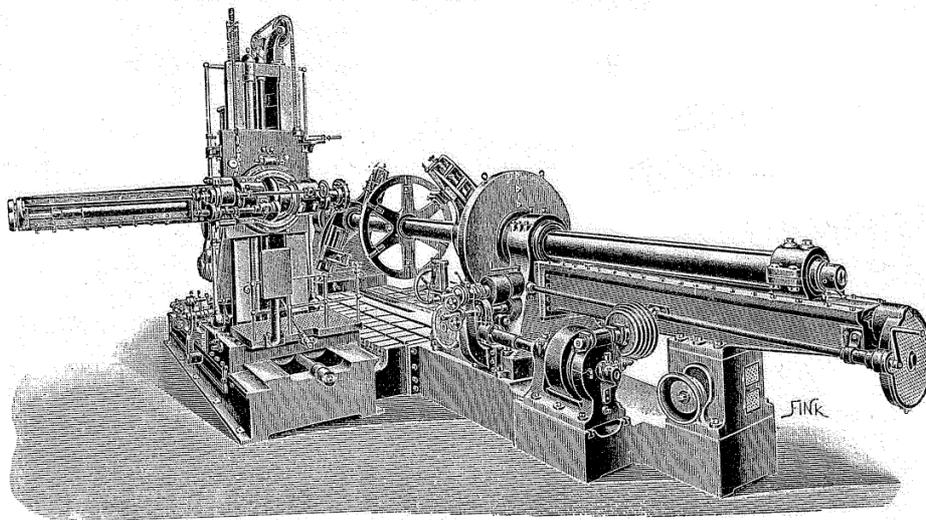


Fig. 36. — Fraiseuse aléreuse de la Société Alsacienne, pour aléser simultanément et dans des directions rigoureusement orthogonales le cylindre d'une Corliss et le logement de ses robinets, dresser de grandes surfaces de bâtis, etc.; commandée par une dynamo de 11 chevaux; diamètre de l'arbre d'alésage 200 millimètres, course 2 mètres, hauteur maxima au-dessus du banc 3^m,35, course verticale du chariot porte-outil 2^m,50, course horizontale du bâti 3^m,50, encombrement 6 mètres × 5 mètres, poids 40 tonnes.

exemple d'une de ces machines. Si la barre d'alésage que vous voyez à droite de la figure 42 ne faisait qu'avancer sans tourner, elle ne tracerait dans le canon que des

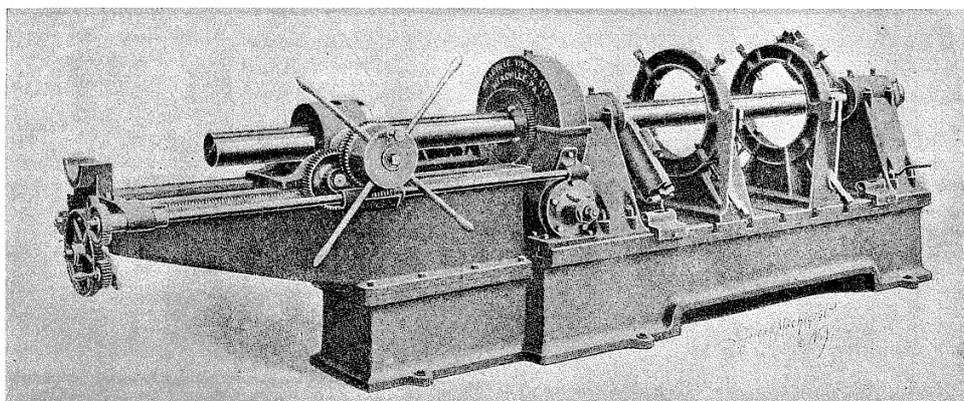


Fig. 3— Alésoir *Barrett* pour alésage et façages des cylindres.

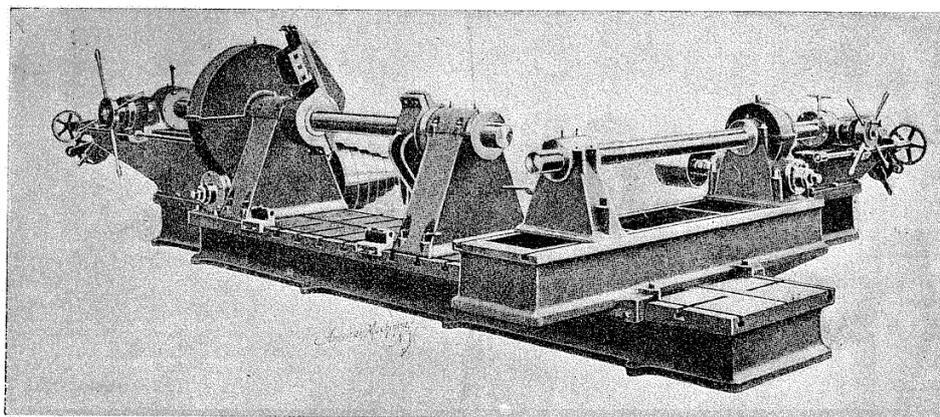


Fig. 38. — Alésoir *Barrett* pour bâtis. Alèse orthogonalement les paliers et le siège du cylindre.

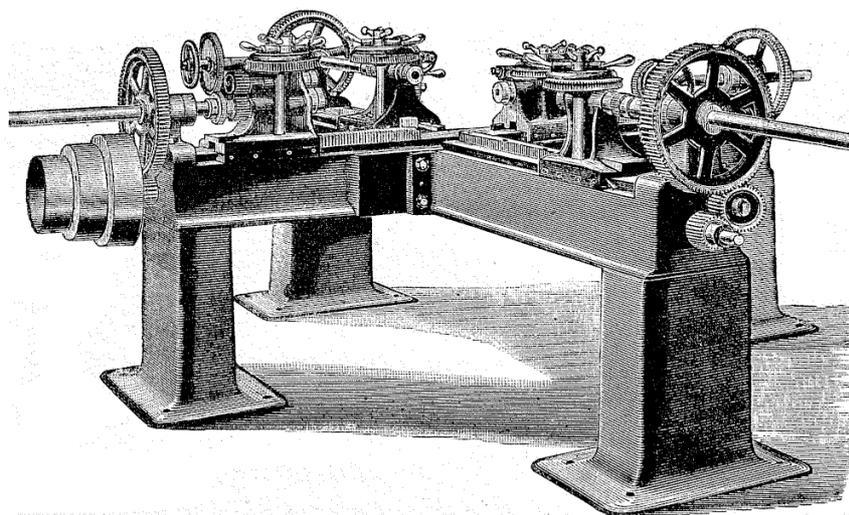


Fig. 39. — Alésoir quintuple *Newton*, à cinq barres indépendantes pour pièces de moissonneuses.

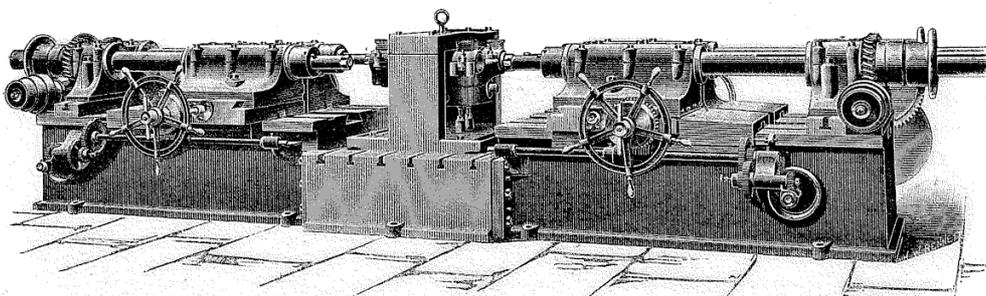


Fig. 40. — Alésoir quadruple *Niles* pour dynamos de tramways. Broches indépendantes de 150 millimètres à écartements réglables.

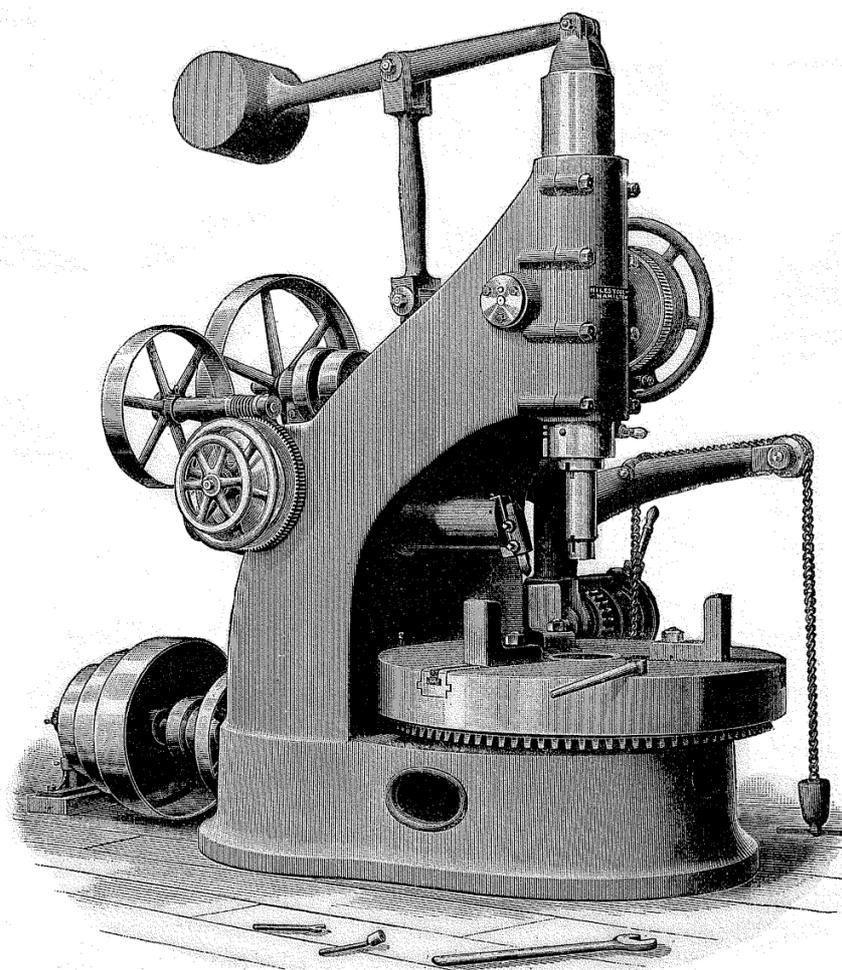


Fig. 41. — Alésoir pour roues de wagons des *Niles Tool Works*. Diamètre de la table, 1^m,22.

rayures droites; mais vous voyez, qu'à mesure qu'elle avance, le coulisseau C de son chariot, glissant dans la coulisse C', lui imprime, par sa crémaillère B et le pignon P, une rotation fonction de l'inclinaison et du profil de la coulisse C', traçant ainsi une rainure hélicoïdale à pas constant ou variable, suivant que la coulisse est droite ou courbe, et d'autant plus accentuée qu'elle est plus inclinée. C'est encore là une solution extrêmement simple d'un problème très difficile, un excellent exemple de spécialisation.

Les Perceuses.

Bien que le perçage diffère considérablement de l'alésage par le mode d'action tout particulier du foret, le résultat de cette action est en principe le même : la production d'un trou rond ou polygonal, rainé, ou fileté dans le cas du perçage-taroudage; aussi, la plupart des alésoirs peuvent-ils, comme nous l'avons vu, effectuer des travaux de perçage.

L'ancien foret à tête triangulaire, qui se brisait facilement, broutait et donnait dif-

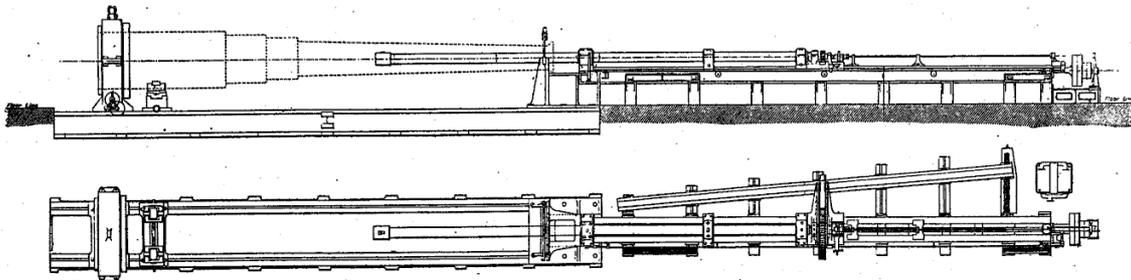


Fig. 42. — Machine à rainer les canons Craven.

ficilement des perçages profonds et réguliers, est aujourd'hui presque totalement abandonné en faveur du foret hélicoïdal, automatiquement guidé par la prise même de sa coupe, dont l'avance est beaucoup plus rapide, surtout s'il est graissé par une circulation d'huile forcée (fig. 43 et 44), largement dégagé, dont le diamètre peut atteindre 80 et même 100 millimètres, et dont le travail très net ne laisse que peu de chose à faire à l'outil aléseur (fig. 45) qui le termine, s'il y a lieu, avec une précision absolue.

L'une des qualités que l'on demande souvent aux perceuses est la facilité de pouvoir orienter leurs forets dans toutes les directions. La radiale à colonne que voici (fig. 46) avec son bras qui peut non seulement tourner et se lever sur sa colonne, mais aussi pivoter sur son axe propre, permet l'orientation du foret en des angles et dans des plans quelconques; mais il est rare que l'on ait besoin de cette orientabilité universelle, qui ne peut s'obtenir qu'avec une certaine complication. C'est ainsi que, dans les radiales, on renonce souvent au pivotement du bras sur son axe, et parfois même à sa levée, ce qui permet alors de lui donner, comme dans le type (fig. 47), destiné au perçage des plaques de blindage, une assiette exceptionnellement robuste.

Ce même caractère de robuste simplicité se retrouve au plus haut degré dans les perceuses à bancs (fig. 48) dont la disposition permet de guider très solidement le porte-foret. La figure 49 représente une adaptation spéciale fort ingénieuse de la réunion de deux de ces machines pour le perçage des œillets dans les barres des ponts articulés américains; elle permet d'exécuter ce perçage rapidement et avec toute la précision qu'il exige.

Si la perceuse radiale peut être considérée comme le type de la perceuse universelle,

pouvant s'adapter à presque tous les travaux de perçage, il va sans dire que la perceuse s'est, comme toutes les machines-outils, spécialisée et différenciée en un grand nombre de variétés, adaptées aux travaux les plus divers, principalement par la multiplication, le groupement et la mobilisation *ad hoc* des forets.

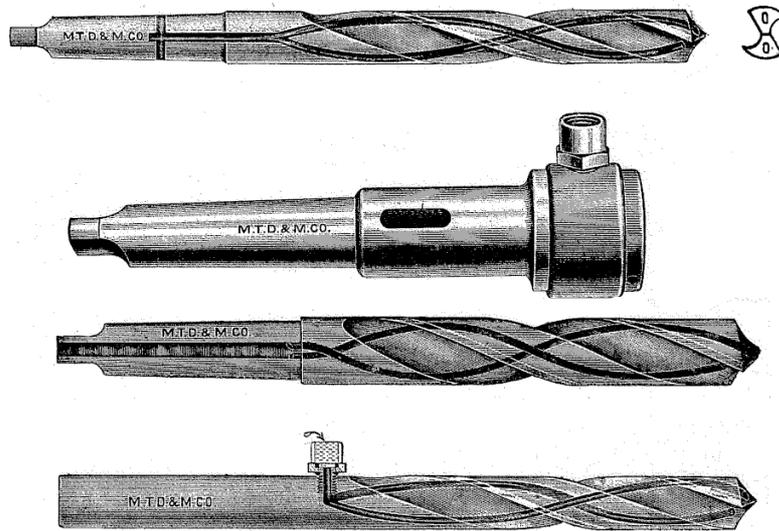


Fig. 43. — Forets Morse à circulation d'huile sous pression.

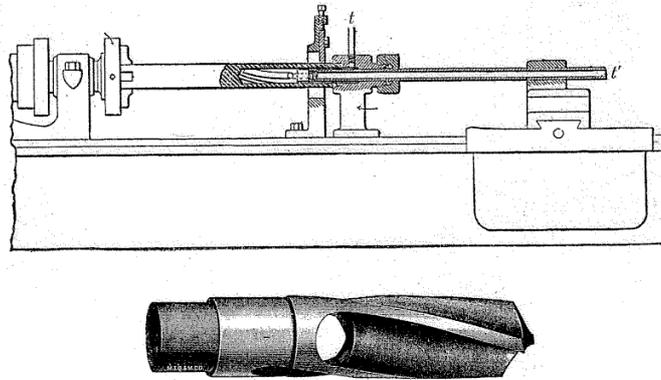


Fig. 44. — Perceuse Morse pour longs trous. Ensemble et détail du foret. L'huile amenée par *t* entre dans le forage par les rainures du foret et sort avec les copeaux par *t'* construit par la Morse Twist Drill Co Bedport (Max).

Parmi ces spécialités, l'une des plus intéressantes est la machine à forets multiples ajustables de *Habersang* et *Zinzen*, dont le principe consiste, comme vous le voyez (fig. 50), à commander les forets par des axes à joints universels de Hooke, disposés de manière à les ranger pour le perçage de séries de trous diversement écartés sur, par exemple, une bride de tuyauterie (fig. 51), un moyeu de roues de vélocipèdes. Vous voyez, par les figures 52 et 53, avec quelle souplesse les applications de ce principe

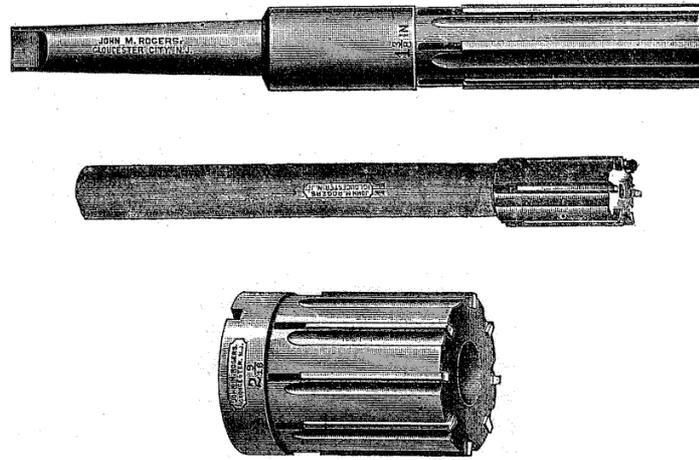
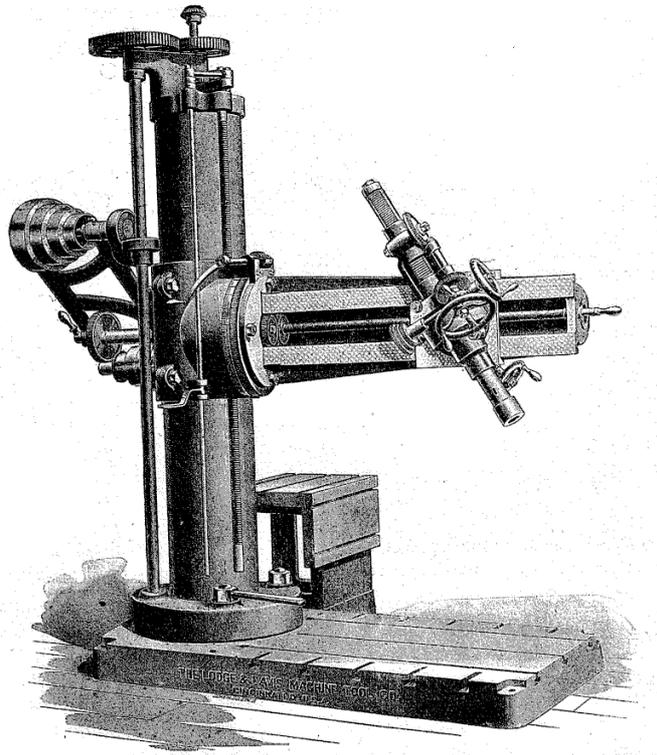


Fig. 45. — Aléseurs.

Fig. 46. — Perceuse radiale universelle *Lodge et Davis*.

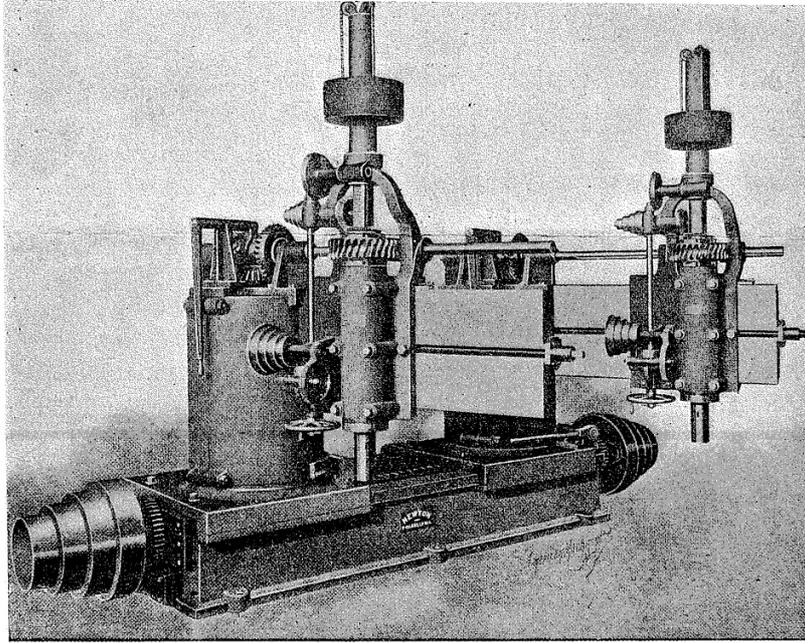


Fig. 47. — Perceuse double radiale *Newton* pour plaques de blindages, avec renversement pour taraudage. Broches de 125 millimètres, portée 1^m,90, longueur du banc 3^m,60, poids 20 000 kilos.

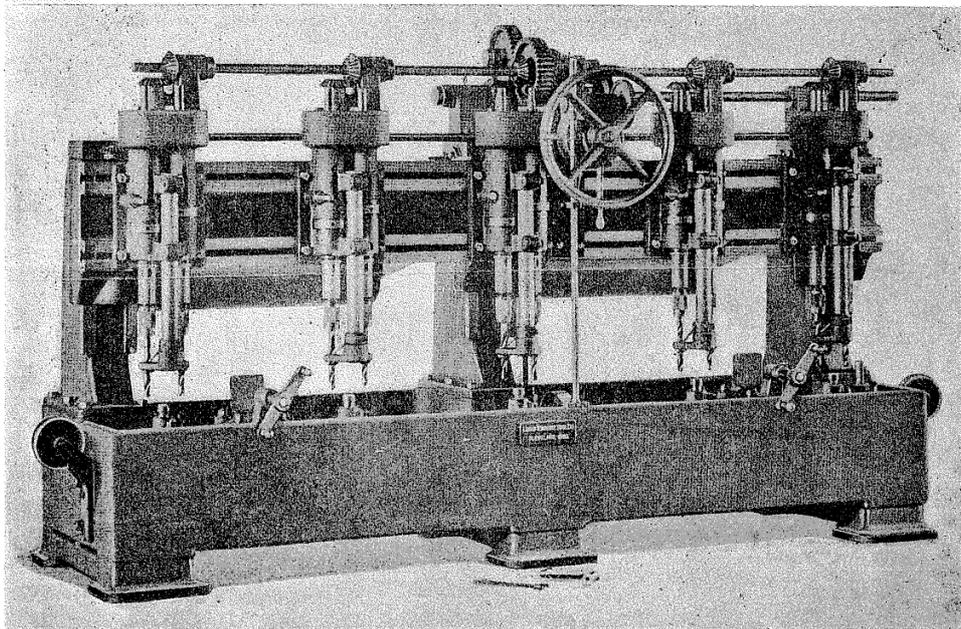


Fig. 48. — Perceuse multiple pour rails *Lucas*, avec 5 paires de forêts ajustables de part et d'autre de celle du milieu. Réglage vertical indépendant de 100 millimètres, levée de la traverse de 0^m,30 à la main ou mécanique, guides des forêts ajustables, écartement maximum des forêts extrêmes 3 mètres.

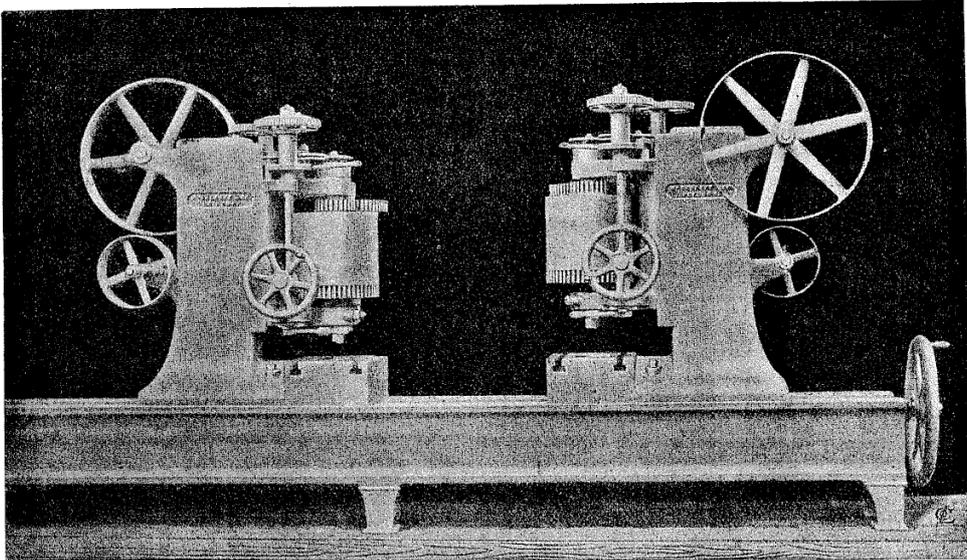


Fig. 49. — Perceuse Sellers pour barres de pont. Levée 250 millimètres, diamètre des broches 65 millimètres.

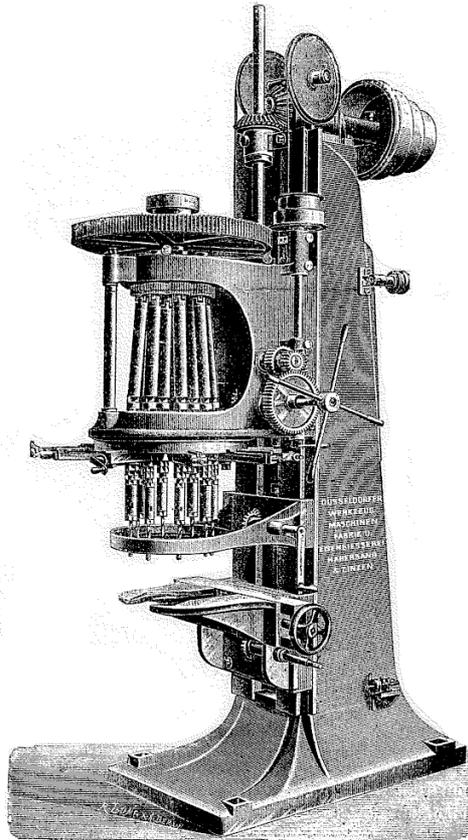


Fig. 50. — Perceuse multiple verticale Habersang et Zinzen.

peuvent s'adapter aux travaux les plus divers. Dans certains cas, lorsqu'il s'agit de percer très souvent la même série de trous, on peut simplifier la machine en remplaçant

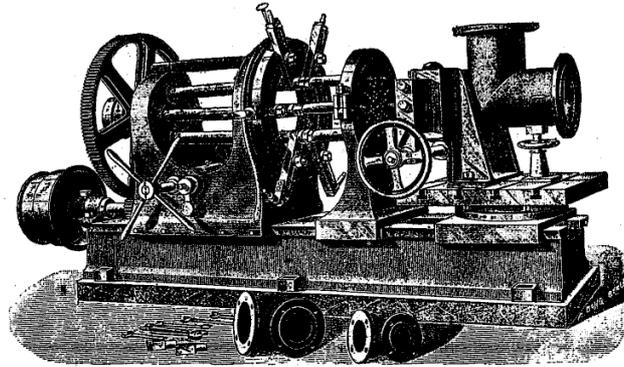


Fig. 51. — Perceuse multiple *Habersang et Zinzen* pour brides.

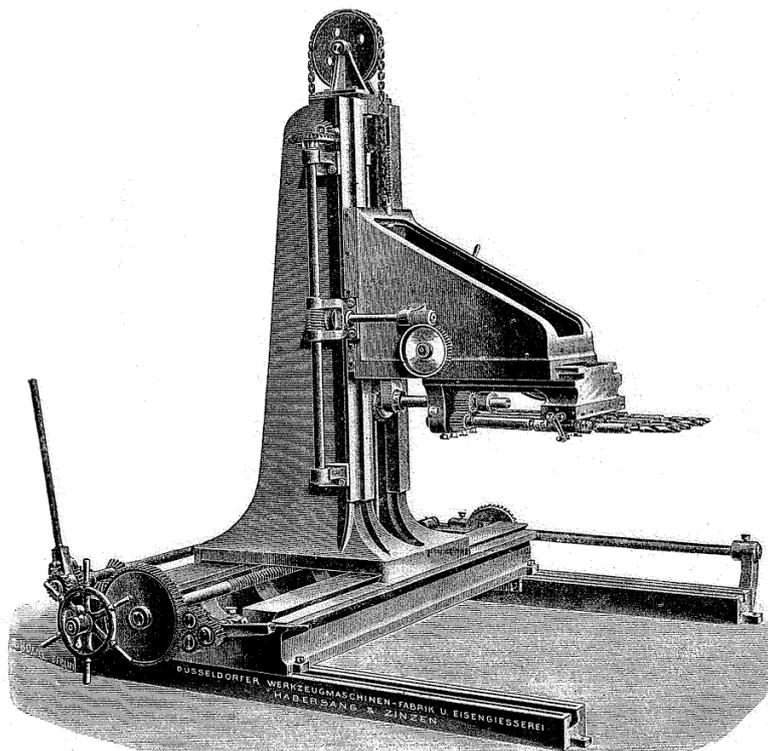


Fig. 52. — Perceuse multiple *Habersang et Zinzen* pour chaudières.

les articulations de Hooke par (fig. 54) une transmission par plateaux excentrés et manivelles, dont il suffit de changer la boîte pour passer d'une série de trous à une autre.

Un autre genre intéressant et nettement spécialisé des perceuses multiples est celui des perceuses pour chaudières, dont les figures 56 et 57 expliquent suffisamment le principe. Le corps de chaudière dans lequel il s'agit de percer les trous de rivures se pose, avec ses viroles tout assemblées, sur le plateau que vous voyez au centre de la

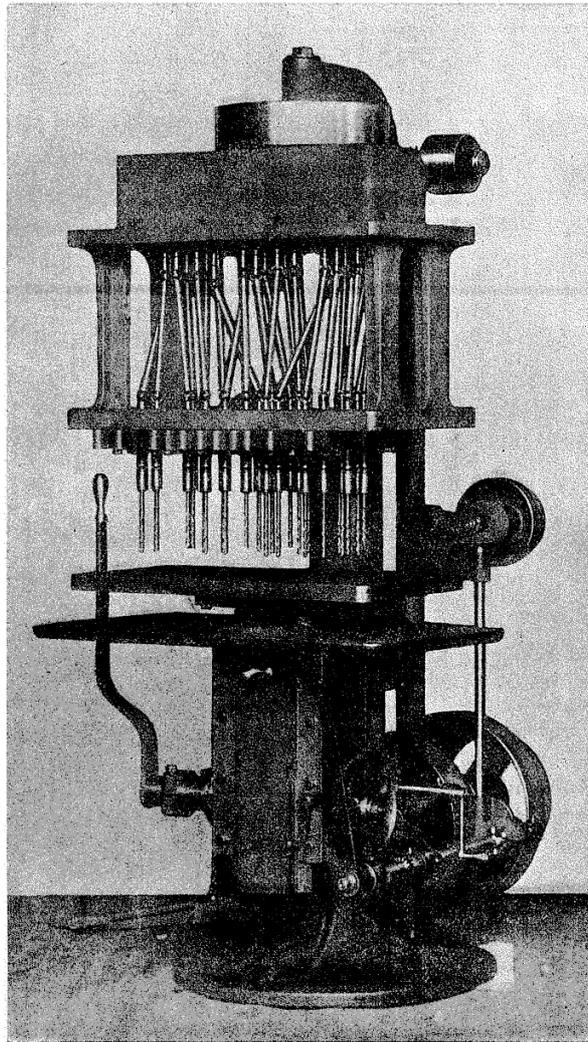


Fig. 53. — Perceuse multiple articulée *Pratt Whitney*.

machine, et sa rotation les présente aux forets disposés les uns horizontalement, pour les rivures transversales ou circulaires, les autres verticalement, pour les rivures longitudinales, dont les trous sont ainsi percés rapidement et avec une exactitude rigoureuse.

Les perceuses se prêtent parfaitement à la combinaison de systèmes mobiles groupés (fig. 58 et 59), isolés (fig. 60 à 62) ou portatifs actionnés par l'air comprimé ou par

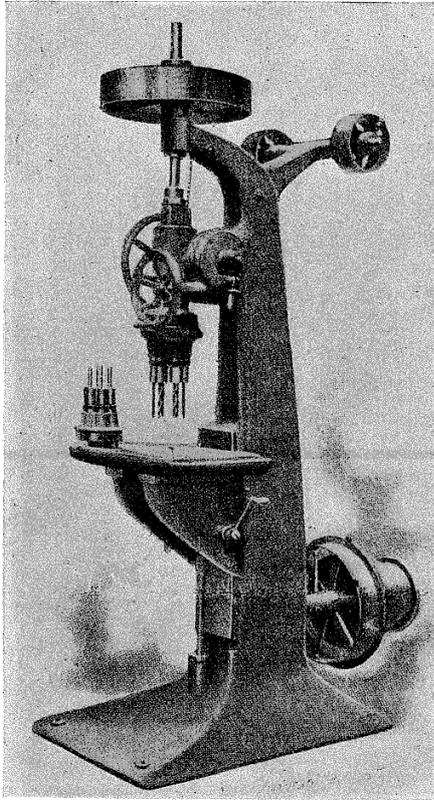


Fig. 54. — Perceuse multiple *Langelier*.

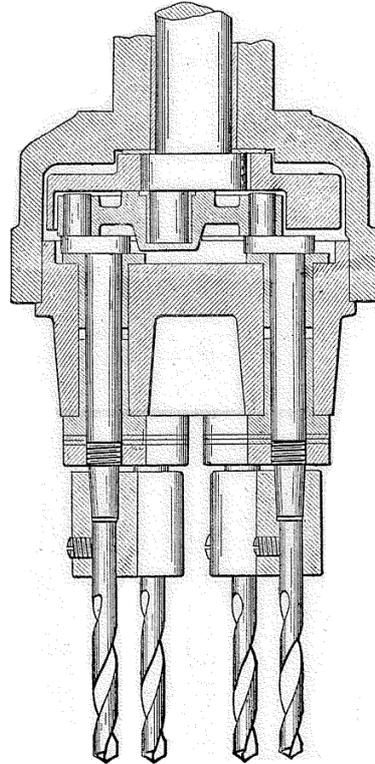
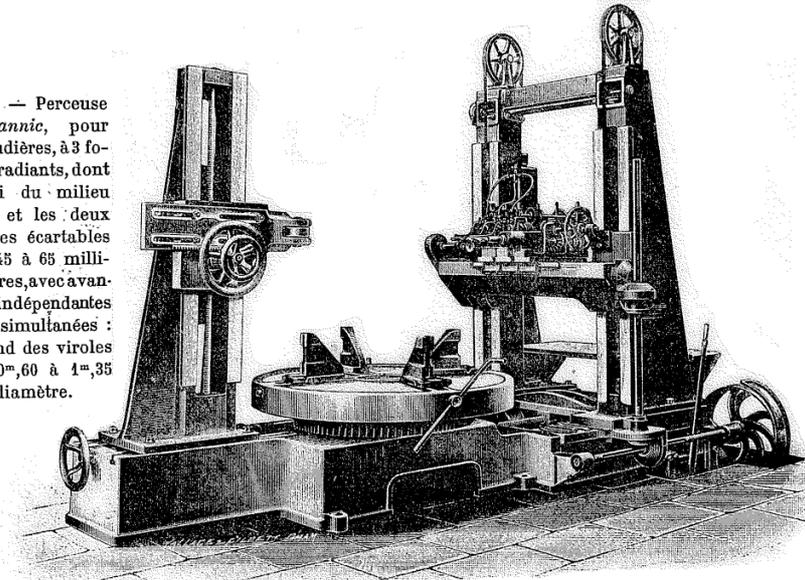


Fig. 55. — Perceuse *Langelier*, détail de la boîte interchangeable.

Fig. 56. — Perceuse *Britannic*, pour chaudières, à 3 forets radiants, dont celui du milieu fixe et les deux autres écartables de 45 à 65 millimètres, avec avances indépendantes ou simultanées : prend des viroles de 0^m,60 à 1^m,35 de diamètre.



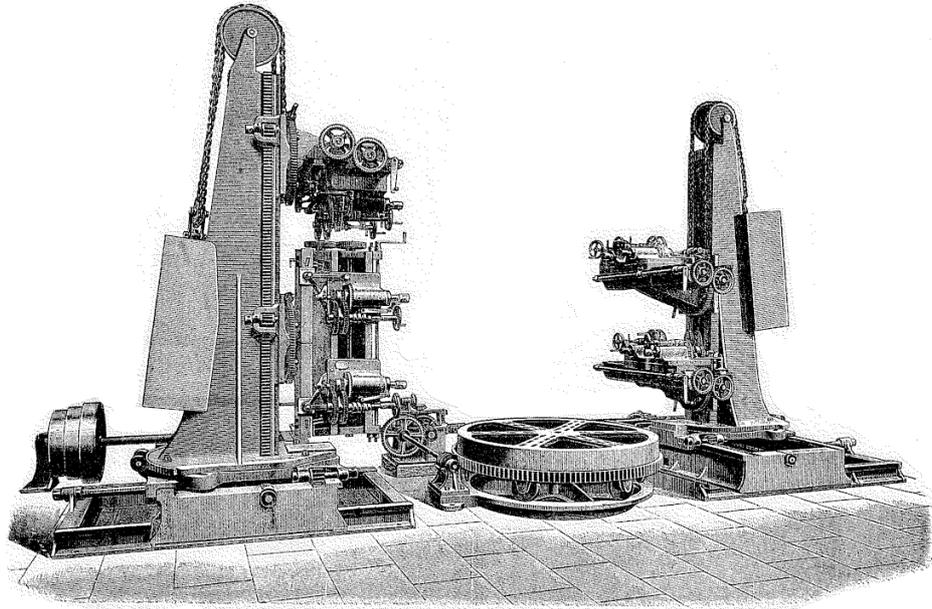


Fig. 57. — Perceuse *Scriben* pour chaudières.

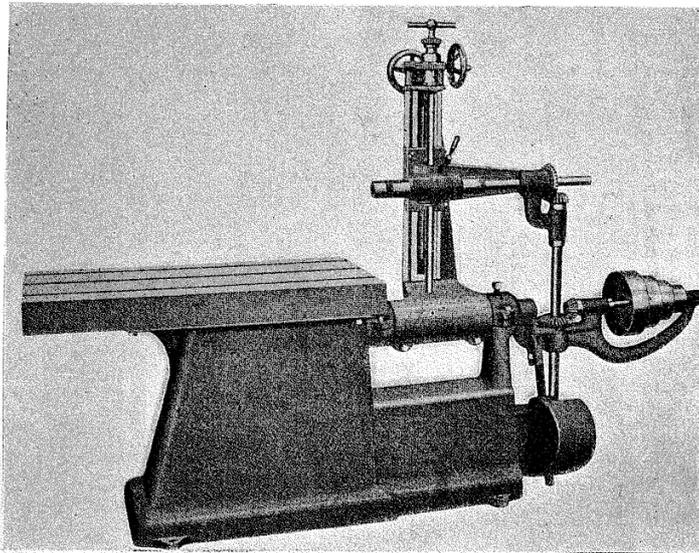


Fig. 58. — Perceuse horizontale *Barnes* pour pièces longues, colonnes, etc. Bras équilibré, pivoté sur un axe horizontal, de 180° de chaque côté, rayon maximum 610.

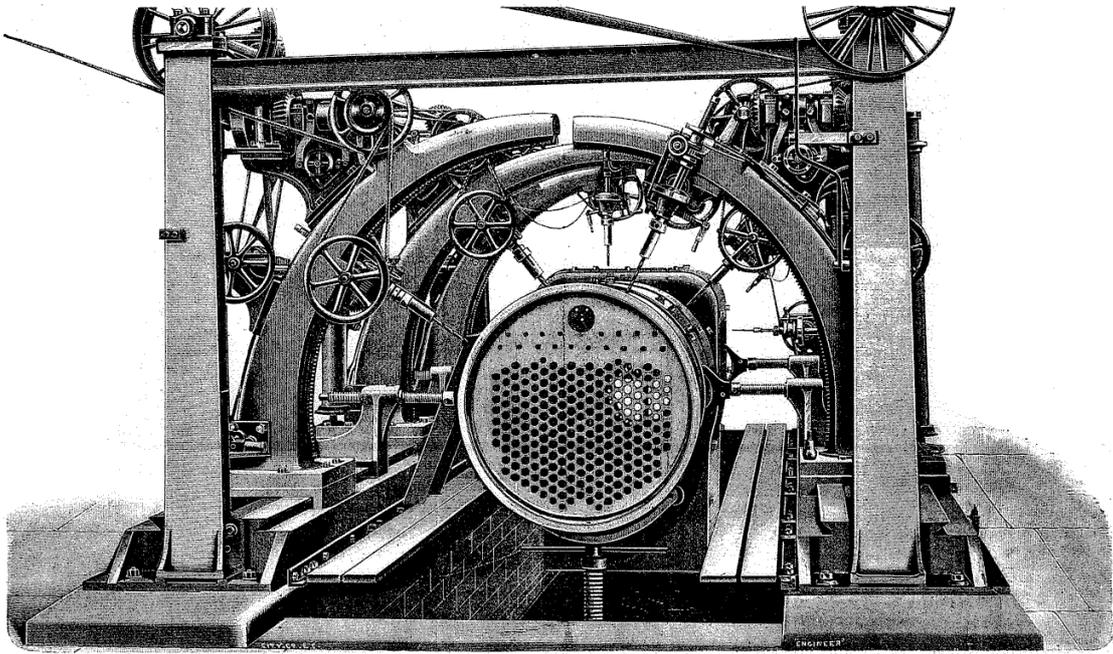


Fig. 59. — Perceuse multiple pour chaudières de locomotives *Hulse*.

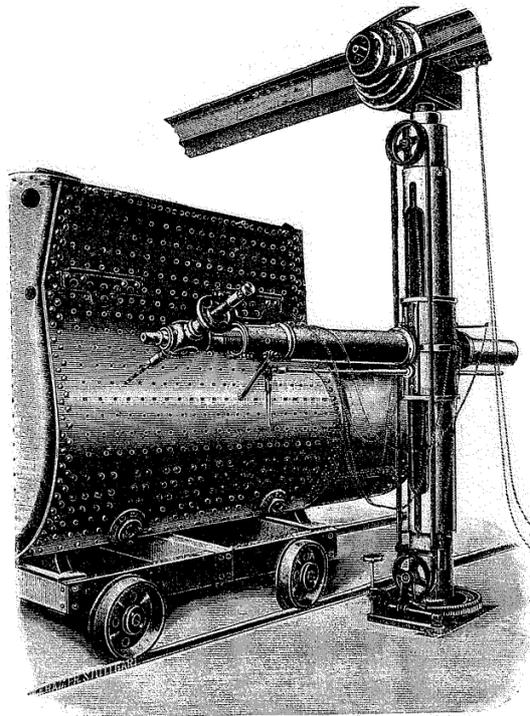


Fig. 60. — Perceuse portative *Langbein*.

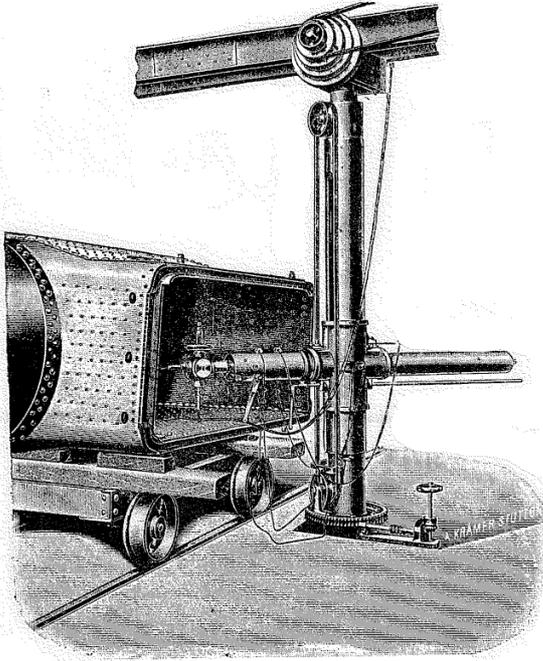


Fig. 61. — Perceuse portative *Langbein*.

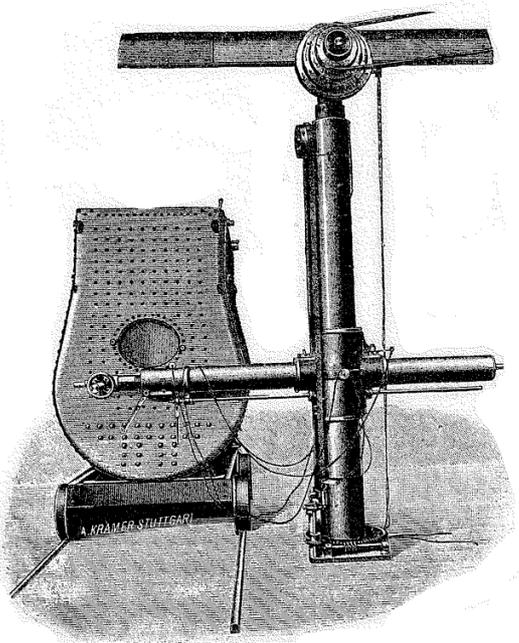


Fig. 62. — Perceuse portative *Langbein*.

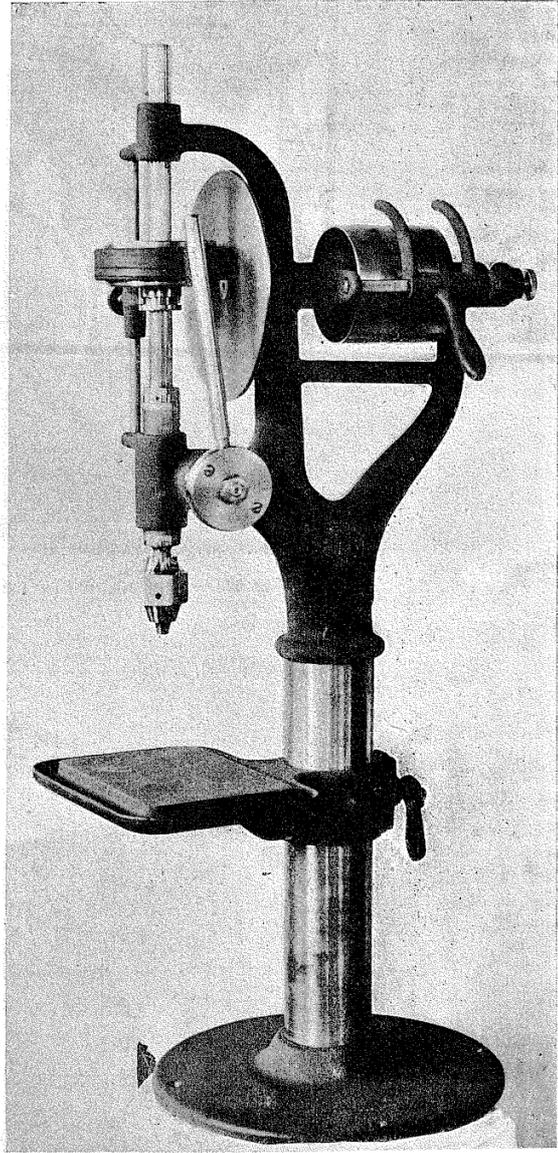
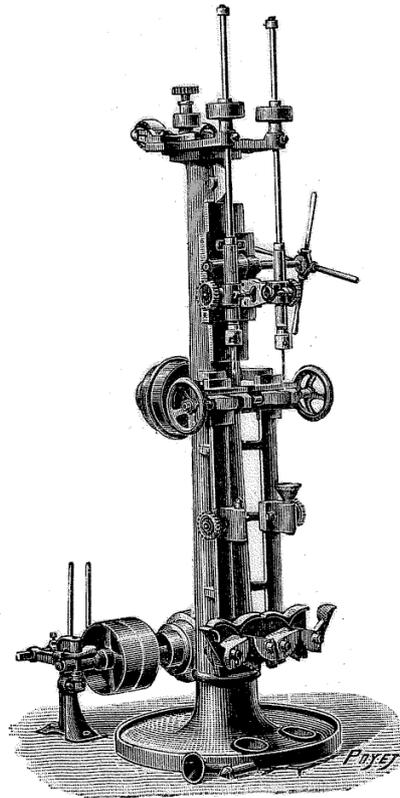


Fig. 63. — Perceuse de précision *Flather* avec commande réversible par friction.

l'électricité, et qui permettent d'attaquer les points en apparence les plus inaccessibles d'une chaudière de locomotive par exemple.

Fig. 64. — Perceuse de précision double de la *Société Alsacienne*. Cette machine est disposée spécialement pour le perçage du trou central dans les entretoises et tirants de foyer. Le bâti, en forme de colonne, porte à sa partie supérieure une plaque sur laquelle sont fixées les poulies de commande, dont l'axe sert de guide supérieur aux arbres porte-forets. La partie inférieure de ces arbres est guidée dans des douilles à crémaillère, à déplacement vertical indépendant dans leurs poupées pour le réglage des mèches. Les poupées sont fixées sur un chariot équilibré, produisant, par croisillon, pignon et crémaillère, le mouvement de descente simultanée des deux forets. Les deux appareils à centrer se composent chacun d'un étai, d'une butée à entonnoir et d'une butée à pointe. L'étai serre la pièce à son extrémité supérieure, tandis que l'autre extrémité repose dans la butée à entonnoir, ou, si elle est déjà centrée, sur la butée à pointe. Pour les pièces qui dépassent une certaine longueur, deux trous sont coulés dans le pied du bâti. Les pièces sont serrées alors dans leur partie inférieure par des mordaches spéciales.

Dimensions principales : Diamètre des arbres porte-mèches 16 millimètres; diamètre des trous à percer, jusqu'à 10 millimètres; diamètre à serrer dans l'étai, jusqu'à 50 millimètres; course du chariot 210 millimètres; déplacement vertical de chaque arbre porte-mèche 150 millimètres; portée 105 millimètres; nombre de tours par minute 400 millimètres; emplacement occupé par la machine 700 x 700 millimètres; poids net, environ 300 kilogrammes.



Je citerai enfin, pour terminer, les petites perceuses dites de précision, d'une sensibilité de mouvement très remarquable et qui, simples (fig. 63) ou multiples (fig. 64), permettent d'exécuter rapidement de petits perçages extrêmement exacts.

La Raboteuse.

Si le travail de l'outil de la raboteuse est, en ce qui concerne la nature de sa coupe, le même que celui de l'outil du tour, ce qui tient à ce que le rabotage d'une surface plane est assimilable au tournage d'un cylindre de rayon infini, il en est tout autrement en ce que son travail est forcément discontinu. En général, en effet, l'outil de la raboteuse ne travaille que pendant l'aller de la table; au retour, il se repose, après s'être relevé pour ne pas même frôler sa coupe. De là, une perte de temps réduite, il est vrai, par la rapidité du retour, et une perte de travail, augmentée au contraire par cette rapidité, dont la force vive n'est point restituée. On a bien essayé de diminuer cette discontinuité soit en doublant l'outil d'un autre symétriquement placé et reprenant la passe au retour de la table, soit en retournant l'outil de 180°, mais ces solutions n'ont pas, faute peut-être d'assez de persévérance dans leur étude, réussi en pratique.

Je n'insisterai pas ici sur la raboteuse en sa forme ordinaire, ni sur le détail des très ingénieux mécanismes inventés pour accélérer le retour de sa table et en amortir

l'arrêt : vous voyez aussi, par l'exemple figure 65, comment on peut, par la multiplication des outils, étendre l'action de cette machine.

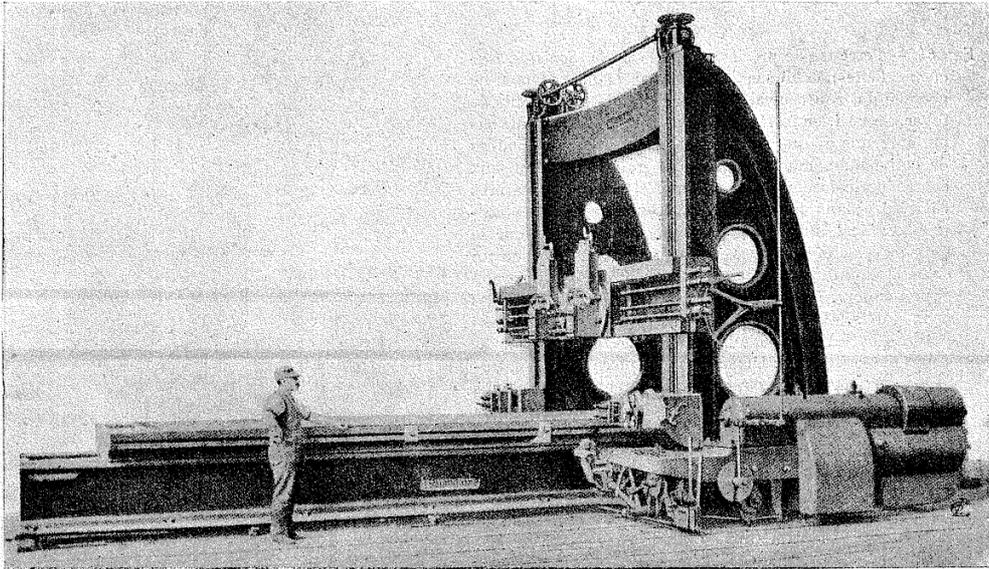


Fig. 65. — Raboteuse Sellers à 4 outils. Vitesse du retour 3^m,60 par seconde (Voir G. Richard. *Traité des machines-outils*, vol. I, p. 280).

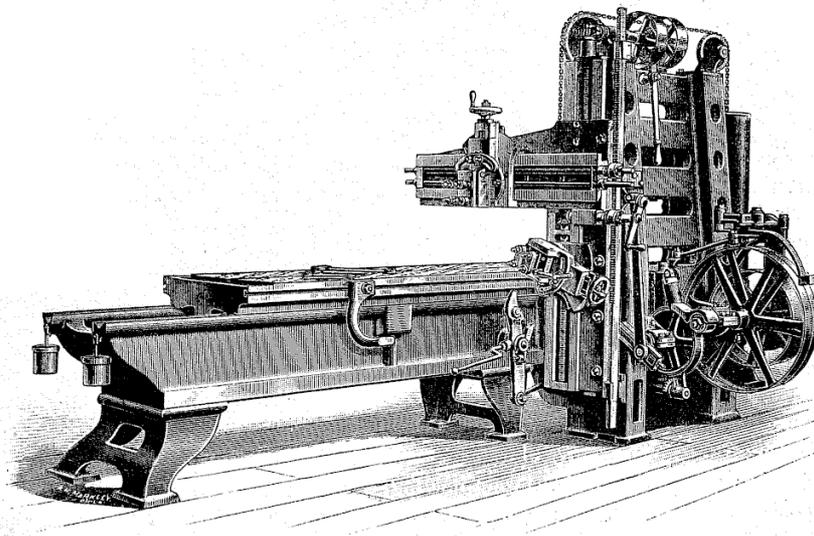


Fig. 66. — Raboteuse latérale Detrick Harvey (Voir G. Richard, *Traité des machines-outils*, vol. I, p. 293).

Quand la pièce à travailler est très lourde, difficilement maniable, trop encombrante pour passer sous la traverse de la raboteuse ou se fixer sur la table, on l'immobilise dans une fosse, par exemple, et c'est la traverse qui se déplace. Quand la pièce n'est

qu'encombrante, on peut, en ouvrant le cadre de la traverse, ainsi remplacée (fig. 66)

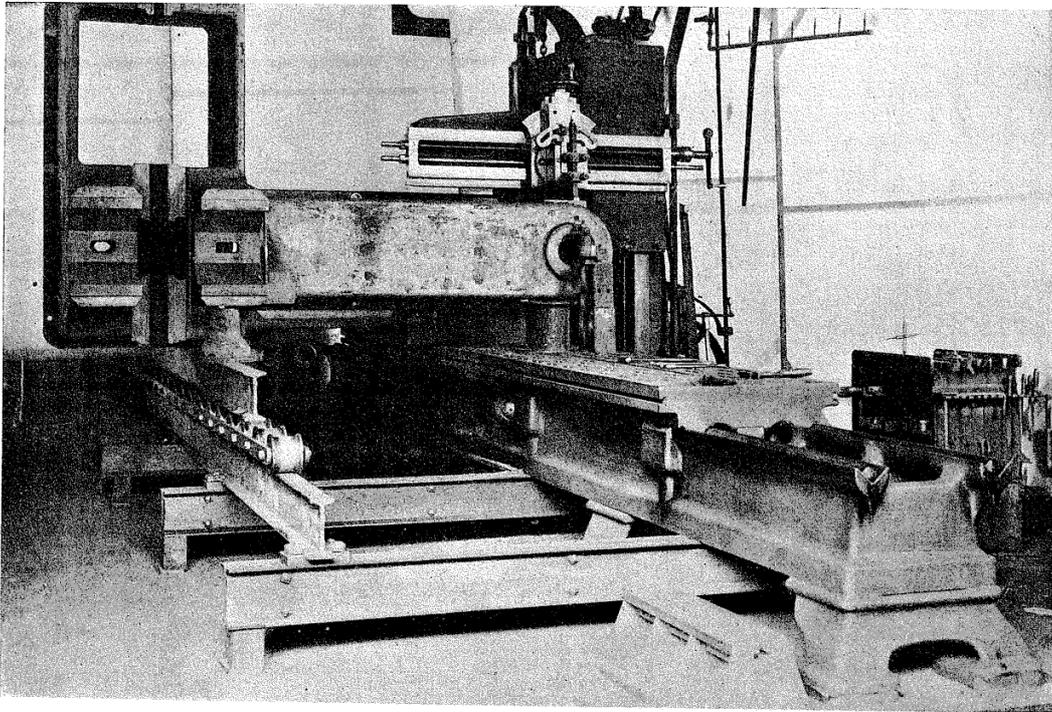


Fig. 67. — Raboteuse latérale *Detrick Harvey* avec son support auxiliaire.

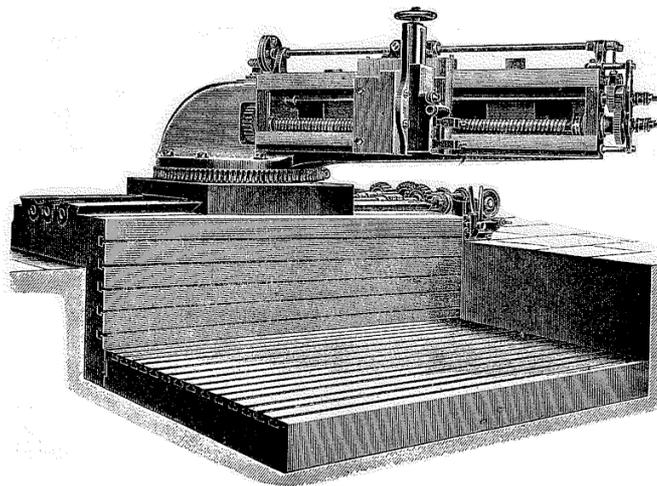


Fig. 68. — Raboteuse radiale *Hulse*, à pivot commandé sur sa table par deux vis; course 1^m,80, course radiale du chariot 1^m,20.

par un bras latéral solidement coulissé sur un montant, étendre singulièrement la

capacité de la table, en la doublant au besoin (fig. 67) d'un rail parallèle avec support

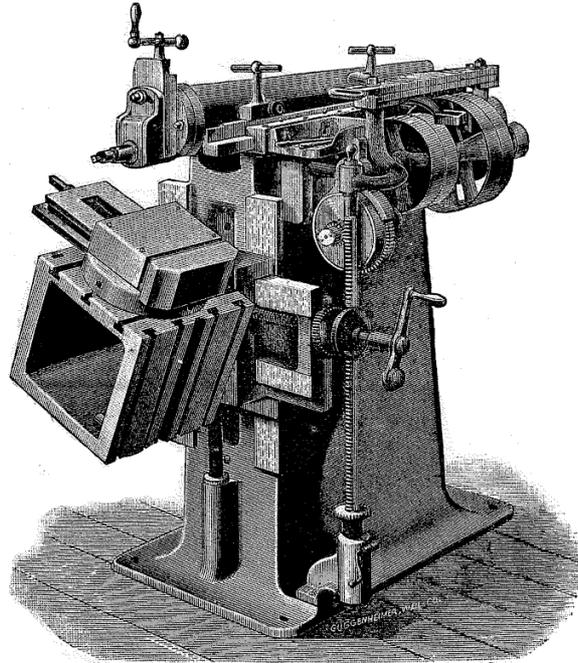


Fig. 69. — Étau limeur à table basculante.

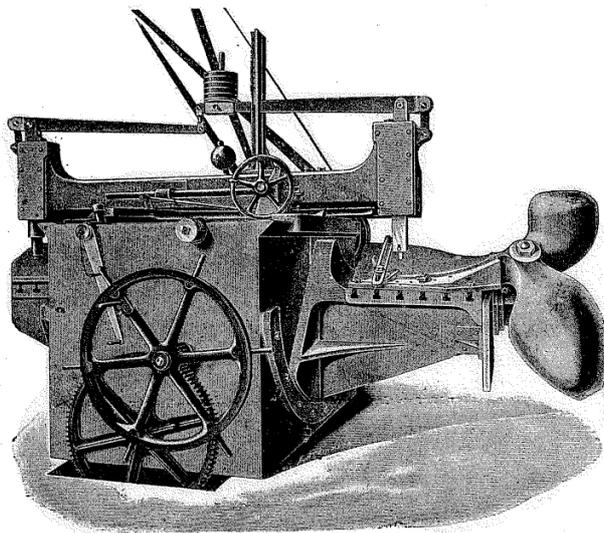


Fig. 70. — Limeur façonneur *Doxford* pour rabotage des hélices.

à galet pour le prolongement de la pièce; et le principe de ce bras radial peut être étendu, comme l'indique la figure 68, aux raboteuses à fosse.

Ayons maintenant à raboter un objet de faible longueur et léger. Le placer sur une table de raboteuse lourde et imprimer à cette table des va-et-vient courts et fréquents serait évidemment agir, au point de vue du rendement, d'une façon désastreuse. On fixera donc (fig. 69) cet objet sur une table facile à orienter convenablement sous l'outil, que l'on placera au bout d'un bras léger et bien guidé, auquel rien ne sera plus facile

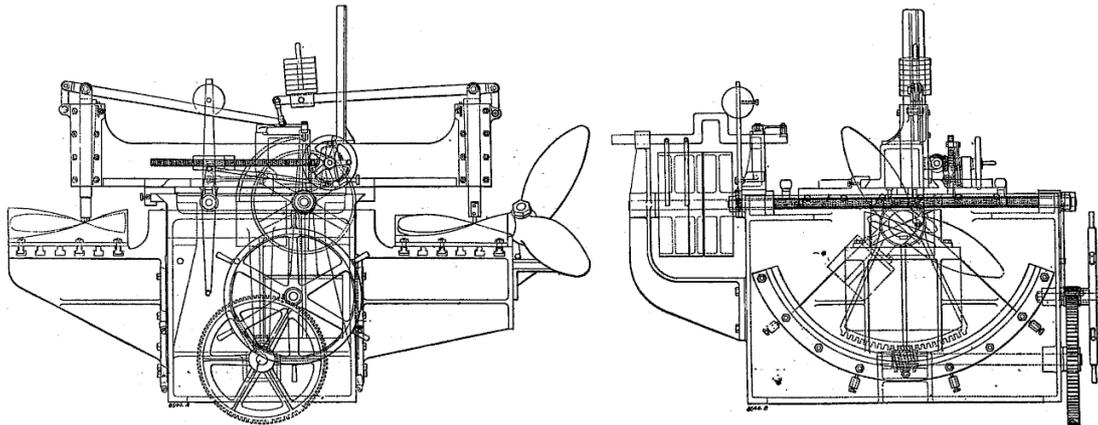


Fig. 71. — Limeur façonneur *Doxford*.

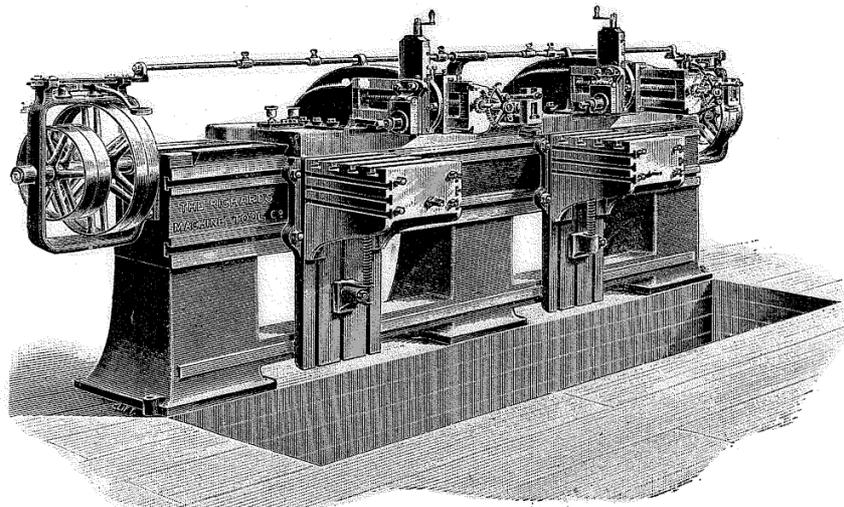


Fig. 72. — Raboteuse latérale *Richards* double à deux tables et deux outils.

que d'imprimer, avec un rendement très satisfaisant, le va-et-vient nécessaire pour qu'il agisse à la façon d'une sorte de lime précise, automatique et rapide. De là le nom d'*étau-limeur* donné à ce genre de machines. Puis, s'il s'agit de raboter des pièces nombreuses et de formes complexes, mais bien définies, comme, par exemple, les ailes d'une hélice, rien ne s'oppose à ce que l'on applique (fig. 70 et 71) à ces étaux limeurs le principe si fécond du gabarit. Enfin, si les pièces sur lesquelles on a à exécuter ces rabotages à passes relativement courtes deviennent trop encombrantes pour être facile-

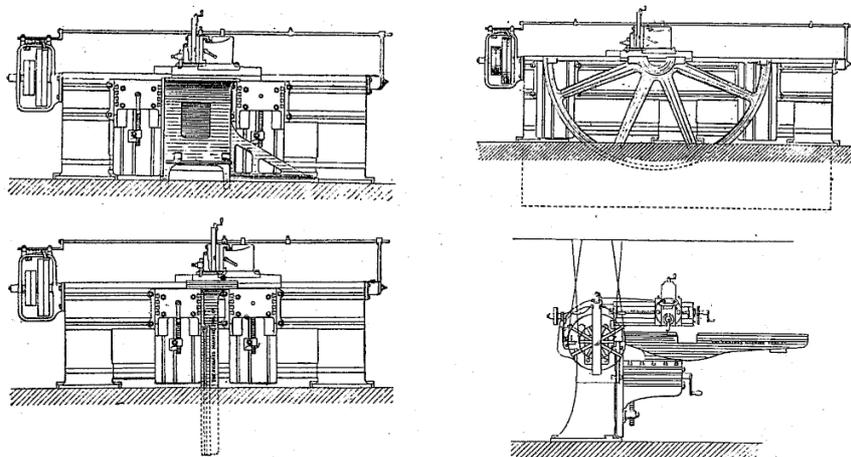


Fig. 73. — Raboteuse latérale *Richards*. Rabotages d'un bâtis, d'un volant, d'une console et d'un banc de tour.

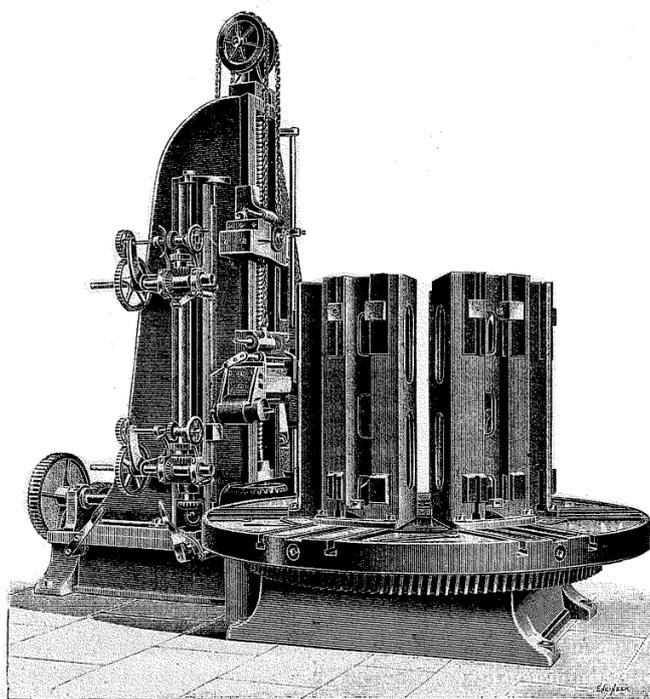


Fig. 74. — Raboteuse perceuse circulaire *Campbell*, pour viroles de chaudières auto-centrées par six grands mors. Diamètre du plateau 1^m,80. La colonne peut se déplacer radialement de manière à prendre des viroles de diamètres variant de 1^m,50 à 2^m,73. Les mors maintiennent la virole suspendue de manière qu'on puisse en raboter simultanément les bords du haut et du bas; en arrêtant la table et levant les chariots par la vis verticale, on obtient le mortaisage.

ment installées sur la petite table de l'étau limeur, on dédoublera sa table ou son bras (fig. 72) auquel on donnera un mouvement propre, perpendiculaire à celui même de l'outil sur le bras, de manière qu'il puisse raboter dans les deux sens, comme l'indiquent les figures 73, les objets les plus divers, fixés dans la fosse que l'on ménage au-devant de la machine : l'on revient ainsi à la raboteuse radiale par une évolution différente, symétrique, pour ainsi dire, de celle qui la faisait tout à l'heure dériver de la raboteuse ordinaire.

Ayons maintenant à raboter des pièces verticales; nous renverserons l'étau limeur,

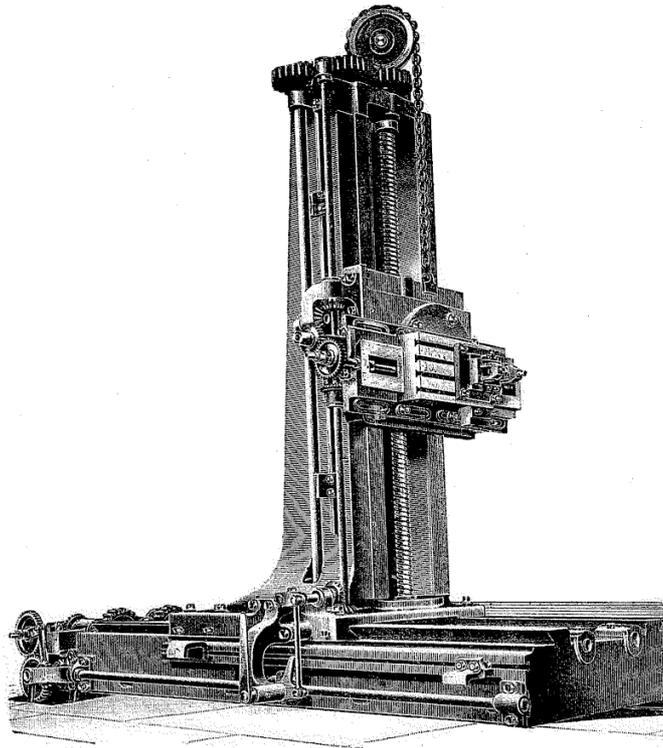


Fig. 75. — Raboteuse universelle *Hulse* course horizontale 2^m,40, verticale 1^m,80. La colonne a son mouvement horizontal commandé par deux vis et la traverse verticale équilibrée par une vis.

en disposant sa table horizontalement et son bras dans la verticale, et nous passerons ainsi à la mortaiseuse, comme nous avons, au commencement de cette conférence, passé du tour ordinaire au tour vertical, avec, au moyen d'une table à plateau tournant, la faculté de dresser des surfaces partiellement cylindriques, par un procédé qui serait évidemment inférieur au tournage s'il s'agissait d'un cylindre ininterrompu, et l'on peut, dans certains cas spéciaux, comme celui de la figure 74, compléter cette machine par l'adjonction d'autres outils permettant de terminer l'usinage de la pièce sans la déplacer de sa table.

Si l'on a enfin, cas le plus général du problème, à raboter dans les deux sens, horizontal et vertical, on donnera à l'outil cette double faculté en le rendant susceptible de glisser (fig. 75) sur une traverse horizontale, qui peut elle-même se déplacer verticalement, et l'on aura ainsi réalisé le type de machines connu sous le nom de *Raboteuse universelle*.



Fig. 76. — Fraises diverses.

Vous voyez, Messieurs, par quelle sorte d'évolution l'on peut faire procéder les unes des autres ces nombreuses variétés de raboteuses — et il en serait de même pour tout autre genre de machines, — mais en se rappelant bien que ce processus, — contrairement à ce qu'il semble pour celui des êtres vivants — n'est ici qu'un moyen de classification, ne correspondant à aucune loi naturelle : en fait, c'est de la nécessité de satisfaire par des spécialisations multiples à des exigences industrielles infiniment variées et imprévues que naissent et se développent, au hasard de ces besoins, les variétés innombrables de nos machines-outils.

Les Fraiseuses.

On désigne sous le nom de fraiseuses les machines qui emploient comme outil la fraise. Cette fraise, susceptible, comme vous le voyez (fig. 76-80) par ces quelques

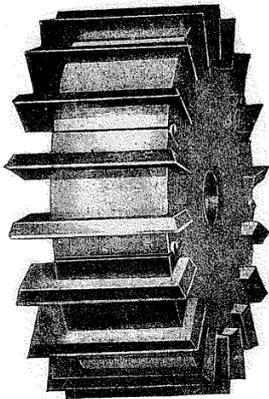


Fig. 77. — Fraise à dents rapportées.

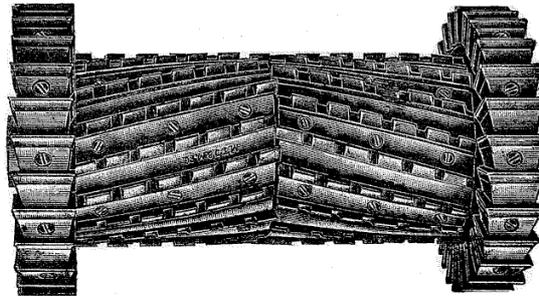


Fig. 78. — Fraise de forme Morse.

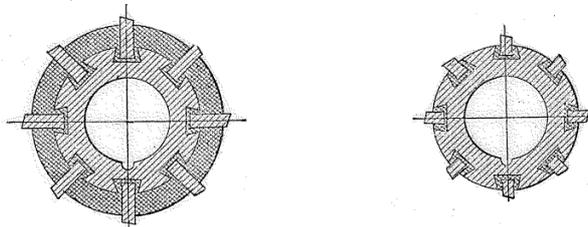
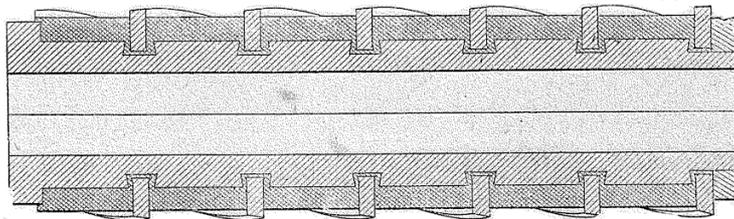


Fig. 79. — Fraise à lames hélicoïdales *Flanderes*.

exemples, de revêtir les aspects les plus variés et de se prêter avec une extrême sou-

plésse aux travaux les plus divers de force ou de précision, est caractérisée par la multiplicité de ses tranchants. Les outils classiques de tour, d'alésage, de perçage, dont je vous ai parlé, n'ont qu'une seule arête tranchante qui, toujours la même, reste, dans le cas du

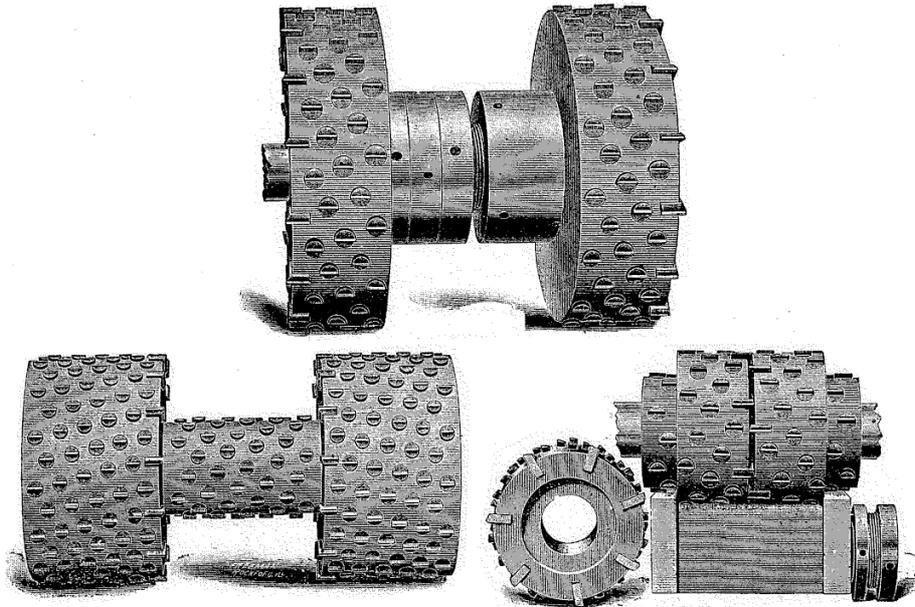


Fig. 80. — Fraises à boutons *Engersoll*.

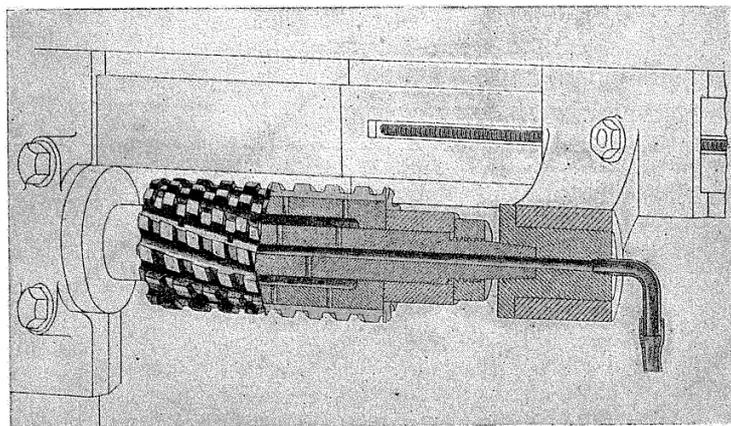


Fig. 80 bis. — Fraise *Newton* à graissage intérieur.

tour et de la perceuse, constamment enfouie dans sa coupe; chacune des dents de la fraise ne fait, au contraire, que passer un instant dans cette coupe, où elle est immédiatement remplacée par la suivante, de sorte que le travail de la fraise n'en reste pas moins continu, bien que celui de chacune de ses dents soit discontinu et lui laisse

ainsi le temps de se rafraîchir en dehors de sa coupe par son rayonnement dans l'atmo-

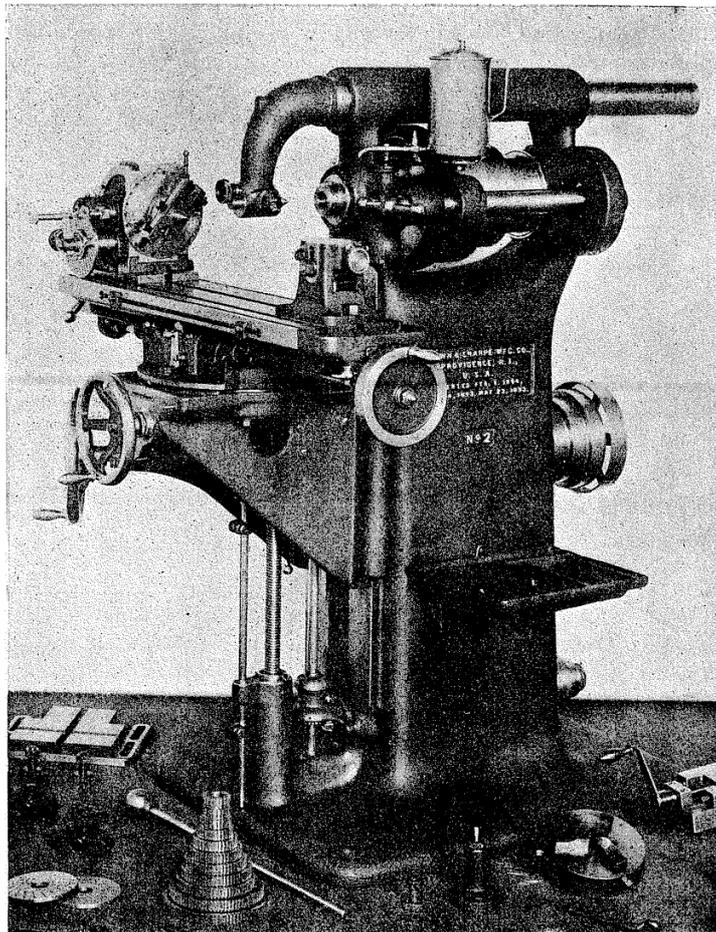


Fig. 81. — Fraiseuse universelle *Brown et Sharpe* n° 2. Course longitudinale de la table 520, transversale 165, distance maxima sous la broche 445 millimètres. La broche, percée dans toute sa longueur, tourne dans des coussinets en bronze permettant le rattrapage de l'usure qui, comme la broche, sont rectifiés avec soin. Son nez est fileté et alésé au cône n° 10. Le cône a 3 étages, pour une courroie de 0^m,075, et possède un harnais d'engrenages. Le support de l'arbre porte-fraise est à 0^m,140 de l'axe de la broche; il est retourné ou enlevé s'il n'est pas employé. La contre-pointe est réglable, et 0^m,335 est sa plus grande distance possible au nez de la broche. La table avec ses chénaux et poches à huile a 0^m,900 de longueur et 0^m,204 de large, une surface d'appui sur le dessus de 0^m,812 × 0^m,170 et 2 rainures à T. Elle est inclinable de 0 à 45°, peut être descendue à 0^m,445 de l'axe de la broche et déplacée transversalement de 0^m,165. Sa course est de 0^m,520 dans toutes ses positions. L'avance se fait à la main ou mécaniquement dans chaque sens, avec arrêt automatique et réglable, ses 12 vitesses d'avance variant de 0^{mm},125 à 3^{mm},75 par tour de la broche; elle est commandée du centre du chariot transversale, peut être embravée, débrayée ou changée de sens par la manœuvre d'un levier sur ce chariot. La poupée à diviseur et sa contre-poupée prennent jusqu'à 0^m,254 de diamètre et 0^m,380 de longueur entre pointes. La broche de la poupée peut être fixée à n'importe quel angle de 10° sous l'horizontale à 10 degrés au delà de la perpendiculaire, et par l'emploi du socle, son axe peut prendre une position quelconque sur la table; elle est percée d'un trou de 27 millimètres et alésée au même cône que la broche de la machine; son nez est fileté. La contre-pointe peut être déplacée et inclinée dans son plan vertical.

sphère, seul ou aidé par un arrosage. De là, car c'est l'échauffement qui, presque tou-

jours, limite la puissance de l'outil, la possibilité, pour la fraise, de travailler plus énergiquement que les autres outils, et comme, d'autre part, chacune de ces dents, autogène ou solidement rapportées sur le moyeu de la fraise et solidement épaulée, est pratiquement indéformable, comme on peut toujours (fig. 78) lui donner la forme et le profil le mieux adapté à son travail, l'on conçoit facilement que ce travail soit non seulement plus rapide, mais aussi plus précis. Cette fraise, déjà si souple d'adaptation aux coupes de forme et de nature les plus variées, faites-la manier par une machine souple elle-même et précise, c'est-à-dire pouvant donner à la fraise, par rapport à la pièce en travail, des

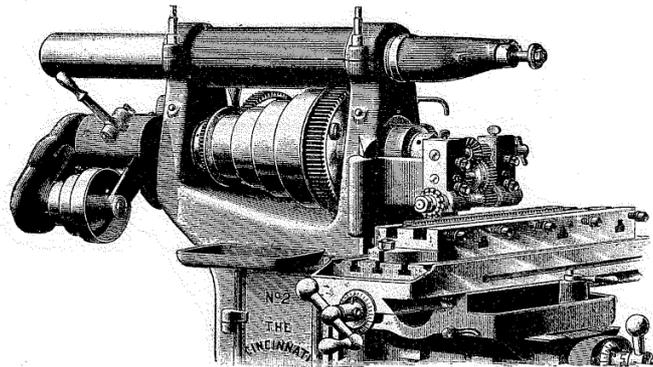


Fig. 82. — Fraiseuse *Cincinnati*. Appareil pour tailler les crémaillères jusqu'à 505 millimètres de large.

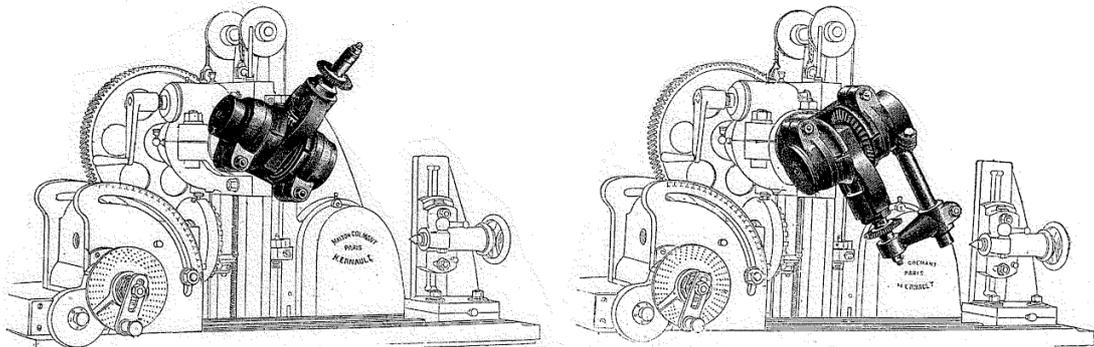


Fig. 83. — Tête de fraiseuse universelle *Colman*.

mouvements relatifs à la fois très variés et rigoureusement déterminés, et vous aurez réalisé une machine-outil d'un emploi extrêmement étendu, qui aura sa place dans tous les ateliers, et, de fait, l'a conquise depuis longtemps déjà sous le nom de fraiseuse universelle.

Voici (fig. 81) un excellent et classique exemple de fraiseuse universelle. La fraise est montée sur un arbre engagé dans l'extrémité de la broche du cône de poulies qui, par des mécanismes analogues à ceux des poupées des tours, lui imprime un mouvement de rotation à différentes vitesses. La fraise tourne ainsi dans un plan perpendiculaire à celui de la table, que vous voyez portée par une console pouvant monter ou descendre sur le bâtis de la fraiseuse, et sur laquelle peut avancer ou reculer un plateau sur lequel la table peut pivoter, avancer ou reculer radialement. En outre, cette table porte,

comme un banc de tour deux pointes l'une à droite, inclinable dans un plan vertical, l'autre, également inclinable, et montée sur une poupée dite genouillère, avec plateau

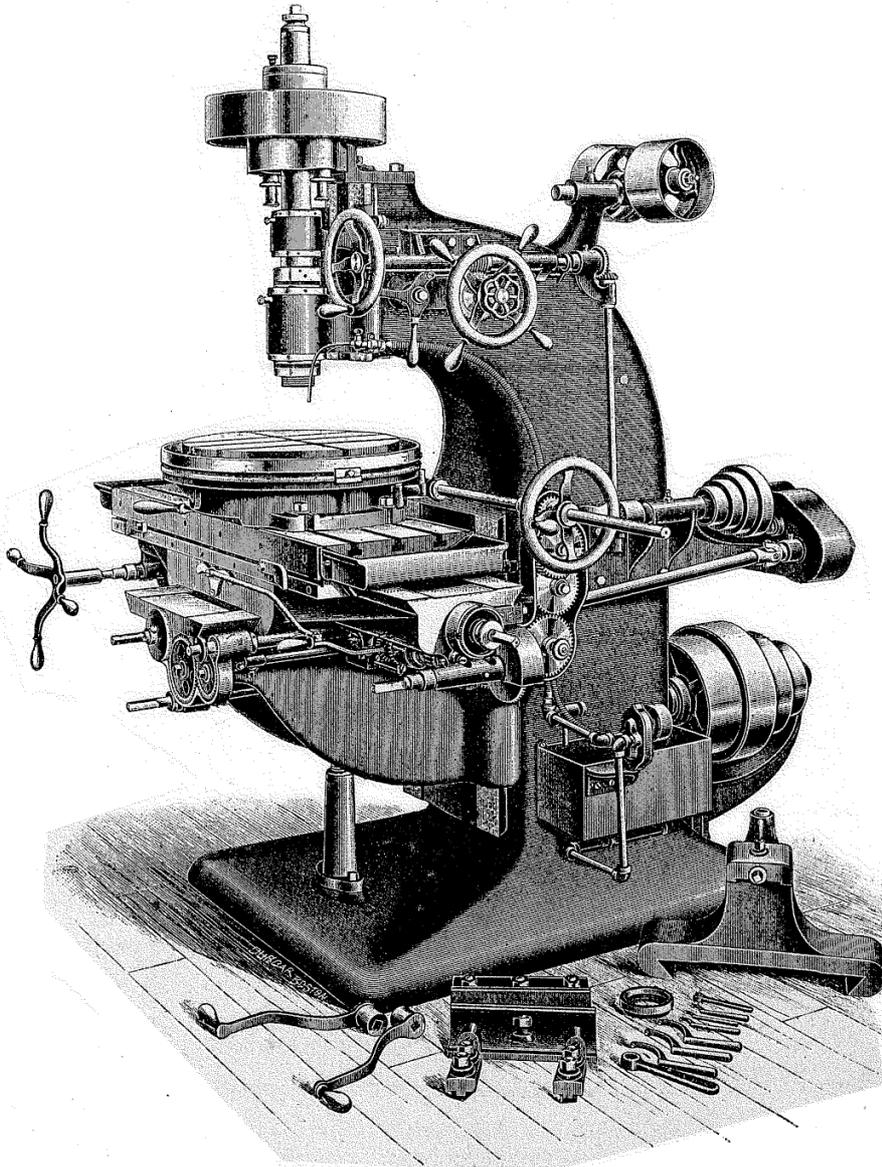


Fig. 84. — Fraise verticale Becker Brainard. Table de 1^m,39 × 355, avance automatique de 1^m,00, hauteur maxima sous le plateau de 560 de diamètre 406. Pour le détail de la commande de la broche (Voir G. Richard, *Traité des machines-outils*, vol. II, p. 31).

pouvant soit tourner d'un mouvement continu et à différentes vitesses, soit pivoter d'angles définis par un mécanisme diviseur. Il résulte de la combinaison de ces mouvements de la table et de la genouillère que l'on peut donner à la pièce, par rapport à

la fraise, les mouvements les plus variés, et notamment un déplacement tel que la fraise puisse tailler dans une pièce cylindrique ou conique montée entre les pointes de

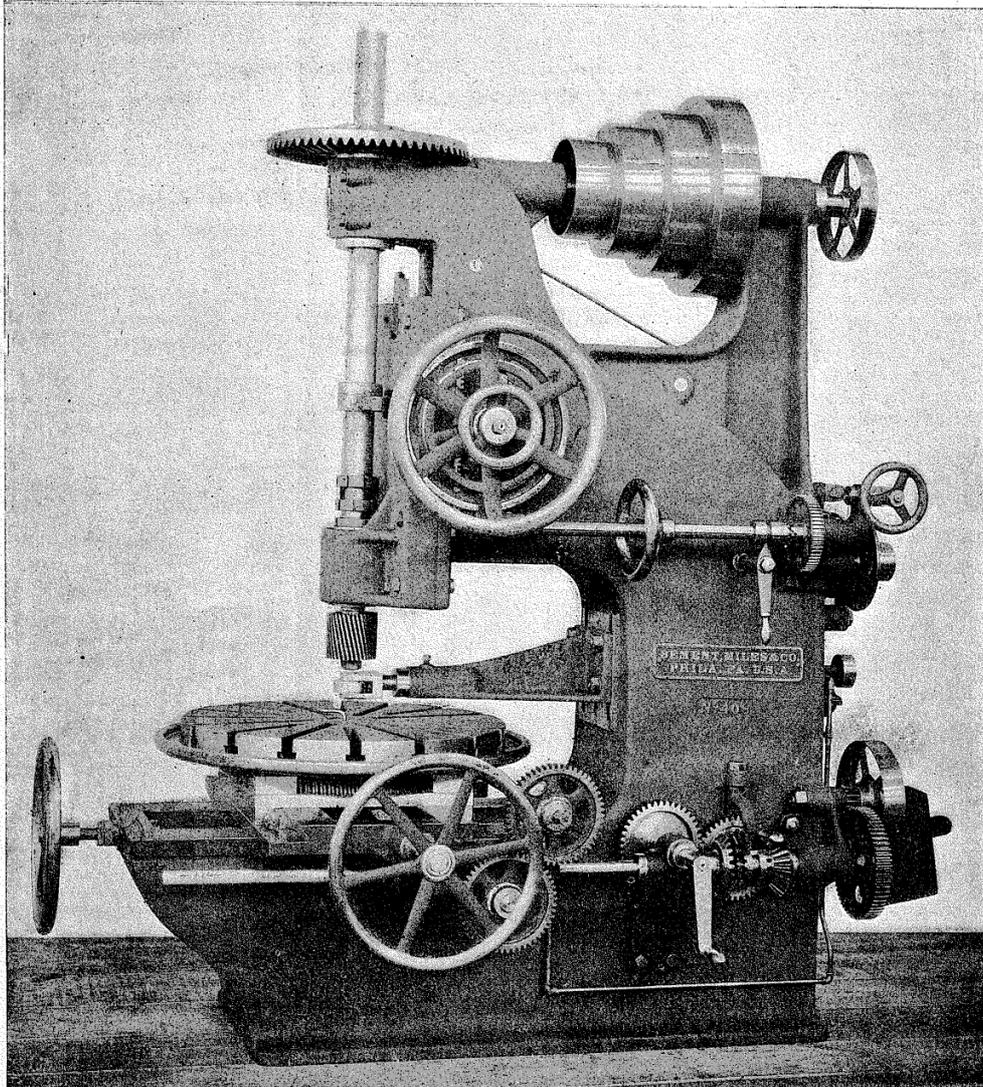


Fig. 85. — Fraiseuse verticale *Bément Miles* genre *Desgranchamps* (G. Richard, *Traité des machines-outils*, vol. II, p. 34). Broche de 82 millimètres, course 430, équilibré, distance à la colonne 668, du plateau au bras 400, avances réversibles instantanément et vitesse, graduation à continue, chariot compound se déplaçant de 660 × 710 transversalement; plateau de 810 millimètres de diamètre.

la table une rainure hélicoïdale continue. C'est la caractéristique de la fraiseuse universelle. Il va sans dire que le champ d'action de cette fraiseuse universelle peut s'étendre encore par des adjonctions ou modifications spéciales fort ingénieuses, extrêmement variées, et dont voici (fig. 82 et 83) quelques exemples.

Les variétés de fraiseuses sont extrêmement nombreuses, et je ne pourrai que vous en signaler à la hâte quelques-unes, telles que les fraiseuses verticales (fig. 84) dont

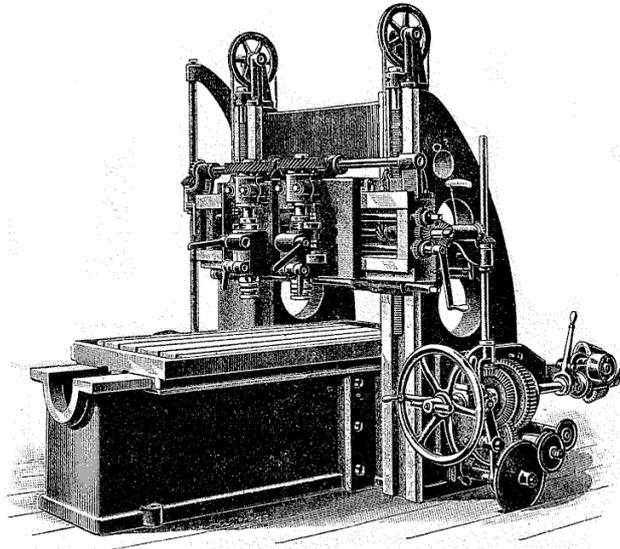


Fig. 86. — Fraiseuse raboteuse *Newton* à deux broches verticales, table de 915 de large, traverse équilibrée admettant une hauteur de 915 sous les fraises, écartement des montants 1^m,06. Les broches sont d'ajustement indépendant en hauteur et horizontalement.

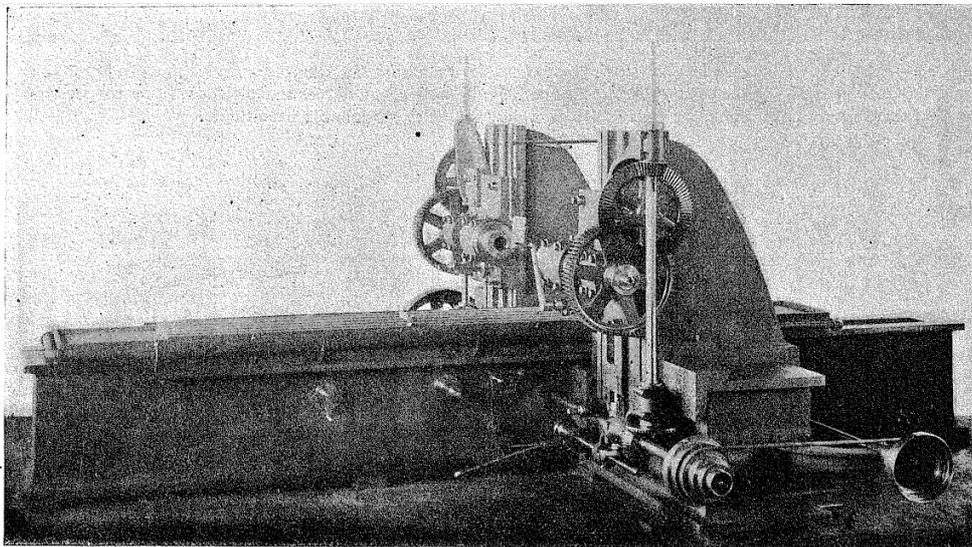


Fig. 87. — Fraiseuse raboteuse *Pratt Whitney*.

celles du type (fig. 85) sont particulièrement adaptées au travail au gabarit; puis les fraiseuses dérivées plus ou moins directement de la raboteuse (fig. 86-93) admirable-

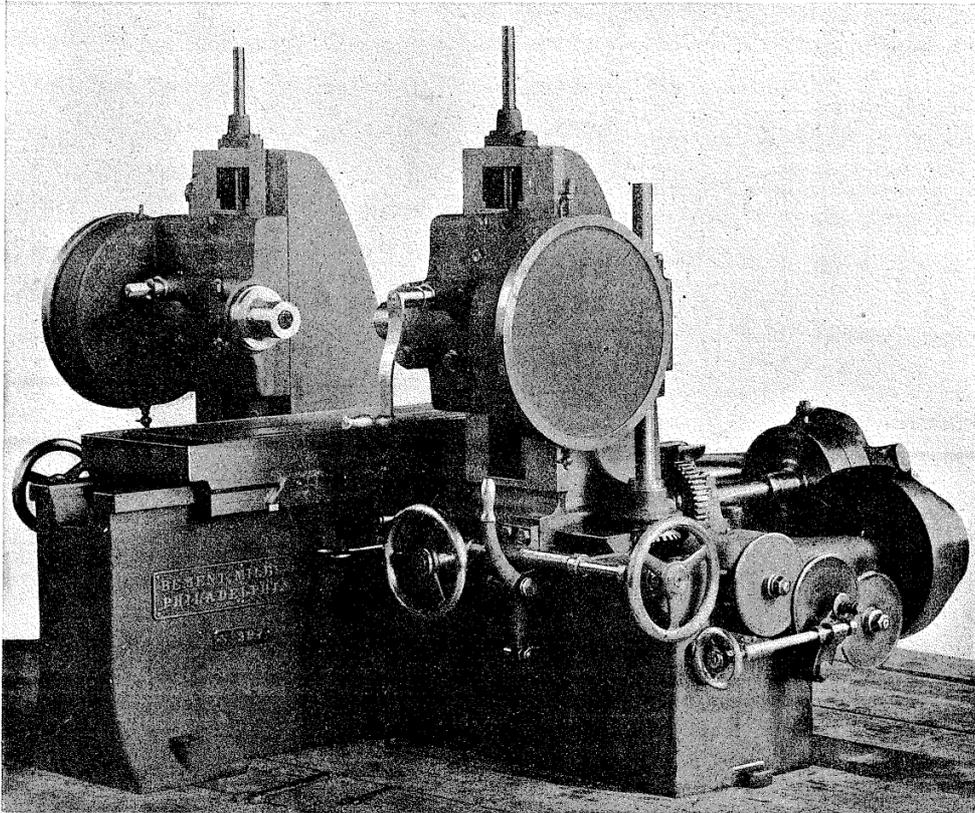


Fig. 88. — Fraiseuse raboteuse *Bement Miles*, écartement des montants 585 à 1^m,10, entre les broches 300 à 810, de la table à l'axe des broches 75 à 460, broches de 100 millimètres, équilibrées indépendantes, avancées par friction de 0^{mm},8 à 8 millimètres par tour de la fraise, ou de 25 à 230 millimètres par minute.

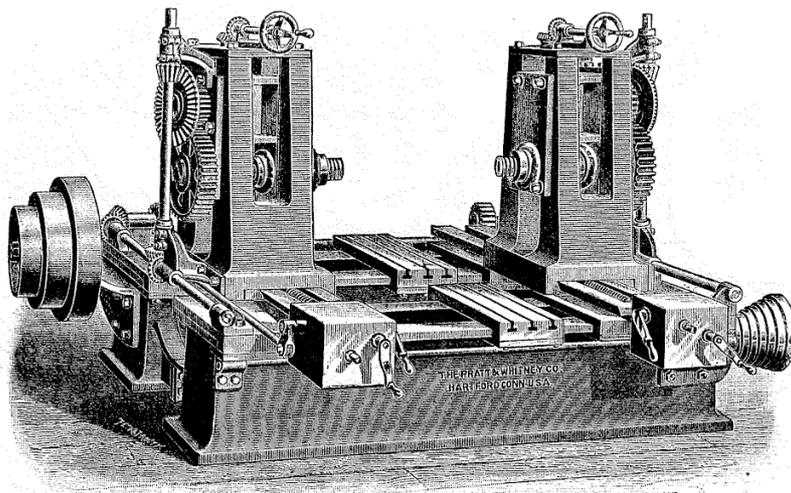


Fig. 89. — Fraiseuse raboteuse *Pratt Whitney*.

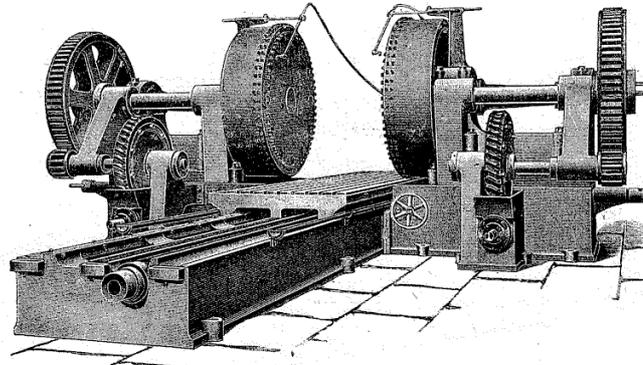


Fig. 90. — Fraiseuse raboteuse double *Shephera Hill*.

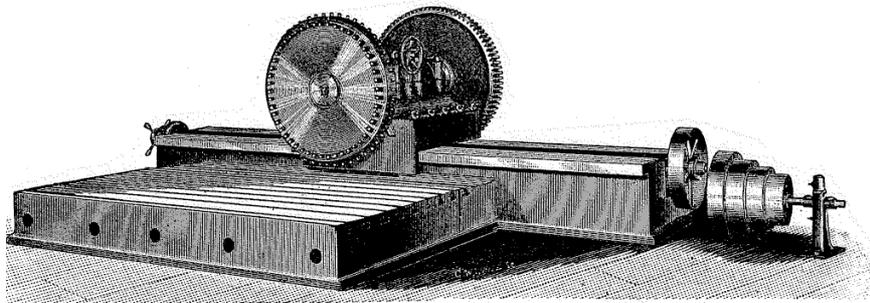


Fig. 91. — Fraiseuse raboteuse *Newton*, fraises de 915 millimètres, course 2^m,45 pour colonnes, etc.

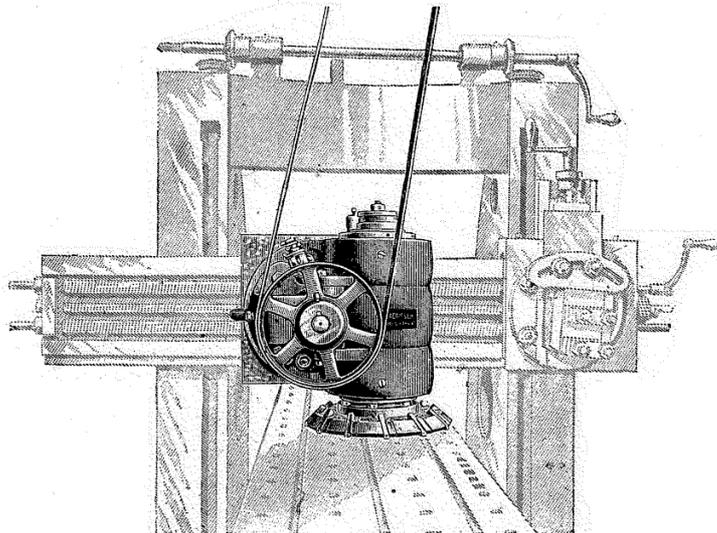


Fig. 92. — Fraisage auxiliaire raboteuse *Adams*. Application d'une fraise de face.

ment adaptées aux gros travaux de force : dressage ou rabotage au profil voulu, rigoureusement exact par fraises horizontales, verticales, longitudinales ou en bout;

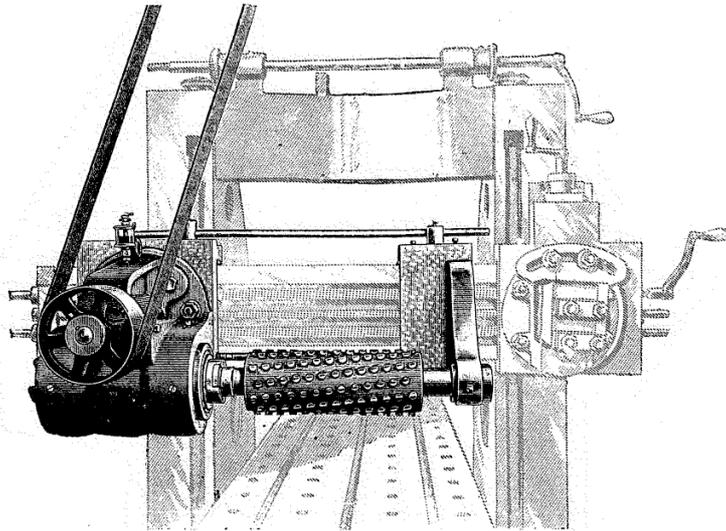


Fig. 93. — Fraisage auxiliaire raboteuse *Adams*. Application d'une fraise à boutons pour dressage.

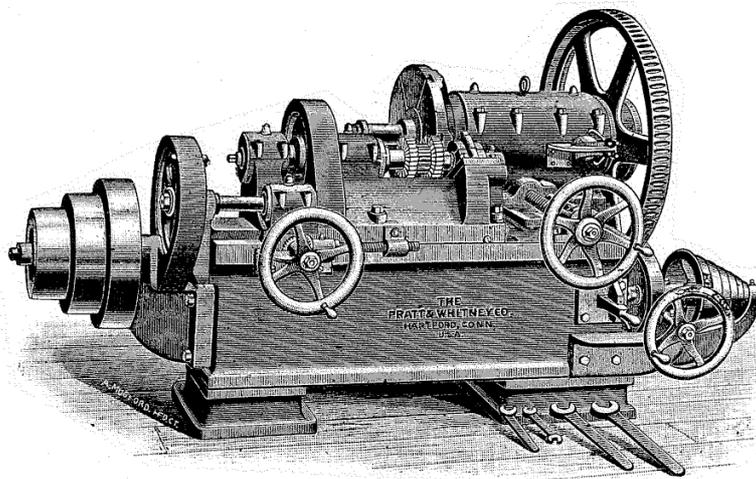


Fig. 94. — Fraiseuse circulaire *Pratt Whitney* pour des diamètres de 300 à 900 millimètres sur 250 de large, 18 vitesses, broche à portée de 610 x 230 de diamètre, commandée par pignon hélicoïdal et vis à butée sur billes. Chariot à ajustement transversal réglé au millième de pouce; distance maxima entre le porte-fraise et la broche 510 millimètres, poids 3 500 kilos.

d'autres enfin sont rigoureusement spécialisées en vue de quelque travail fort simple comme, par exemple (fig. 94), le fraisage circulaire, véritable tournage à la fraise.

L'une de ces spécialisations les plus remarquables est (fig. 95 et 96) la *scie à*

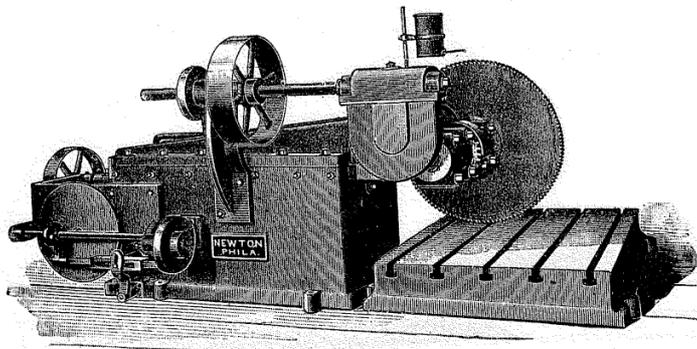


Fig. 95. — Scie à métaux *Newton*. Diamètre de la scie à dents rapportées 1 mètre, peut couper des lingots de 330 millimètres de diamètre, avance par plateau de friction.

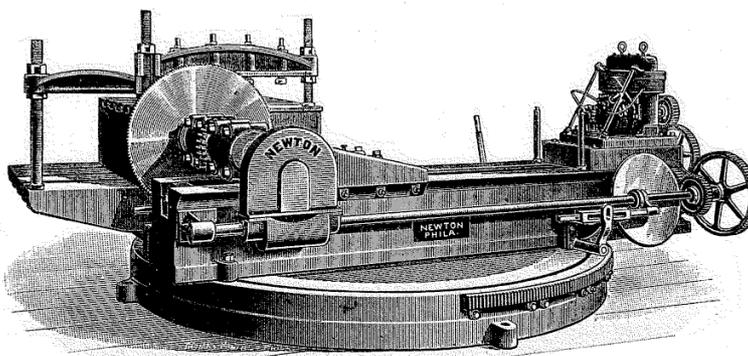


Fig. 96. — Scie à métaux sur plaque tournante *Newton*, de 1^m,20 de diamètre, à dents rapportées pouvant couper des blocs de 1^m,42 x 380, commande par dynamo à faible encombrement, peut couper sous un angle quelconque.

métaux, dont l'outil n'est autre chose qu'une fraise très mince à dents courtes et multiples.

La Meule.

Augmentons indéfiniment la petitesse, le nombre et la dureté des dents de la fraise, et nous obtiendrons la meule, à laquelle on ne peut demander la coupe à la fois précise et puissante de la fraise, mais qui possède l'avantage caractéristique et capital de pouvoir, en raison de son extrême dureté, travailler les pièces trempées, et leur donner ainsi, après la trempe, et sans aucun danger de déformation ultérieure, leurs formes définitives. La précision obtenue par ce travail de rectification à la meule est pratiquement illimitée, pourvu que la pièce soit rigoureusement guidée par rapport à la meule et qu'on ne la fasse aborder par la meule qu'en touches légères sans échauffement notable, ni flexions ou dépressions, ni usure locale de la meule. Il ne s'agit plus ici d'abattre en masse de la matière, mais de corriger par des retouches extrêmement légères des défauts parfois imperceptibles à l'œil nu.

Les machines à rectifier les axes (fig. 97), sortes de tours à meules, sont, à ce point

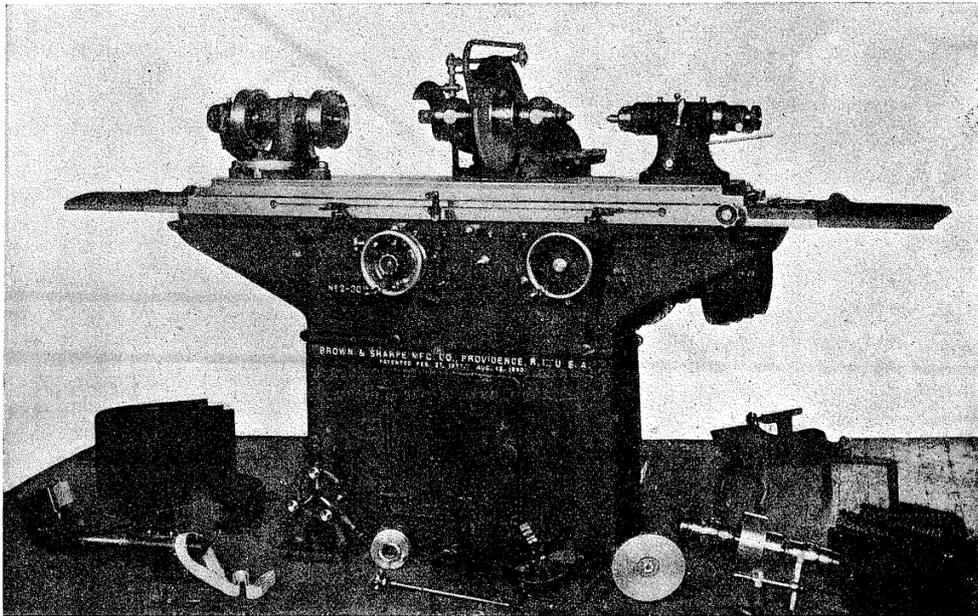


Fig. 97. — Meule à rectifier *Brown et Sharpe*, prenant un cylindre de 30×760 . Table inclinable pour tournage conique, poupée pivotante graduée, poids 1600 kilos, encombrement $1^m,26 \times 3^m,10$ (Pour une description détaillée, voir G. Richard, *Traité des machines-outils*, vol. II, p. 237).

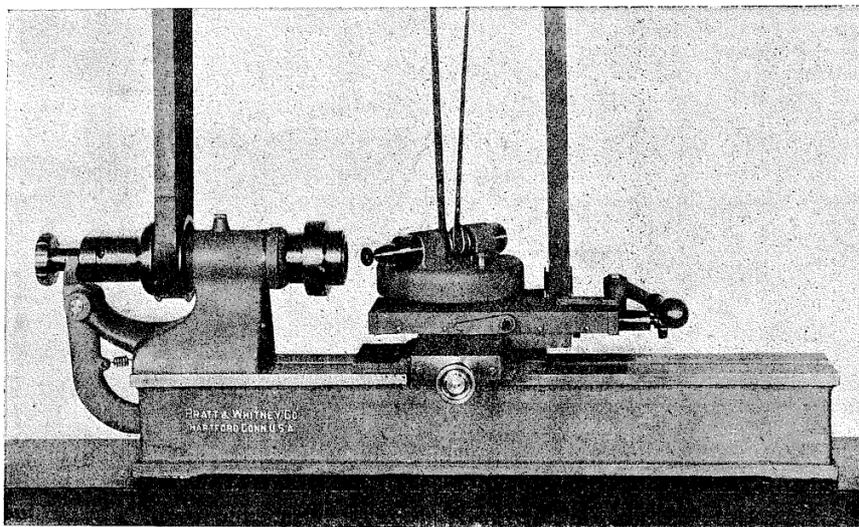


Fig. 98. — Meule aléuse *Pratt Whitney*, pour le finissage des cuvettes de vélocipèdes, etc., fonctionnement entièrement automatique (Voir pour une description détaillée, *Revue de Mécanique*, mars 1898, n° 312.).

de vue, extrêmement remarquables et déjà bien répandues : on peut dire qu'elle sont

aujourd'hui rendues interchangeables par les exigences de l'interchangeabilité, mais c'est principalement au finissage automatique des pièces de forme les plus diverses, princi-

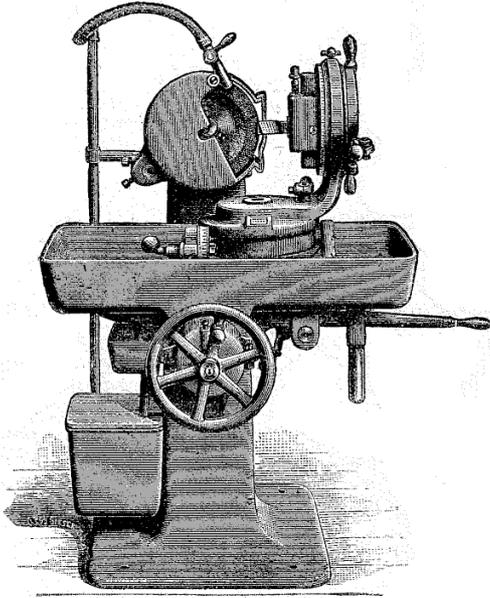


Fig. 99. — Afuteuse géométrique *Gisholt* donnant des tailles rigoureusement définies (Voir G. Richard, *Traité des machines-outils*, vol. II, p. 325).

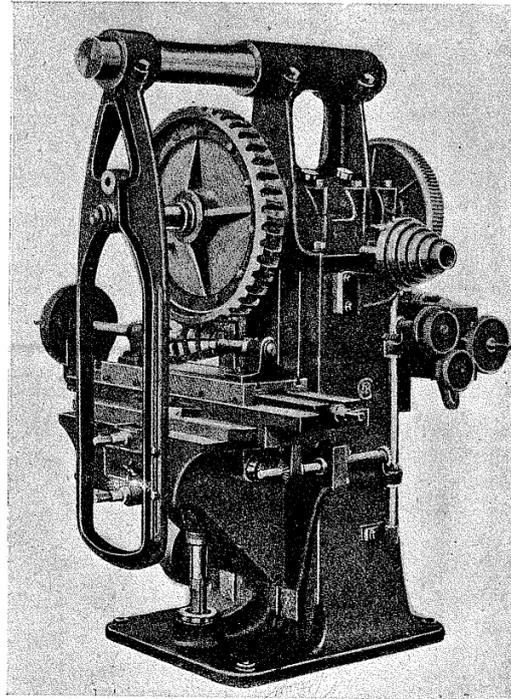


Fig. 100. — Taille des pignons de vis sans fin à la fraise hélicoïdale *Reineker*.

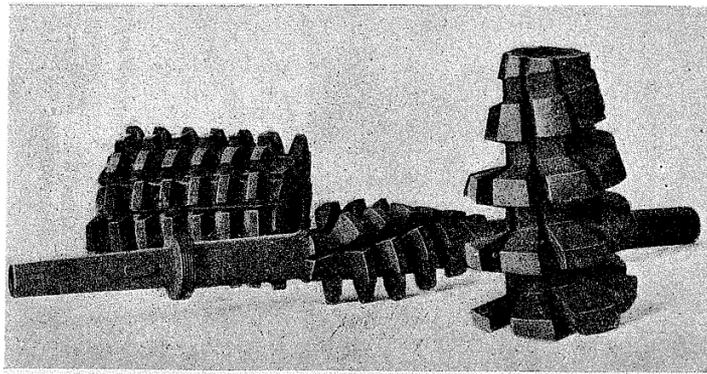


Fig. 101. — Fraises hélicoïdales pour pignons de vis sans fin.

palement à celui des petites pièces : bagues, coulisses, cuvettes de vélocipèdes (fig. 98), que le meulage s'est étendu, dans ces derniers temps, au moyen de machines extrême-

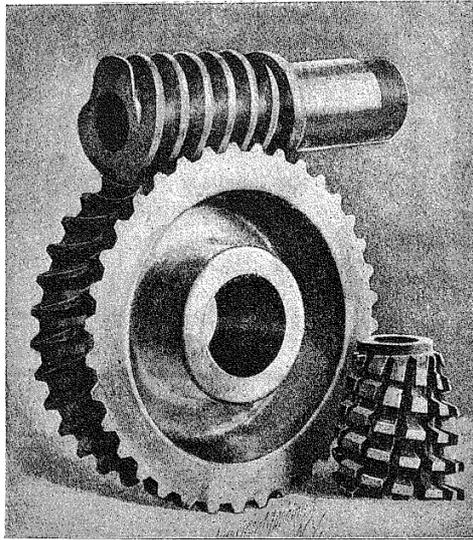


Fig. 102. — Pignon taillé à la fraise hélicoïdale.

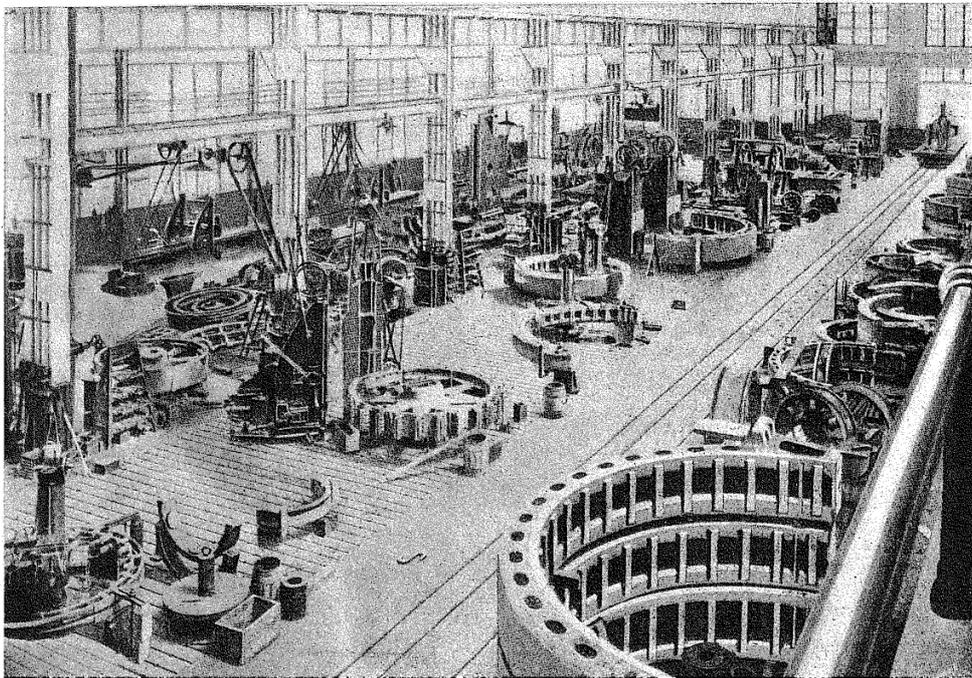


Fig. 103. — Ateliers de *Shenectady* (General Electric), avec machines-outils mobiles actionnées par l'Électricité, 1^{er} groupement.

ment ingénieuses, d'une variété infinie, bien que, pour la plupart, dérivées des machines à affûter, au point que beaucoup d'entre elles sont disposées pour pouvoir opérer aussi l'affûtage des fraises, alésoirs, forets, etc.

C'est, en effet, la nécessité d'opérer cet affûtage avec sûreté et précision qui conduisit à inventer les premières machines à meuler automatiques; mais il fallut, chose en apparence singulière, longtemps pour comprendre l'utilité que présenterait un meulage analogue pour les outils ordinaires de tour et de rabotage. Il y a, en effet, tout intérêt à pouvoir conserver au tranchant de ces outils, par un affûtage aussi précis et automatique que possible, constamment les formes reconnues les meilleures : ce pro-

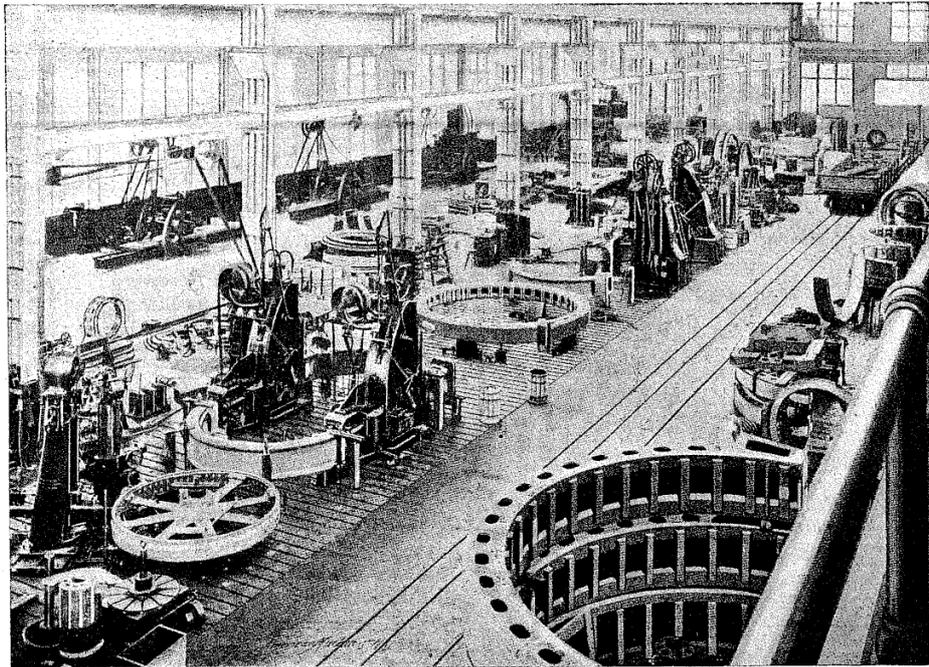


Fig. 104. — Ateliers de Shenectady, 2^e groupement.

blème est aujourd'hui complètement résolu par quelques machines, encore trop ignorées chez nous, et dont on trouvera (fig. 99) quelques exemples figurant à l'Exposition.

Messieurs, j'arrive au terme de cette conférence, et je vois que j'aurais encore bien des choses à vous dire, par exemple, sur la taille des engrenages à la fraiseuse, notamment par des fraises hélicoïdales (fig. 100 à 102) et surtout par des machines spéciales, qui ont fait récemment de grands progrès, et dont nous verrons ensemble, à l'Exposition, de très remarquables spécimens; puis sur les machines portatives de toutes sortes : perceuses, riveuses, et surtout les frappeurs à air comprimé, qui constituent l'une des nouveautés les plus intéressantes de l'Exposition des machines-outils... et sur bien d'autres encore; mais le temps dont je dispose n'est pas illimité; je me bornerai à vous dire, pour terminer, un mot sur l'application de l'électricité à la conduite des machines-outils.

Je n'ai point à vous exposer ici les avantages généraux de l'électricité; vous savez qu'elle constitue le mode d'énergie le plus commode, le plus universellement applicable

à tous nos besoins : force, lumière, chaleur, action chimique : vous savez avec quelle rapidité elle envahit presque tout ce champ de l'activité humaine, quels services immenses elle rend déjà, quelles transformations profondes elle a imposées à nos plus importantes industries mécaniques, chimiques et métallurgiques, depuis trente ans à peine que s'est ouverte l'ère véritablement industrielle de l'électricité. Vous ne serez,

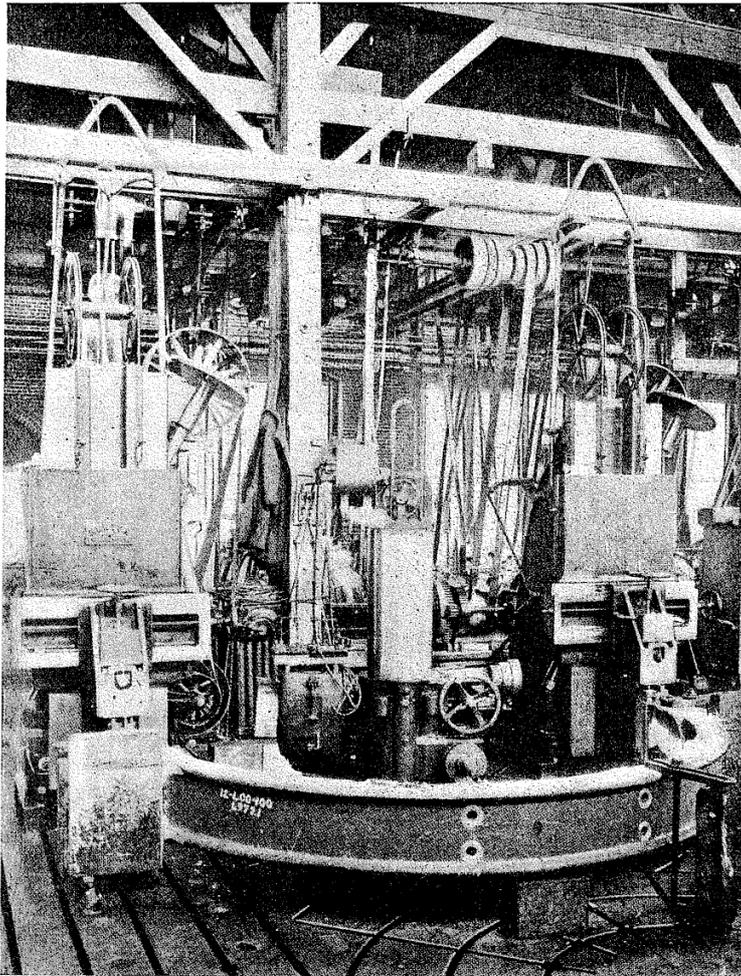


Fig. 105. — Perceuses et mortaiseuses mobiles électriques attaquant un anneau de dynamo
(*Engineering Magazine*).

par conséquent, pas étonnés d'apprendre qu'elle est actuellement en train d'amener, non seulement dans la commande même et dans les dispositions particulières de nos machines-outils, mais aussi dans l'organisation générale de nos ateliers, une transformation très importante et des plus heureuses.

Ce qui frappe dès l'abord le visiteur d'un atelier de construction, c'est, quelque soin que l'on ait mis à les simplifier, l'importance considérable qu'y tiennent les arbres de transmission et les courroies. Tous ces arbres et toutes ces courroies et poulies

marchent et s'usent sans cesse, quel que soit le nombre des machines-outils en travail ; de là, une perte de travail permanente, et aussi une source constante de dangers multiples, car il n'y a pas de mécanisme plus dangereux qu'une courroie. Il est évidemment fort difficile, impossible même, de chiffrer cette perte, qui varie considérablement d'un atelier à l'autre ; mais on peut affirmer qu'elle s'abaisse rarement au-dessous de 20 à 30 p. 100 de la puissance totale effective du moteur, et qu'elle atteint parfois 60 p. 100 : et il est bien évident que, si chaque machine-outil est, au contraire, commandée

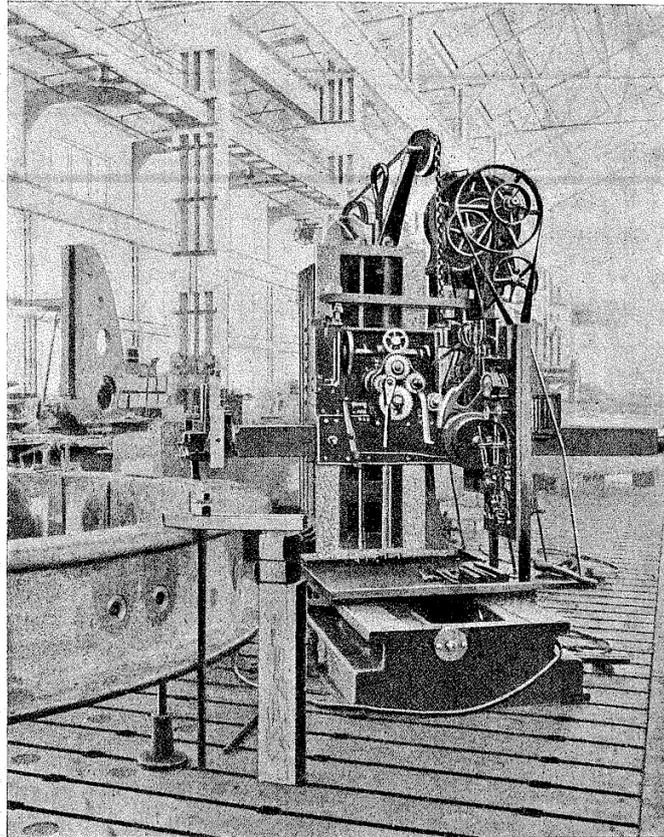


Fig. 106. — Mortaiseur limeur portatif à commande électrique.

par sa dynamo, dont chacune a un rendement de 70 à 80 p. 100, et qui alors ne dépense que si la machine-outil travaille, il est bien évident que, dans ce cas, le moteur, n'ayant plus à traîner toutes ces transmissions, n'aura plus à fournir que la puissance nécessaire à chaque instant aux seules machines actuellement en travail. Il en résultera donc une économie de force motrice considérable et aussi une économie d'entretien, économie assez importante, [en fait, pour permettre en général d'amortir en 4 ou 5 ans les frais supplémentaires d'une installation électrique. Mais ce n'est pas là l'avantage principal de ces installations électriques, car, dans un atelier de construction, la dépense de charbon est, par rapport aux autres frais de la production, en général, extrêmement faible.

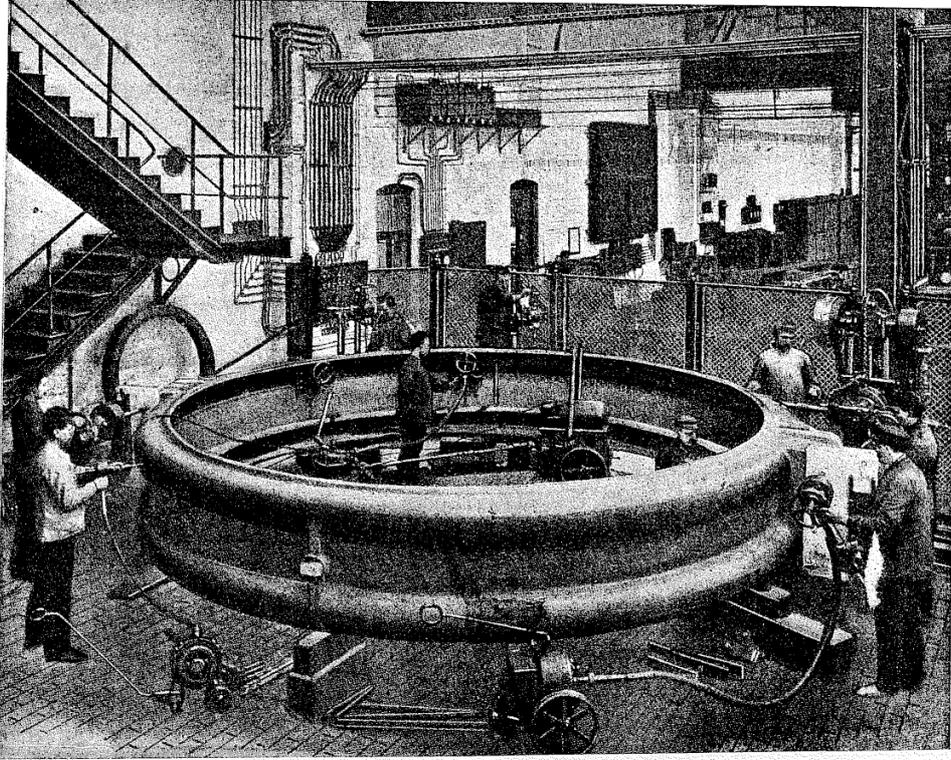


Fig. 107. — Perceuses portatives électriques attaquant un anneau de dynamo. Ateliers de l'*Allgemeine*.

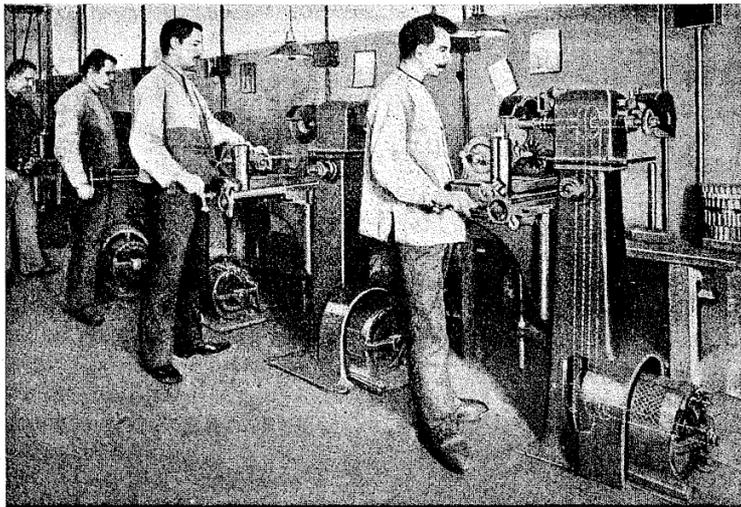


Fig. 108. — Rangées de fraiseuses actionnées par l'électricité. Ateliers de l'*Allgemeine*.

Comme exemple, à titre d'indication seulement, je dirai, qu'aux États-Unis, dans les grands ateliers de grosse machinerie, l'on évalue la puissance du moteur utilement employée à 0^{ch},38 par ouvrier, soit à 114 francs par an au taux de 300 francs par cheval-année, ce qui met le prix de la force motrice à environ 4 1/2 p. 100 de la main-d'œuvre é évaluée à 2 500 francs par an et par ouvrier. Dans les ateliers moyens, où l'on compte 0^{ch},2 environ par ouvrier, cette proportion s'abaisse à 2 et même parfois à 1 p. 100.

En fait, ce qu'il faut gagner avant tout c'est du temps et de la main-d'œuvre,

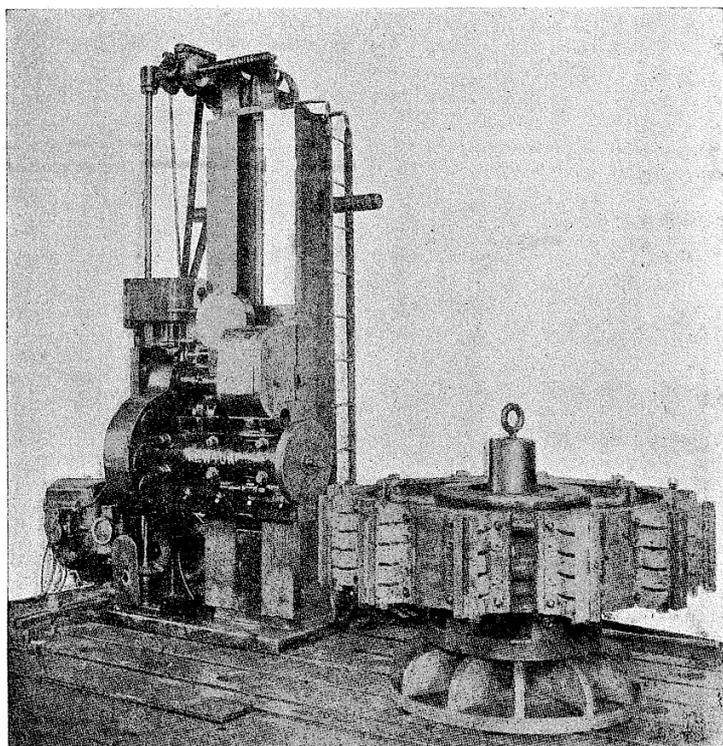


Fig. 109. — Fraiseuse mobile *Newton* commandée par un dynamo de 12 chevaux.

en n'employant que des machines-outils de tout premier ordre, parfaitement adaptées à leur travail, le plus constamment occupées que possible et logiquement groupées pour faciliter et réduire au minimum les manutentions; et c'est dans cette voie que l'électricité a permis de réaliser des améliorations fort importantes et inattendues, en rendant facile et rapide la mobilisation perpétuelle de la plupart des machines-outils.

Un atelier, une fois disposé, avec ses transmissions, en vue d'une production d'importance et de nature donnée, n'est, en général, que très difficilement modifiable en vue d'un changement comme il s'en présente souvent dans l'importance et la nature de ses travaux. Puis l'on est souvent amené à usiner des pièces de très grandes dimensions, et qui exigent l'exécution de travaux très différents : alésage, rabotage, perçage, etc., et alors il faut ou transporter ces pièces d'une machine à l'autre, ce qui est

long, dangereux et coûteux, ou établir, pour leur travail en bloc, de grosses machines-outils spéciales très coûteuses, encombrantes, et qui risquent de devenir presque inutiles, si l'on vient, pour des raisons indépendantes de la volonté du constructeur, à changer la forme de ces pièces ou même à les abandonner.

Imaginons, au contraire, un atelier constitué essentiellement, à une hauteur convenable, par une série de ponts roulants et d'appareils de manutention puissants, très mobiles et nombreux et, au sol, par d'immenses plaques de fontes en damier, sur les rainures desquelles on puisse fixer, n'importe où, soit les pièces à travailler, soit les

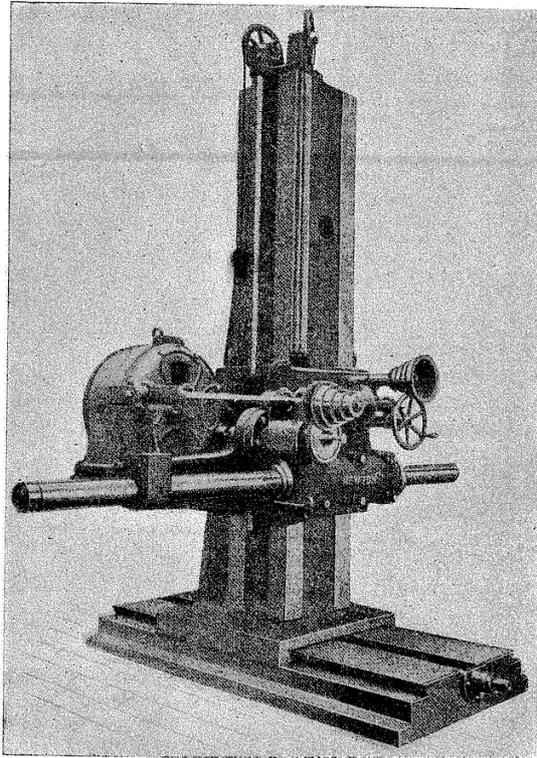


Fig. 110. — Fraiseuse aléuseuse mobile électrique *Newton*.

machines-outils les plus propres à ce travail, actionnées par l'électricité, et rendues ainsi transportables par ces engins de manutention. Rien ne sera alors plus facile que de disposer à chaque instant ces machines au mieux des exigences des travaux les plus divers, de les grouper, comme en voici des exemples (fig. 102 à 114) en tel nombre et de telle nature qu'il le faut autour des grosses pièces, dont les déplacements se trouvent ainsi réduits au minimum. Grâce à ces groupements facultatifs, on parvient à réaliser, au moyen de machines usuelles et dont on a toujours l'emploi, avec plus de facilité et autant de précision et de rapidité, les mêmes travaux d'ensemble qu'avec les grandes machines spéciales dont je vous parlais tout à l'heure. De là, une utilisation bien meilleure de l'outillage, une diminution notable dans les frais de montage et de manutention des pièces, une adaptabilité pratiquement indéfinie de l'atelier aux travaux les plus variés

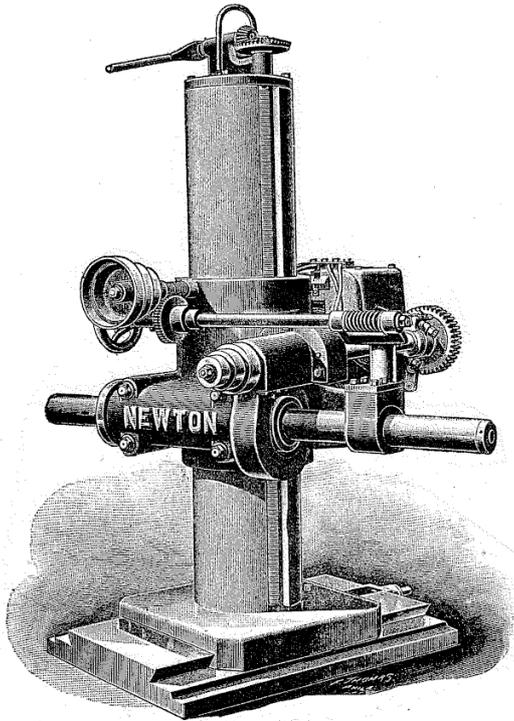


Fig. 111. — Perceuse aléuse *Newton* commandée par l'électricité. Barre de 100 millimètres commandée par vis sans fin en acier et pignon en bronze, levée 1^m,50.

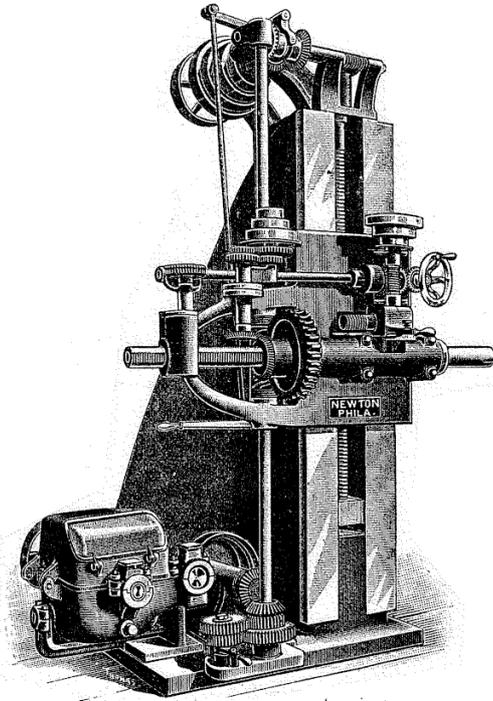


Fig. 112. — Fraiseuse aléuse portable *Newton* commandée par une dynamo. Barre de 100 millimètres, avance automatique de 810 millimètres; prend des fraises de jusqu'à 610 millimètres de diamètre, 6 vitesses d'avances.

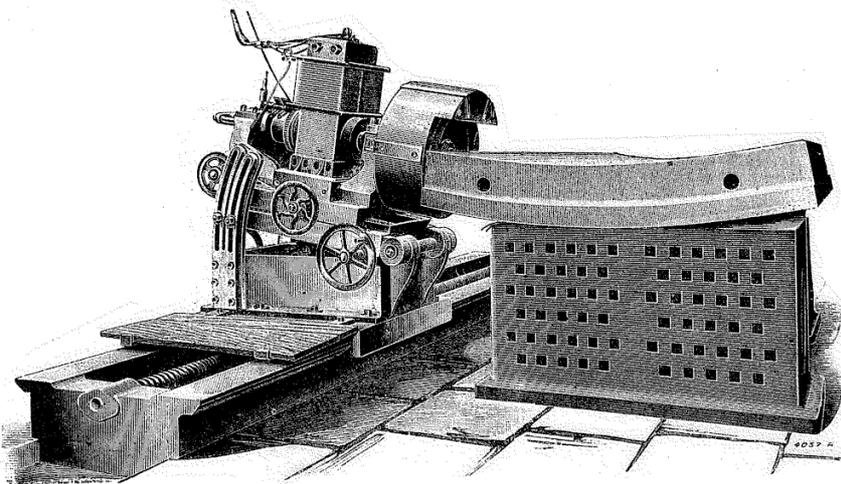


Fig. 113. — machine électrique à meuler les plaques de blindages. Ateliers *Vickers*.

Aussi cette disposition d'atelier, qui se répand avec une grande rapidité aux États-

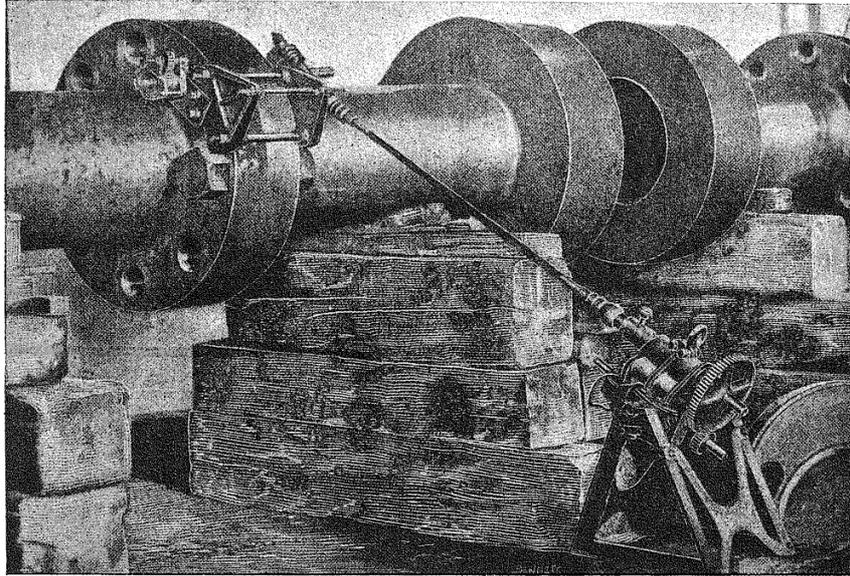


Fig. 114. — Alésoir mobile électrique *Kodolish*, pour alésage des trous dans les brides aux arbres d'hélices.

Unis, méritait-elle à tous égards de vous être signalée, et j'espère que vous me pardonnerez d'avoir à son occasion, et malgré l'heure tardive, retenu quelque temps votre bienveillante attention.

NOUVELLE MACHINE AUTOMATIQUE A FABRIQUER LES VIS A BOIS

De M. Th.-J. SLOAN

INGÉNIEUR A NEW-YORK¹

La fabrication de la vis à bois représente une branche d'industrie très importante qui s'est considérablement accrue par les perfectionnements apportés à cette fabrication. La France, avant 1806, était tributaire de la Westphalie, qui fournissait une vis mal faite, dont le bout était carré et le filet façonné à la lime. L'importance de cette fabrication et les moyens de production primitifs jusqu'alors employés attirèrent une quantité d'inventeurs, et, aux États-Unis seulement, on délivra depuis 1831, date du premier brevet pris par Numm, jusqu'en 1892, 64 brevets pour différentes machines et procédés concernant la fabrication de la vis à bois. Le premier brevet pris en France en 1812, au nom de Phellix, concernait une machine propre à fabriquer les *clous vis*; puis, en 1817, Tourasse prend un brevet pour une machine à tarauder les vis dites « vis à bois », et Japy frères, en 1845, pour un « système de fabrication de la vis à bois ». C'est en 1847 que M. Th. Sloan prend son premier brevet français pour un *perfectionnement à la fabrication des vis de métal dites vis à bois* et de la machine qui doit les exécuter. Cette machine devait amener une véritable révolution dans cette fabrication, car jusque-là, ainsi que nous le disons plus haut, le bout de la vis était demeuré carré, aucun inventeur n'ayant pu modifier pratiquement cette forme. M. Sloan apportait la vis à pointe de vrille. Il semble, tellement la chose paraît naturelle, que ce produit eût dû immédiatement acquérir droit de cité, il n'en est rien, il serait trop long de narrer ici la lutte qu'il fallut soutenir pour imposer au marché cette nouvelle forme de vis, aujourd'hui indispensable; c'est malheureusement le sort de beaucoup d'inventions de n'être véritablement appréciées qu'après avoir subi les assauts soit de fabricants intéressés, soit même de routiniers endurcis, rebelles à tous progrès. De ce brevet, date véritablement la première machine-outil automatique. Quoique MM. Japy eussent pris un brevet pour cette fabrication quelque temps seulement avant M. Sloan, cette machine réalisait un tel perfectionnement que ces Messieurs n'hésitèrent pas à faire l'acquisition du brevet; de même, MM. Nettlefold et Chamberlain, en Angleterre, achetèrent le brevet anglais et l'American Screw Co, de Providence, le brevet américain.

M. Sloan, depuis, a apporté plusieurs perfectionnements à sa machine primitive; d'autres aussi travaillèrent la question sans cependant avoir jamais pu faire adopter leurs perfectionnements, car la machine Sloan, universellement adoptée aujourd'hui, est employée encore actuellement telle qu'elle fut conçue par l'inventeur, et sans qu'aucune amélioration notable y ait été apportée depuis cinquante ans passés. Afin de donner une idée de l'étude consciencieuse dont cette machine fut l'objet, nous dirons que des

1. Voir aussi *Revue de Mécanique*, janvier 1899, p. 80 et août 1900, p. 202.

machines, après dix-huit années de marche, avaient un tel aspect lamentable que l'on aurait cru qu'elles n'étaient plus bonnes qu'à être jetées à la ferraille, et cependant elles produisaient encore des vis de bonne qualité.

L'importance de cette fabrication est telle que la Société Nettlefold et Chamberlain, en Angleterre, qui ne fait que des vis, a un capital de 80 millions de francs, l'American Screw Co, en Amérique, est au capital de 25 millions de francs. Les machines actuellement en service dans toutes les visseries du monde donnent une production moyenne de 17 grosses de vis (22×30) par journée de travail, et nécessitent deux appareils l'un pour le tournage et le fendage de la tête, l'autre pour le filetage du corps de la vis.

La nouvelle machine que vient de créer M. Sloan a été faite surtout pour augmenter la production en accouplant les deux machines pour n'en former qu'une seule, tout en augmentant le nombre d'outils et par conséquent de vis en travail. Cette idée de pluralité d'outils et de poupées a été effleurée par quelques inventeurs, qui tous ont suivi les mêmes errements dans l'application; c'est-à-dire, qu'afin d'augmenter la production, ils réunissaient simplement plusieurs poupées et plusieurs outils dans la même machine; ils obtenaient bien aussi une production proportionnelle au nombre d'outils en fonction, mais, d'un autre côté, lors de l'arrêt de la machine pour le changement d'un outil cassé ou ébréché ou pour toute autre cause, l'arrêt de production était également proportionnel au nombre d'outils arrêtés, ce qui, en résumé, en faisait que compliquer inutilement la machine en augmentant les chances de dérangements sans avantage appréciable.

Le nouveau principe de M. Sloan consiste, outre la réunion dans une même machine du travail de tournage et de fendage, en celle de sept poupées et cinq outils différents dont les fonctions sont d'opérer un dégrossissage successif jusqu'au dernier outil, qui n'a plus à faire qu'un travail de finissage. La durée de l'affût de ces outils se trouve considérablement augmentée et si par hasard un ou plusieurs outils se trouvent ébréchés ou usés, le filetage final sera toujours d'excellente qualité, car les outils sont disposés de façon que *l'un rectifie le travail imparfait du précédent*.

Si, comme chiffre de comparaison, nous prenons une production journalière de 68 grosses, il faudrait, avec les anciennes machines Sloan : une machine à fendre et à tourner les têtes et quatre machines à fileter, soit en tout cinq machines. En outre, en ce qui concerne la machine à fileter, comme tout le travail de dégrossissage et de finissage est opéré en plusieurs passes successives faites par le même outil, il en résulte une notable proportion de vis de seconde qualité, car on ne peut exiger que l'ouvrier qui surveille un certain nombre de machines se repde compte immédiatement lorsqu'un outil est trop usé ou ébréché.

En pratique, une fois la tête de la vis tournée et fendue, elle est séchée, nettoyée et emmagasinée, puis elle est reprise au fur et à mesure des besoins et filetée et, de nouveau, séchée empaquetée et emmagasinée. Il en résulte que, pour avoir les 68 grosses de vis dont nous venons de parler, il faut une double manutention et cinq machines. Nous n'insisterons pas sur les frais de manipulation, magasinage, comptabilité, éclairage, etc., sans omettre la valeur des cinq machines, les courroies, poulies, renvois, arbres de transmission, emplacement nécessaire, etc.

La nouvelle machine de M. Sloan et qui, ainsi que nous l'avons dit, réunit le travail de fendage et de filetage, supprime à elle seule les cinq machines décrites ci-dessus, et produit un minimum de 68 grosses de vis 22×30 pour une même journée de travail; cette production est entièrement automatique. Une disposition spéciale des outils permet d'avoir toujours des vis de première qualité, même en cas d'inaction d'un, de deux ou même trois outils.

Pour nous résumer nous rappelons les avantages les plus saillants de cette nouvelle machine :

- 1° Réunion dans une seule machine du travail de tournage, fendage et filetage;
- 2° Production quadruple et de toute première qualité;
- 3° Suppression considérable de manutention.

Nous compléterons ce bref exposé par la description de la machine et l'explication de son fonctionnement.

Commande. — La machine reçoit son mouvement du moteur par la poulie fixe A (fig. 1 et 2) placée sur l'arbre moteur B. Sur cet arbre est montée une vis hélicoïdale destinée à l'entraînement des poupées et, sur son extrémité, une vis sans fin engrenée avec un pignon destiné à actionner le demi-tour où se fait le tournage et le fendage. Une série d'engrenages entraîne l'arbre des cames.

Alimentation. — L'alimentation a lieu au moyen d'un bassin ou plateau circulaire C, dans lequel on met les vis en blanc, et qui est animé d'un lent mouvement de rotation.

Deux branches parallèles et formant une sorte de fourchette à longues dents D s'abaissent et s'élèvent alternativement. Cette fourchette abaissée repose un moment sur le fond du bassin C qui, en tournant, lui présente un grand nombre de vis jetées, entassées au hasard, et dont il se présente toujours quelques-unes dans une position telle que la fourchette les saisisse par-dessous leur tête et les élève avec elle. La fourchette élève chaque fois une, deux, trois et même un plus grand nombre de vis.

Lorsque cette fourchette s'est élevée suffisamment, la vis qu'elle porte glisse de haut en bas entre ses branches et arrive dans un conduit E avec lequel elle s'assemble par articulation. Les oscillations répétées de la fourchette D ont lieu de la façon suivante : Un pignon F, monté sur l'arbre des cames G, donne, à l'aide d'un pignon H et de deux autres pignons d'angle, un lent mouvement de rotation à l'axe I, portant le plateau. Cet axe est tubulaire et traversé de part en part par une tige verticale J, laquelle reçoit son mouvement alternatif de montée et de descente d'un came K', montée sur l'arbre des cames G; cette came actionne un levier L, articulé en M, ce levier appuie sur un doigt que porte un autre levier N, articulé en O, et qui suit son mouvement de montée et de descente. Ce levier appuie par son extrémité P sur le bout de la tige J et la force à monter et à descendre. La tige J, ainsi animée de ce mouvement, porte un bras R, terminé par un œil allongé dans lequel pénètre le goujon d'un levier S, fixé à l'articulation de la fourchette D. Le levier S reçoit ainsi un mouvement circulaire alternatif, qui abaisse et élève la fourchette et produit l'alimentation du conduit E. Ce conduit est formé de deux lames parallèles placées de champ et inclinées, entre lesquelles glissent les vis suspendues par leur tête. Il se termine par une partie en arc de cercle, dans laquelle les vis arrivent graduellement à une position horizontale, tandis qu'une main T ferme le bas du conduit.

Comme l'alimentation a lieu, et doit en effet avoir lieu plus vite que l'écoulement des vis de la machine, il est nécessaire qu'elle cesse lorsque le conduit est plein. A cet effet, une lame fixe U est disposée au-dessous d'un petit prolongement de la fourchette D. Si le conduit est assez plein pour que les dernières vis restent sur le prolongement de la fourchette, leurs têtes, en butant contre la lame U, empêcheront l'abaissement de cette fourchette, et l'alimentation cessera. La tige J reste alors soulevée et n'est plus touchée par la came K' que lorsque celle-ci lui présente sa partie la plus saillante. Elle ne peut redescendre que lorsque les vis qui font obstacle sont descendues dans le conduit.

Marche de la main. — La main T présente une portion creuse semi-cylindrique,

qui reçoit la vis la plus basse de la rangée contenue dans le conduit. Cette main oscille sur un axe Z ; l'oscillation est produite par un levier articulé en b , recevant son mouvement d'un bras a , qu'actionne une came c , montée sur un arbre d , qui reçoit son mouvement de l'arbre des cames par l'intermédiaire de quatre pignons d'angle. Chaque fois que l'échancrure de cette came se présente, la main T se déplace autour de son axe Z et vient présenter la vis à une pince V , qui s'en saisit, puis la main revient à sa place primitive recevoir une nouvelle vis.

Pour que le bas du conduit E soit maintenu fermé pendant le déplacement de la main, cette dernière porte un prolongement arrondi suivant une portion du cylindre dont l'axe serait Z , et qui obstrue constamment le bas du conduit.

Mouvement de la pince V . — Cette pince, formée de deux mâchoires, est montée au bout d'un arbre e , porté par un autre arbre f . Cet arbre f reçoit un mouvement de rotation à l'aide d'un pignon g et d'une crémaillère h ; ce pignon peut coulisser dans le sens longitudinal de l'arbre f . Le mouvement alternatif de la crémaillère est donné par une came calée sur l'arbre des cames G . En outre du mouvement de rotation, l'arbre f reçoit un mouvement de montée et de descente d'un levier i , qu'actionne une came montée sur l'arbre des cames et convenablement échancrée, lui permettant d'effectuer les multiples opérations qui seront décrites plus loin.

Révolution intermittente des pinces. — Un axe horizontal mobile dans des coussinets du bâti porte, au moyen de deux traverses, deux arbres tubulaires v et w , sur lesquels sont fixés les engrenages X et Y , et que terminent deux pinces.

Par la révolution de l'arbre les pinces viennent à tour de rôle se présenter à l'alimentation pour recevoir une vis dont la tête est aussitôt tournée par le burin ou l'outil spécial x et par la rotation que reçoit l'axe de la pince dont l'engrenage X , par exemple, engrène avec l'engrenage j . Puis à un moment donné l'arbre effectue une demi-révolution et s'arrête de nouveau. La pince s est venue prendre la place de celle r , pour recevoir une vis et en tourner la tête, tandis que la pince r est allée présenter la tête tournée de sa vis à une fraise y , qui y pratique l'entaille.

En cet instant, l'engrenage Y engrène avec l'engrenage j ; tandis que la pince r reste immobile, l'arbre opère de nouveau une demi-révolution et s'arrête. La pince s a porté sa vis à la fraise, et celle r a ramené la sienne fraisée, qu'elle fait tourner encore un moment au contact de l'outil x , pour enlever les bavures, puis elle l'abandonne à la pince V , en reçoit d'elle une nouvelle, et continue comme ci-dessus.

Au moment où les engrenages X ou Y viennent en contact avec l'engrenage j , afin d'éviter tout choc et faciliter l'entraînement, l'engrenage j est monté avec des ressorts intérieurs de façon à pouvoir céder un instant; de même, la pièce qui supporte l'arbre sur lequel est monté l'engrenage j peut subir un certain mouvement de recul.

La rotation intermittente de l'axe a lieu au moyen d'une grande roue ou volant à came A' , que porte à son extrémité l'arbre d , et d'un croisillon à coulisse B' , fixé sur le prolongement de l'axe horizontal portant les deux pinces.

Sur la face intérieure du volant A' , et près de sa circonférence, est ménagée une rainure circulaire dans laquelle sont maintenus et guidés des goujons z , fixés au croisillon B' , les bords de cette rainure étant échancrés ou évidés aux points convenables pour livrer passage à ces goujons et permettre au croisillon de tourner.

Le croisillon B' forme quatre coulisses courbes, réunies deux à deux F' et G' , par le sommet de leur angle au moyen d'une pièce circulaire D' , qui manœuvre exactement comme un robinet, de façon à communiquer tantôt avec l'une F' tantôt avec l'autre G' . Le côté interne de la roue A' porte un galet, lequel vient, à chacune de ses révolutions,

engrener avec l'une des deux coulisses F' qui se présentent successivement à lui en raison de la position dans laquelle deux des quatre goujons engagés dans la rainure maintiennent le croisillon.

Or, lorsque le galet pénètre dans la coulisse F' qui s'offre à lui, il agit sur le croisillon comme sur une roue d'engrenage et le fait tourner d'une certaine quantité, les évidements de la roue A' laissant à ce moment échapper les goujons. Lorsque ce galet est arrivé au fond de la coulisse dans le robinet D' , la rotation du croisillon fait tourner ce robinet, qui communique alors avec la coulisse G' dans laquelle le galet marche jusqu'à sa complète sortie du croisillon.

Ce dernier a ainsi effectué une demi-révolution et ses deux autres goujons étant venus s'engager dans la rainure, il est maintenu ainsi jusqu'à ce que le galet ait effectué une nouvelle révolution et vienne engrener avec l'autre paire de coulisses F' et G' qui se présentent à lui. La rotation partielle des espèces de robinets D' a lieu par de petites manivelles, dont les boutons marchent dans une rainure excentrique pratiquée à l'intérieur de la poulie rapportée sur le même axe.

Arrêt des pinces r , s pendant le travail. — Il est urgent d'arrêter solidement les pinces r et s pendant que le tournage et le fraisage de la tête s'effectuent. A cet effet, les traverses soutenant les poupées du demi-tour sont munies d'un cran profond, dans lequel est engagé un arrêt que forme l'extrémité d'un levier. Au moment où la demi-révolution de l'arbre doit s'effectuer, une came, en agissant sur le bout du levier, dégage l'arrêt puis le laisse de nouveau s'avancer dans celui des crans qui se présente.

Ouverture et fermeture des pinces. — Chacun des deux arbres v et w est creux, et renferme à son extrémité la pince r ou celle s , destinée à saisir la vis que lui présente la première pince V . Les branches de ces pinces r et s sont toujours fermées à l'aide de ressorts intérieurs. Un levier, agissant à l'aide d'une came, vient appuyer sur une douille cylindrique que porte chaque poupée, comprime le ressort, et les trois branches s'ouvrent, laissant libre la vis qu'elles retenaient.

Une tige filetée pousse la vis jusque dans les pinces au moment où elles s'ouvrent; cette tige est portée par une branche courbe n , mue par une came.

Il est nécessaire que, pendant que la tête de la vis se tourne, celle-ci soit appuyée par derrière afin de ne pas fléchir ni échapper de la pince. Dans ce but, un coussinet b^3 ou lunette est monté à l'extrémité d'un levier, qu'un ressort à boudin tend constamment à tirer en arrière. Le bout du levier porte contre un coin monté sur une branche, de sorte qu'au moment où cette branche se déplace d'arrière en avant pour faire avancer la tige X' contre la vis qui arrive, le coussinet recule pour livrer un passage suffisant à celle-ci; puis, lorsque la tige X' revient, le coin fait avancer la lunette contre la vis qui est ainsi soutenue.

Tournage de la tête. — Le burin x est monté dans un porte-outil spécial o , qui est lui-même rapporté sur un axe l , et qu'un ressort à boudin tend à éloigner de la vis en l'inclinant en arrière. Une tige oblique i s'appuie à rotule contre ce porte-outil, pressée qu'elle est elle-même par un levier dont l'axe porte un second bras de levier. Ce dernier est commandé par une came dont un bossage fait avancer l'outil et le maintient contre la tête à tourner puis le laisse ensuite reculer lorsqu'une demi-révolution de l'arbre a lieu pour changer la position respective des pinces r et s . Lorsque la vis revient de la fraise pour enlever la bavure, un second bossage d'une moindre longueur fait de nouveau avancer l'outil contre la tête, puis le laisse reculer. En même temps, une seconde échancrure latérale de la came a fait de nouveau manœuvrer le coussinet b^3 .

qui s'était éloigné pour laisser passer la vis arrivant du fraisage, puis s'est avancé pour la soutenir pendant que le burin x a enlevé la bavure.

Cela fait, la pince s'ouvre, le bras d'alimentation prend la vis qui est immédiatement remplacée par une autre. La tête de celle-ci est également tournée, puis va au fraisage, revient pour enlever la bavure, est remplacée par une autre, et ainsi de suite.

Fraisage de l'entaille. — Cette opération a lieu dans le moment où, après avoir eu sa tête tournée, la vis transportée par la demi-révolution de l'arbre est arrivée et est maintenue à un point diamétralement opposé à celui où se tourne la tête. Là, comme l'engrenage X ou Y (selon la pince qui vient d'apporter la vis) n'est plus en contact avec l'engrenage j , la pince et, par conséquent, la vis ne tournent plus sur elles-mêmes.

La fraise circulaire y est montée sur un axe vertical q , qui est commandé par une paire d'engrenages d'angle, dont l'un est mobile le long de l'arbre, et lesquels prennent leur mouvement de l'arbre moteur z . Elle tourne précisément vis-à-vis du point auquel arrive la vis. Celle-ci arrive du tournage dans l'une des pinces X ou Y, qui la tient fortement, et la fraise qui est montée sur un chariot se déplaçant perpendiculairement à l'axe de la vis s'approche graduellement de la tête de la vis et y pratique l'entaille à la profondeur voulue, puis le chariot se retire pour dégager la fraise. Ce mouvement du chariot est obtenu à l'aide d'un levier coudé g' , monté sur un arbre a' , et portant un galet b' , qui suit le profil d'une came c' . Un levier dont l'extrémité forme lunette et subissant les effets d'une came, vient, juste au moment de l'entaille s'appuyer contre la vis, laquelle est soutenue de l'autre côté par une butée fixe. Lorsque l'entaille est terminée, la lunette se retire pour livrer passage à la vis se rendant à l'outil x , qui enlève la bavure, et cette vis est remplacée par une autre dont la tête vient d'être tournée.

L'outil x n'avance pas plus pour enlever les bavures que pour tourner la tête, de sorte qu'il n'attaque pas une seconde fois cette dernière. Il serait en effet fort nuisible de tourner la tête de la vis après le fraisage, les angles et les arêtes qui forment les bords de l'entaille seraient inévitablement brisés ou arrachés.

Filetage de la tige. — Lorsque l'outil x a enlevé sur la vis la bavure causée par le fraisage, la pince à ressort V prend cette vis et, par une demi-révolution sur son axe f , vient la présenter aux poupées qui la maintiendront pendant les opérations du filetage.

Les opérations que cette partie de la machine accomplit successivement sont les suivantes :

Présenter au moyen de la pince V chaque vis à une poupée tournante, dans laquelle elle restera jusqu'à son achèvement, l'y introduire et la retirer lorsqu'elle est terminée et en mettre une autre à la place.

Ouvrir et fermer la poupée tournante pour saisir la vis.

Tourner la pointe de la vis.

La fileter en diminuant graduellement son diamètre et en diminuant également le diamètre du filet de la pointe.

Ramener, après ces différentes opérations, la poupée tenant la vis terminée à son point de départ. Nous allons décrire successivement ces divers mouvements.

Alimentation. — Afin de mieux suivre notre description, nous nous référerons au dessin (fig. 2).

La pince V chargée de la distribution des vis aux appareils du demi-tour et aux poupées du filetage est composée :

D'une pièce V, montée sur un bras f , sur lequel est fixé un ressort a ; elle est articulée au point b , lui permettant de s'incliner de droite à gauche ou *vice versa*. Cette

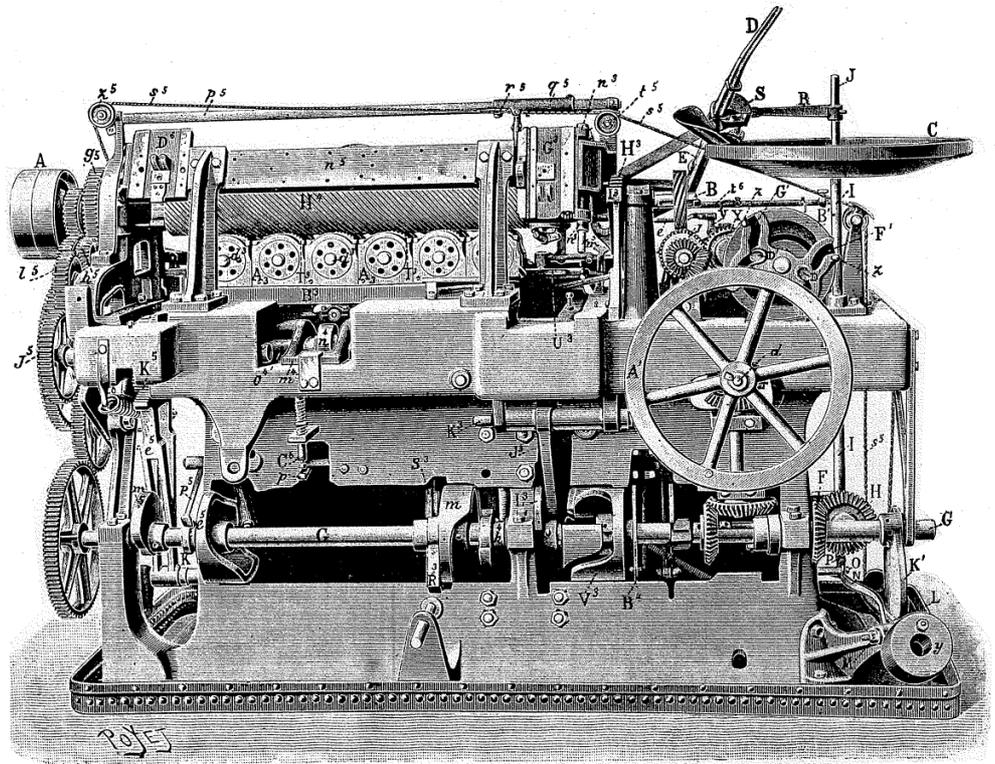
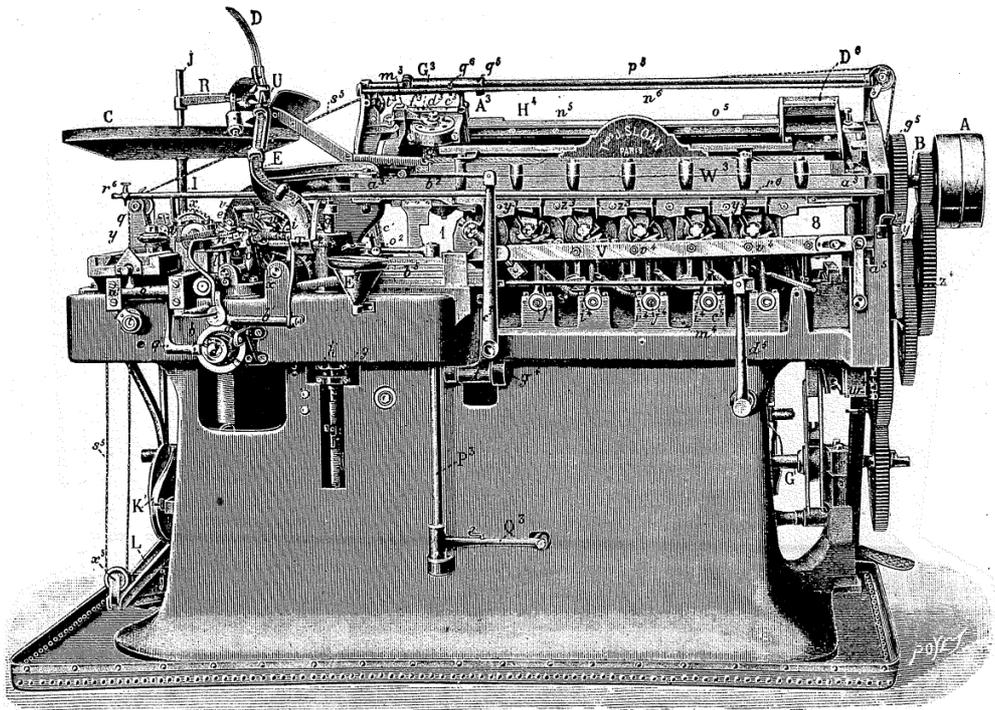


Fig. 1 et 2. — Nouvelle machine à vis Th. J. Sloan (Élévations).

pièce V possède deux encoches c et d , destinées à recevoir les vis et couvertes à demi, par deux ressorts plats g et h . Sur le ressort g , est fixé un petit bloc l .

Lorsque cette pince a pris, dans la main T, une vis en blanc, elle se dirige vers le demi-tour portant dans le bec d une vis brute destinée à remplacer la vis tournée tenue dans les mâchoires de la poupée du demi-tour. Afin d'éviter la vis contenue dans ces mâchoires, et de présenter l'ouverture libre c pour prendre la vis, l'encoche d descendant directement sur la vis contenue dans les mâchoires, la pièce V se trouve renvoyée dans son mouvement de descente par une butée fixe k , qui repousse la pièce V, et l'ouverture libre c se présente en face de la poupée et saisit la vis. Le bras, à ce moment, reçoit un léger mouvement de rotation en avant, destiné à dégager la vis de la poupée du demi-tour, puis il remonte et présente à la même poupée l'encoche d , contenant la vis brute, le bras reçoit un léger mouvement de rotation dans la direction des pinces pour engager la vis brute et, cette vis engagée, il remonte, tenant toujours dans l'encoche c la vis prise précédemment, puis il décrit une demi-circonférence vers les pinces du filetage.

Il arrive en face de la poupée contenant une vis filetée et terminée; le bras descend et l'encoche d , qui est libre, se présente pour saisir la vis qui est terminée. A ce moment, les pinces de la poupée du filetage s'ouvrent, le bras reçoit un mouvement de recul par rapport à la poupée et dégage la vis, puis il descend, revient et présente dans ces mêmes pinces la vis qui se trouve dans l'encoche c , et ces pinces se referment aussitôt. Le bras alors remonte et décrit environ $1/8$ de circonférence, et le bec s'engage dans une encoche e , sur le devant de la machine, un mouvement de montée se produit, la vis qui était tenue dans le bec d se dégage, et tombe dans un entonnoir E^7 , d'où elle est dirigée dans une boîte placée *ad hoc*, puis le bras revient à sa position primitive, c'est-à-dire devant la main T, où il subit un léger mouvement sec de descente, qui lui permet de saisir une nouvelle vis brute, et la succession de mêmes mouvements se reproduit.

Ces multiples mouvements sont obtenus à l'aide d'une came B^2 , convenablement profilée, qui agit sur l'arbre f en même temps que le pignon g et la crémaillère n .

La vis qui, dans les pinces du demi-tour, est engagée par le corps, se trouve transportée et engagée dans les pinces du filetage par la tête, afin de pouvoir en fileter le corps.

Ouverture et fermeture des pinces. — Comme on l'a vu par ce qui précède, les pinces doivent s'ouvrir pour recevoir la vis, se fermer pour la saisir fortement, et tourner sur elles-mêmes pour la fileter.

Chaque poupée de filetage est constituée par un chariot A^5 , portant à sa partie inférieure un V et une partie plate, lui permettant de pouvoir se déplacer de gauche à droite le long des glissières B^3 de la machine, et de droite à gauche le long de la glissière n^5 , pour le retour. Dans ce chariot, est montée une poupée creuse c^3 , qui renferme trois pinces, dont l'extrémité opposée porte des galets reposant sur le cône d'un axe central d^3 . Un ressort à boudin pousse constamment le cône sur les pinces de façon à exercer un serrage suffisant pour maintenir la vis pendant le filetage.

L'extrémité de l'axe porte une bague e^3 tournant librement sur lui; dans cette bague vient se loger une sorte de fourche f^3 , montée sur un axe m^3 , coulissant dans deux douilles n^3 , et faisant partie d'un chariot G^3 .

Ce chariot est monté sur l'arbre moteur B et décrit un arc de cercle autour de lui à l'aide du pignon H^3 , sur lequel agit un secteur denté I^3 . Ce secteur reçoit un mouvement alternatif d'un levier J^3 , monté sur un arbre K^3 , ce levier étant actionné par la came L^3 , montée sur l'arbre des cames G.

Lorsque le chariot transporteur G^3 arrive au bas de sa course, à la place marquée 1, l'axe m^3 rencontre le bout d'un levier O^3 , qui appuie sur l'axe n^3 , lequel entraîne la

fourche I³. Cette fourche tire sur la bague e³ et force les pinces à s'ouvrir pour céder à la pince V la vis terminée, qu'elle tient dans ses mâchoires, et en mettre une brute à la place, c'est-à-dire une vis dont la tête seule est tournée.

Le levier O³, qui agit sur l'axe m³, est monté sur un arbre P³, portant à sa partie inférieure un autre levier Q³. Une came R³ actionne un levier S³, relié à Q³.

Sur chaque chariot, sont montés deux cônes, dans lesquels tournent les poupées, lesquelles sont entraînées par un engrenage T³, recevant son mouvement de la vis hélicoïdale H⁴.

Les poupées, au nombre de sept, ont leurs centres exactement à la même hauteur, de même les chariots qui les supportent ont la même largeur. Ces poupées se déplacent de gauche à droite sur une glissière en V, à l'aide d'une barre U³, courbée à angle droit à chacune de ses extrémités, et dont l'écartement entre les deux angles est égal à la largeur des sept poupées réunies. Cette barre est commandée par un fort levier sur lequel agit la came V³. A chaque alimentation de vis, correspond un mouvement de la barre opérant le déplacement de gauche à droite d'une quantité égale à la largeur d'une poupée.

Soutien de la vis pendant le filetage. — Comme les pinces des poupées ne tiennent pas les vis assez solidement pour résister à la pression des burins, il est nécessaire de soutenir ces dernières pendant le filetage.

Dans ce but, elles sont appuyées par des sortes de coussinets X⁴, ayant une rainure semi-cylindrique du diamètre du corps de la vis. Chaque coussinet est monté dans une pièce Y³, que forme l'extrémité d'un levier articulé en Z³. Un ressort à boudin tend toujours à rappeler en arrière ces pièces; sur une partie de ce levier, est une pièce carrée, logée dans la pièce W³.

La pièce W³ contient à l'intérieur un évidement permettant à une règle plate portant des saillies correspondantes à chaque coussinet de pouvoir glisser dans le sens longitudinal; lorsque ces saillies qui sont en plan incliné viennent en contact avec les pièces carrées, celles-ci appuient sur les leviers portant les lunettes et les forcent à descendre juste de la quantité voulue, réglable à l'aide d'une vis.

Le mouvement de va-et-vient de la règle a³ est obtenu par une tige b³, fixée à la règle et articulée à l'extrémité d'un levier c³. Ce levier suit le profil d'une came m, calée sur l'arbre des cames, et réglée de sorte que les lunettes restent appliquées contre les vis pendant tout le temps que durent les trois passes que chaque outil fait subir à la vis.

Formation de la pointe. — Avant de fileter la vis, il est nécessaire, pour faciliter la formation de la pointe, d'en tourner l'extrémité en forme de cône ou de cône tronqué.

A cet effet, on a disposé un outil tranchant et oblique c⁴, de forme spéciale, monté dans un porte-outil pouvant se déplacer d'une petite quantité parallèlement à l'axe de rotation des poupées. Ce mouvement est obtenu à l'aide d'un levier f⁴ monté sur un arbre g⁴; ce levier est mû par une came h⁴, montée sur l'arbre des cames. Une vis de réglage appuie sur un bloc rigide B³, fixé au bâti de la machine, et lui sert en même temps de guide.

Filetage. — Les outils fileteurs ont plusieurs effets distincts à produire :

Passer plusieurs fois le long de la partie de la vis qui doit être fileté.

Reculer entre chaque passe, pour venir, sans toucher la vis, reprendre le filet à son origine.

Creuser le métal à chaque passe de plus en plus profondément.

Pénétrer, dans une même passe, de plus en plus profondément dans le métal, pour donner à la vis la légère conicité nécessaire.

Le filetage se fait par cinq outils montés dans des porte-outils i^t susceptibles d'osciller légèrement sur leurs axes j^t . Ces axes comprennent une vis permettant le réglage du porte-outil dans le sens parallèle à l'axe des poupées et de faire coïncider chaque outil avec le sillon creusé par le précédent.

En haut de chaque porte-outil, se trouve une butée fixe, une fois réglée, qui permet de placer les outils toujours à la même hauteur.

Pour obtenir la légère conicité du noyau de la vis et sa terminaison en pointe, le porte-outil, au lieu de porter sur une partie droite et parallèle, suit le profil d'une pièce fixée sur un levier r^t , articulé en s^t , et fixé sur le bâti de la machine. Ce profil, qui est une sorte de plan incliné, représente exactement le profil de la vis et pousse graduellement le porte-outil de manière à le faire pénétrer, dans une même passe, de plus en plus profondément et enfin à le faire entrer brusquement contre l'axe de la vis pour en former la pointe. Un ressort à boudin tend toujours à faire appliquer le porte-outil contre la forme.

Tous les porte-outils sont montés sur un chariot m^t , coulissant dans trois V. Ce chariot est mû par une came n^t , dont le profil est exactement le pas de la vis à fileter. Cette came appuie sur une barre solidaire du chariot et lui communique son mouvement. La came n^t est montée sur un arbre o^t , qui reçoit son mouvement d'une roue dentée fixée sur le côté de la machine.

Chaque vis devant subir trois passes successives de chaque outil et se déplacer pour se présenter à l'outil suivant, le chariot sur lequel sont montés les outils subit, à la troisième passe, un moment d'arrêt en avant, pour laisser passer les poupées. Ce moment d'arrêt est obtenu par un petit taquet c^s , commandé par deux leviers p et p^s , recevant leur mouvement d'une came k . Lorsque le bossage de cette came vient en contact avec le levier p^s , le levier p , agissant sur le taquet c^s , le force à monter juste au moment où le chariot m^t vient de terminer trois passes; la partie du taquet qui dépasse forme alors arrêt et retient le chariot qui, n'étant plus touché que par la partie la plus saillante de la came n^t , n'en subit plus les effets. Lorsque la translation des chariots s'est effectuée, le taquet redescend, rendant libre le chariot qui recommence la même série d'opérations.

Chaque fois que l'outil fileteur revient en arrière, il faut qu'il s'écarte de la vis, pour s'en rapprocher ensuite et, en outre, qu'il morde davantage à chaque passe.

Ce résultat est obtenu à l'aide d'une barre v^t , portant cinq tiges coniques V^s ; une des extrémités de cette barre est articulée en x^t . Une tige y^t , coulissant de haut en bas, est sollicitée par un ressort z^t à s'appuyer constamment sur un levier w^t , qui reçoit son mouvement d'une came montée sur l'arbre o^t . La tige y^t possède une saillie a^s . Lorsque la tige y^t reçoit son mouvement de montée, la saillie rencontre l'extrémité de la barre v^t , qui est forcée de se déplacer de droite à gauche d'une quantité égale à la saillie; tous les porte-outils étant appuyés contre les pièces r^t , lesquelles s'appuient à leur tour sur les tiges coniques v^s de la barre v^t , les porte-outils suivent les mouvements de la barre, la partie la plus basse de la tige y^t représentant le dégagement de l'outil et la partie la plus haute la prise avec le métal.

En outre de ce mouvement, la barre v^t subit les effets d'un bloc b^s , ayant deux saillies. A ce bloc est articulé par une tige c^s un levier d^s , commandé par une came e^s , comprenant trois bossages représentant les trois passes d'un outil.

Lorsque l'extrémité de la barre v^t repose sur la partie la plus basse du bloc b^s , la première passe se produit; alors, la tige y^t descend, la barre se retire avec elle, entraînant les outils, ce qui permet le retour de l'outil sans toucher la vis. A la deuxième

passé, la tige y^4 remonte et engage l'outil, mais aussi le bloc b^5 s'est avancé de gauche à droite sous l'influence de la came, et la barre est montée sur la première saillie, entraînant les outils et les forçant de pénétrer plus avant dans la matière, et cela d'autant plus fortement que l'outil se trouvera plus éloigné du point d'articulation x^4 . Cette deuxième passe terminée, la tige y^4 redescend pour dégager les outils, le chariot ramène les outils, le bloc avance de nouveau, la barre monte sur la deuxième saillie, la tige y^4 remonte, engage les outils, et la troisième passe s'effectue comme les précédentes. De cette façon, les vis auront subi les effets successifs de dégrossissage des outils, jusqu'au dernier, qui n'aura eu qu'un travail de finissage à faire.

La série de trois passes terminée, tous les chariots porte-poupées se déplacent de gauche à droite et prennent la place qu'occupait le chariot précédent, jusqu'à ce que le premier chariot ait passé devant les six outils, y compris l'outil de pointage. A ce moment, le dernier chariot vient occuper la place 8, où il est alors reçu par un chariot transporteur D^6 .

A chaque série de déplacement, correspond le mouvement d'une barre portant autant de ressorts qu'il y a de poupées; ces ressorts viennent appuyer sur les chariots et les maintiennent solidement en place pendant les opérations du filetage.

Le chariot transporteur D^6 a comme axe l'arbre moteur B, et peut décrire autour de lui un arc de cercle. Il possède un v lui permettant de recevoir les chariots porte-poupées. Un pignon g^5 , solidaire avec lui, est commandé par un jeu d'engrenages $h^5 i^5 j^5 k^5$ et un secteur denté l^5 , actionné par une came m^5 .

Le chariot porte-poupée, une fois dans le chariot transporteur, se trouve entraîné par lui dans son mouvement de montée, et arrive en face d'une glissière n^5 , l'engrenage de la poupée restant toujours en prise avec la vis hélicoïdale.

La glissière n^5 est rapportée sur le bâti de la machine par deux arcs-boutants fixés sur ce bâti; elle est constituée par deux règles fixées sur cette glissière et formant un évidemment rectangulaire. Une pièce rapportée sous chaque chariot porte-poupée, et semblable à cet évidement, s'y emboîte et se trouve guidée tout le long de la pièce. Une règle o^5 , fixée sur le dessus de la machine, soutient la partie arrière de la poupée pendant son mouvement de translation sur la glissière du chariot transporteur D^6 au chariot G^3 , destiné à lui faire reprendre sa place sur le devant de la machine.

Une tringle p^5 , fixée sur le bâti, porte une douille q^5 , pouvant coulisser sur toute la longueur de cette tringle; cette douille porte deux tiges, dont l'écartement est égal à la largeur d'un chariot porte-poupée, et qui sont destinées à entraîner et maintenir le chariot. Deux petits galets facilitent le glissement de la douille, qui est maintenue et guidée par une petite fourche q^6 sur une tringle n^6 .

A la douille q^5 ; est fixée par un crochet r^5 une chaîne s^5 , passant sur une poulie t^5 ; cette chaîne tire sur la douille à l'aide d'une came K. Cette came K commande un levier L, articulé en M, et portant à l'une de ses extrémités une poulie x^5 , dans laquelle passe la chaîne; l'autre extrémité du levier porte un contrepoids y^5 . Le retour de la douille q^5 dans l'autre sens se fait à l'aide d'une corde fixée sur la douille, et qui passe sur une poulie z^5 ; un contrepoids est fixé au bout de cette corde.

Un arrêt a^6 , qui appuie par un ressort contre le chariot transporteur, prend la place de celui-ci lorsqu'il se retire, et forme butée empêchant les six chariots d'aller plus loin et les arrêtant chacun à leur place.

Le chariot porte-poupée ayant donc, dans les mâchoires de la poupée, une vis complètement terminée, se trouve poussé par la barre u^3 et s'engage à la place 8 dans le chariot transporteur. Ce chariot, par l'effet de la came, subit un mouvement de montée et s'arrête en face de la glissière n^5 . A ce moment, la came K, agissant sur le levier L, tire sur la chaîne, entraînant le chariot porte-poupée jusqu'au chariot transporteur G^3 . Ce

chariot G², contenant la poupée, descend ainsi qu'il a été décrit plus haut et amène la poupée à la position 1, où les mâchoires sont ouvertes; la vis terminée est prise par la pince V et remplacée par une autre venant du demi-tour.

La barre *u*³ se déplace, amène la poupée devant l'outil de pointage, puis successivement devant chaque outil, où la même série de travaux s'effectue jusqu'à l'arrivée en 8.

Cette disposition des outils opérant un dégrossissage successif en enlevant la matière d'une façon progressive permet l'inaction d'un ou plusieurs outils par suite d'usure ou de toute autre cause, car l'outil suivant aura dans ce cas un peu plus de matière à enlever dans ses trois passes, et le travail final ne pourra pas en souffrir.

Afin d'éviter tout échauffement des outils, un tuyau *r*⁶ court le long de la machine et distribue abondamment à chaque outil l'eau ou l'huile nécessaire.

M. Thomas Sloan est donc arrivé à produire automatiquement, et avec une rapidité quadruple, dans une seule machine, des vis à bois de beaucoup supérieures à celles que l'on trouve dans le commerce, cette machine réunissant les avantages dont l'énumération a été faite au début de cette description.

COMMUNICATION
SUR LES
TURBINES AMÉRICAINES POUR BASSES CHUTES
ET DÉBITS VARIABLES

Par M. J.-J. SLOAN

Nous avons entendu hier un remarquable cours d'hydraulique, dans lequel M. Rateau a traité en maître un grand nombre de questions intéressant les constructeurs de turbine, de sorte que c'est pour moi une lourde tâche de prendre la parole après M. Rateau et M. le professeur Prazill. Je pense cependant pouvoir exposer quelques points qui, je l'espère, ne seront pas sans intérêt pour le Congrès.

M. Rateau nous a dit qu'on avait en France des installations sous des chutes variant de 0^m,12 à 500 mètres. Je connais même une application de 630 mètres, mais j'avoue que j'ignorais celle de 0^m,12; je pense qu'il s'agit d'une installation expérimentale.

Mon intention est de vous dire aujourd'hui quelques mots des turbines américaines pour basses chutes et débits variables : chutes de 0^m,30 à 15 mètres, de leur origine et de l'état actuel des résultats pratiques obtenus.

La turbine est une invention française, elle remonte à 1750 (Segner); Burdin, ingénieur des mines, en 1824, donna le premier le nom de turbine à son moteur; ensuite vinrent Fourneyron, Fontaine, Jonval, et ce n'est qu'à la suite de ces précurseurs que l'idée traversa la Manche, puis l'Océan.

En Angleterre, le professeur Thomson construisit, en 1848, sa turbine à réaction Vortex (fig. 1 et 2) centripète à directrices mobiles qui est, à mon avis, encore aujourd'hui un moteur de tout premier ordre, mais il a un défaut, son prix très élevé; en effet, vu la construction de la roue, il est presque impossible de la couler en fonte, et M. Gilkes, de Kendal, qui la construit aujourd'hui, la fabrique en acier embouti.

Les Américains, cela n'est pas douteux, ont travaillé sur la turbine Vortex, dans le but pratique de créer un moteur hydraulique simple et d'un rendement aussi élevé que possible, mais dont le prix ne fût pas excessif; ce sont les deux ingénieurs américains Francis et Mac Cormick qui les firent connaître et les vulgarisèrent.

Je vous demande pardon de ces détails, mais je pense qu'il n'était pas inutile de rappeler comment une idée dont la racine fut française nous vient aujourd'hui d'Amérique, transformée par le sens pratique que les Américains savent apporter à leurs conceptions mécaniques.

En effet, aujourd'hui, presque tous les constructeurs en Europe se sont inspirés de ces

turbines américaines et les construisent; chacun, bien entendu, y a apporté certaines modifications, mais ces modifications sont-elles des améliorations? Personnellement, je ne le crois pas, et, s'il existait en France une station d'essais comme celle d'Holyoke, il serait facile de le démontrer et de tirer des conclusions en nous basant sur des résultats d'essais pratiques incontestables.

Sur ce point, j'estime qu'il serait d'un intérêt supérieur que l'on créât en France une institution officielle analogue à celle du Holyoke Testing Flume, c'est-à-dire la Huche d'essais de Holyoke, car, outre la sécurité qui en résulterait pour les industriels ayant à faire choix d'une turbine, cela mettrait fin d'une façon définitive aux prétentions fantaisistes de rendement qui sont émises d'une façon courante et qui ne sont basées que sur des calculs encore plus fantaisistes.

Je n'hésite pas à mettre en fait que tous ou presque tous les essais de rendement qui

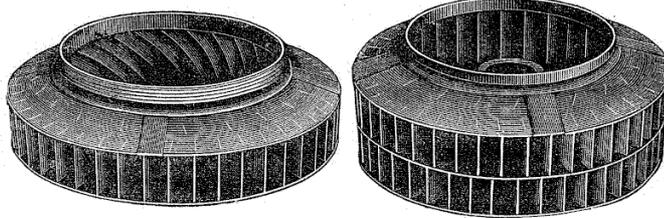


Fig. 1. — Roue de la turbine *Vortex*.

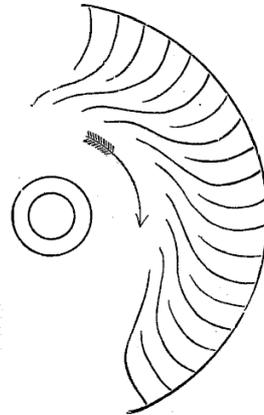


Fig. 2. — Coupe de la turbine *Vortex*.

sont faits par ou pour les industriels acheteurs de moteurs hydrauliques en Europe sont inexacts, car je conteste absolument la valeur pratique des formules qui servent à évaluer les débits de turbines, formules qui, au point de vue scientifique, peuvent être exactes dans un laboratoire et qui cessent absolument de l'être lorsqu'il s'agit d'une expérience industrielle, de telle sorte que tous les rendements que l'on obtient doivent être considérés comme faux ou faussés, ceci, bien entendu, sans mettre en aucune manière en doute la bonne foi des expérimentateurs.

Ceci dit, revenons à notre étude comparative; bien entendu, je respecte la propriété industrielle de chacun, mais il est des questions de science pure qui sont, à mon sens, dans le domaine public; or, un Congrès international comme celui-ci, ayant pour but supérieur d'apporter loyalement à l'industrie universelle le profit de l'expérience de tous, j'ai pensé bien faire en vous présentant le type le plus récent des turbines américaines, afin que les hommes éminents qui sont ici puissent en tirer des déductions utiles à l'orientation de nos efforts futurs vers la perfection. Nous allons, si vous le voulez bien, diviser notre examen en 3 parties :

- 1° Le vannage;
- 2° Les aubes;
- 3° L' construction générale.

Le Vannage.

J'entends par vannage le moyen mécanique de régler le débit de la turbine, question capitale en France, où le débit des rivières est généralement très variable.

Des différents systèmes en usage en Amérique, je ne parlerai que du plus célèbre, du système Mac Cormick, inventeur de la turbine américaine très connu en France sous les noms « Hercule » et de turbine américaine.

M. Mac Cormick a tout d'abord supprimé les directrices mobiles de Thomson et les a

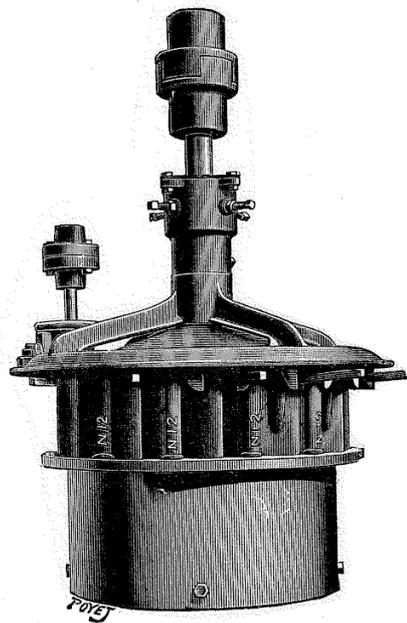
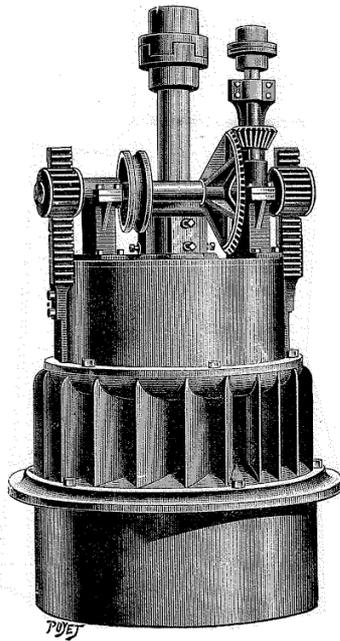


Fig. 3. — Turbine à directrice fixe Mac Cormick. Fig. 4. — Turbine Mac Cormick à directrices mobiles.

remplacées (fig. 3) par un rideau circulaire passant entre les directrices fixes et la roue, de telle sorte que, lorsque le débit disponible ne correspond pas au débit de la turbine, on descend le rideau circulaire par le moyen de crémaillères, c'est-à-dire que l'on obture les orifices des directrices fixes jusqu'à ce que la section restant ouverte ne puisse, sous la pression de la chute, débiter un volume supérieur à celui dont on dispose.

Supposons une turbine marchant à une demi-admission ; les orifices étant obturés sur une partie de la hauteur, l'eau passant seulement par la partie inférieure des directrices ne devrait idéalement remplir que la partie inférieure correspondante de la turbine. Je n'ai pas besoin de dire combien il serait absurde de prétendre que cela se passe ainsi dans la pratique ; du reste, l'effort des inventeurs s'est porté sur ce point, et M. Malliary a créé une turbine dans laquelle les aubes de la turbine étaient mécaniquement diminuées d'une façon correspondante à la descente du rideau circulaire, mais je ne crois pas que, jusqu'à ce jour, cet effort louable soit entré d'une façon sérieuse dans le domaine de la pratique.

Il y a quelques années, M. Mac Cormick est revenu aux directrices mobiles du professeur Thomson. Dans cette turbine, la roue est identiquement semblable à la turbine à rideau; mais les directrices sont mobiles (fig. 4), et mues par un secteur circulaire qui les ouvre ou les ferme toutes simultanément de la même quantité.

Si nous supposons, comme dans le cas précédent, une turbine fonctionnant à $1/2$ d'admission, les orifices des directrices se trouvent réduits de section dans le sens horizontal, mais nullement dans le sens vertical, c'est-à-dire que l'eau est injectée sur toute la hauteur des aubages.

Quel est le meilleur de ces deux modes de distribution d'eau? On peut facilement controverser sur ce sujet, car il est riche en arguments contraires.

Dans l'exemple que j'ai pris, le problème se pose ainsi : Les aubages ont une section deux fois trop grande pour le débit, ce fait matériel ne peut être changé; or, vaut-il mieux réduire proportionnellement toutes les directrices, et injecter l'eau sur toute la hauteur de la roue, ou, empiriquement, obturer la partie supérieure de ces directrices?

Les partisans du rideau disent : « En faisant mouvoir vos directrices, vous changez l'angle d'injection de l'eau sur les aubages »; à quoi les partisans des directrices mobiles répondent : « que cet angle d'injection n'a rien de rigoureux et que, dans leur disposition, il n'est pas changé d'une façon nuisible au rendement. »

Du reste, il ressort des opinions émises ici hier, que M. Rateau et M. le professeur Prazill semblent être d'avis que cet angle d'injection peut varier dans une certaine mesure, tandis que le vannage à rideau, en obturant le haut des directrices fixes, crée un espace nuisible énorme dans la partie supérieure de la roue et que l'on n'a plus alors une utilisation normale de la veine liquide.

Que dit M. Mac Cormick? Et que dit surtout la pratique : ce juge suprême de toutes les théories, qui, en somme, ne sont que des déductions des résultats pratiques obtenus?

M. Mac Cormick répond : « Je suis l'inventeur du vannage à rideau et je construis indifféremment des turbines à rideau ou à directrices mobiles; mais, pour les basses chutes, et les débits variables, mes préférences vont nettement à la turbine à directrice mobile, car je la considère comme plus rationnelle, et parce qu'elle me permet, par sa construction très basse, de noyer le boîtier sous le niveau d'amont et de supprimer les pertes de rendement par suite d'introduction d'air »; et il ajoute : « Si je construis les deux systèmes de vannage, c'est que j'estime que la question de rendement avec débit variable ne dépend pas uniquement du vannage, mais surtout de la forme des aubages de la roue. »

En effet, la pratique est venue confirmer les vues de M. Mac Cormick et les essais officiels, faits à Holyoke, prouvent que le rendement tient surtout à la forme des aubages de la roue.

Les Aubages.

Passons donc aux aubes de la turbine, et voyons comment M. Mac Cormick résout la question :

Pour la facilité de ma démonstration, il m'est utile d'établir un parallèle entre la roue de M. Mac Cormick et celle des constructeurs européens qui s'en sont inspirés.

Les uns construisent l'aubage parallèle à l'axe (fig. 6); d'autres l'inclinent dans le sens de la marche (fig. 5) et les autres à l'envers du sens de la marche (fig. 7).

Il serait intéressant de déterminer quelle est la meilleure des trois formes.

Supposons l'eau introduite sur la partie inférieure des aubages, la turbine mar-

chant à $1/2$ admission, et tâchons de déterminer comment se comporte l'eau dans ces trois aubages.

J'ai entendu prétendre, sans que cette prétention fût jamais appuyée d'aucun argument sérieux, que l'eau ne remontait pas vers la partie supérieure de la roue ; cette théorie est certainement inadmissible dans les deux premiers cas (fig. 5, fig. 6), mais elle est acceptable, dans une certaine mesure, dans la roue originale Mac Cormick (fig. 7). En effet, si nous prenons comme exemple les deux épures extrêmes (fig. 5, fig. 7), nous voyons, dans la figure 5, que l'angle d'injection, par son incidence sur la paroi de l'aube, donne une résultante ascendante, c'est-à-dire le contraire de ce qui devrait se passer pour qu'il n'y eût pas de perte de rendement. Du reste, dans ce genre de turbine, les constructeurs mettent généralement de petites ailettes ayant pour but évident d'empêcher l'eau de se porter à la partie supérieure de la turbine, mais qui, dans la pratique, n'ont comme seul résultat que de créer des chocs en retour nuisibles au rendement.

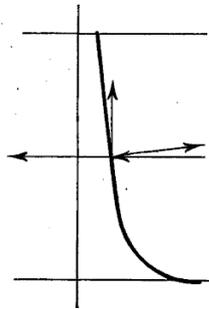


Fig. 5.

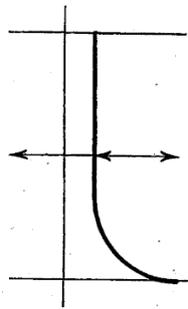


Fig. 6.

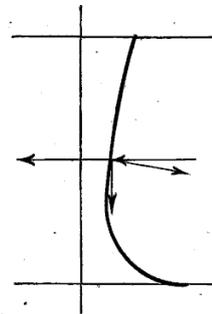


Fig. 7. — Aubage de la turbine Mac Cormick.

Dans la turbine Mac Cormick, l'incidence de l'angle d'injection sur la paroi de l'aube donne une résultante dont la direction, contrairement à la figure 5, est telle que l'eau ne peut avoir un mouvement ascendant sur l'aube de la turbine.

Lorsqu'il s'agit de débits très variables, M. Mac Cormick va plus loin, et il construit ses aubes encore plus inclinées et divisées en zones pour les différents débits, comme en figure 8 ; c'est ce qui explique, qu'avec des roues ainsi construites, la question du vannage devient subsidiaire ; et cela justifie scientifiquement les rendements absolument remarquables qu'il obtient avec des débits variables.

Construction.

La turbine qui est devant vous, Messieurs, est précisément une turbine de ce dernier modèle (voir figure 8).

Je vais dire maintenant quelques mots sur la construction de ces turbines américaines.

La première qualité d'une turbine, c'est d'être facile à démonter, à visiter, or celle-ci est, à ce point de vue, absolument remarquable.

Retirer les directrices, mettre la roue à nu, la sortir même, peuvent se faire avec la plus extrême facilité.

Il y a un point sur lequel je désire appeler l'attention du Congrès ; c'est la question

du pivot, question qui, en France, a déjà donné lieu à bien des controverses entre les constructeurs.

Je dis en « France », car, en Amérique, la question est depuis longtemps sortie de la discussion. Tous les pivots sont en bois, il en est de même du boitard du vertical.

Hier, M. Kreutzberger, avec toute l'autorité de sa haute compétence, nous a expliqué avec quelle rare précision on savait travailler en Amérique.

Or, c'est de cette même Amérique que nous arrive cette turbine, dont le pivot et les coussinets du boitard sont en gaïac.

Pourquoi? — Tout simplement parce qu'il est inutile de faire de la précision dans ce

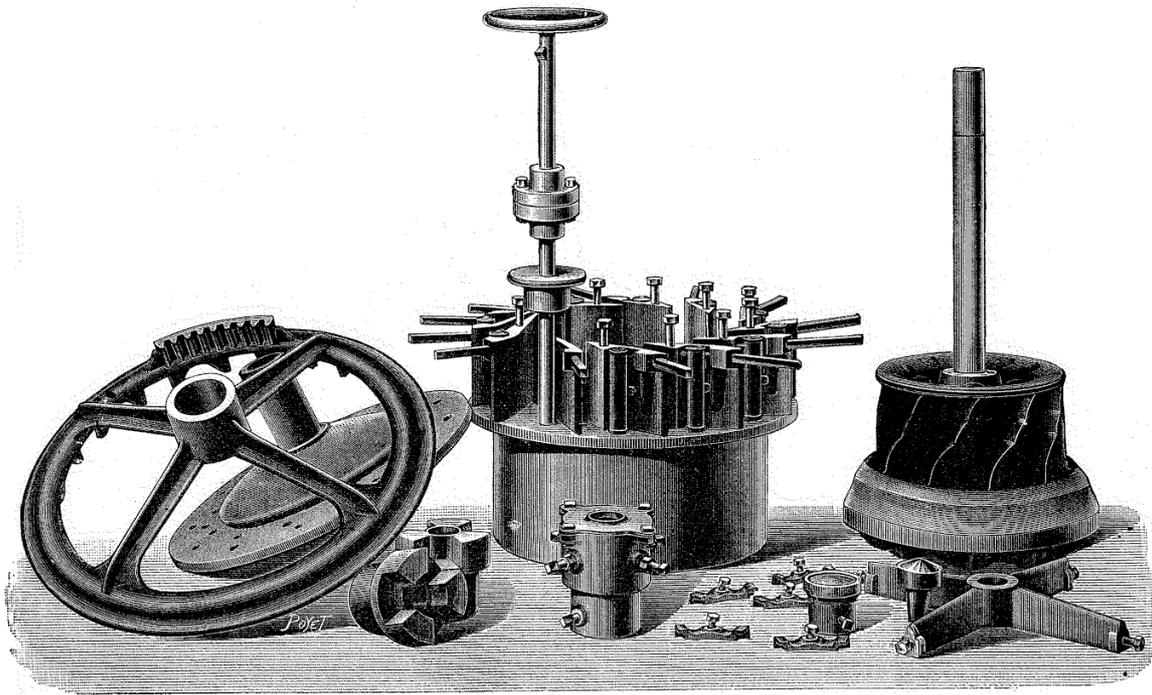


Fig. 8. — Turbine *Mac Cormick* pour débits variables et basses chutes.

cas, et que ce pivot de gaïac est pour ainsi dire inusable : j'en connais qui marchent depuis 20 ans jour et nuit.

Il existe un système de pivot hors de l'eau ; l'expérience a prouvé que c'était une dépense inutile, attendu qu'il n'arrive jamais d'accidents aux pivots en bois lorsqu'ils sont judicieusement construits et placés.

Du reste, pour ces accidents, il existe, dans les turbines américaines de grande force, un second pivot en bois à la partie supérieure de la turbine, destiné à supporter la charge si celui du bas venait, par impossible, à manquer.

Je puis citer des cas de turbines de forces considérables marchant depuis des années avec des pivots en bois, qui n'auraient certainement pas fonctionné le même temps avec des pivots métalliques hors de l'eau sans réparations importantes.

Il existe en Amérique des installations de turbines d'un système semblable à ce petit modèle, débitant 21 000 litres à la seconde et produisant une force de 2800 chevaux, qui n'ont pour pivot qu'un morceau de gaïac.

Veillez noter que cet exemple n'est pas une exception, car, en Amérique, les installations de 10 000 à 20 000 chevaux sont assez fréquentes. Une installation hydraulique de 5 000 chevaux est tout à fait ordinaire.

Hier, M. Prazil disait : Il est des cas où il est intéressant de sacrifier un peu sur les questions de théorie pure, et sur le rendement, pour obtenir un résultat pratique, dans des conditions de prix rendant le moteur industriel.

Or, ici, Messieurs les Américains sont absolument remarquables ; car il ont résolu cette question de coût de premier établissement au delà de toute espérance.

Par exemple, sous 5 mètres de chute, une seule turbine n° 86 débite 19 300 litres par seconde, produit 1 000 chevaux, et ne coûte que 20 000 francs environ.

Or, pour cela, a-t-on sacrifié les rendements ?

En aucune façon, puisque des essais officiels indiscutables, faits à Holyoke sur cette turbine Mac Cormick, donnent un rendement allant jusqu'à 85,32 p. 100.

Quand je vous parle de rendements, il s'agit de résultats officiellement constatés à Holyoke, une remarquable institution américaine, je puis dire la seule pratique au monde où les essais de turbines sont faits d'une façon irréprochable : l'eau employée n'étant pas mesurée par des formules plus ou moins élastiques, mais bien dans de simples réservoirs, jaugés de sorte que les chiffres que je vous annonce sont formellement exacts.

Je termine, Messieurs, en sollicitant de vous une discussion sur ces points intéressants : le vannage et les aubages pour débits variables, mais surtout sur la question de l'emploi des formules pour déterminer le débit des turbines, formules dont je conteste nettement l'exactitude lorsqu'il s'agit de faire des essais qui ont la prétention d'être précis et scientifiques ; et, sur ce point si important, je prends la liberté d'émettre le vœu de voir créer en France une station d'essais de turbines semblable à l'institution américaine, permettant aux industriels et aux constructeurs de faire poinçonner leurs moteurs, car, alors seulement, les garanties de rendement offertes aux industriels cesseront d'être des fictions.

TABLE DES MATIÈRES

	Pages.
Organisation d'un Atelier de construction de Machines-Outils de moyenne grandeur. — Note par M. F.-G. KREUTZBERGER.	1
Note sur la vérification du travail des Bureaux d'études, par M. FOLLIN.	35
Les Chaudières à tubes d'eau. — Communication de M. C. WALCKENAER.	44
Compte rendu des expériences faites sur un générateur Niclausse, spécialement construit par MM. J. et A. NICLAUSSE.	63
Les Chaudières à petits éléments. — Communication de M. MONTUPET.	73
Générateur oléothermique MAHL et DE NITTIS.	79
Note sur la Méthode optique, pour l'examen intérieur et extérieur des tubes, des chaudières et de tous métaux creux, de M. JULES VINSONNEAU.	85
Rapport sur les Turbines à vapeur, par M. A. RATEAU.	91
Rapport sur les Turbines à vapeur, par M. K. SOSNOWSKI.	127
Machine rotative Le Rond. — Communication de M. LE ROND.	147
Contribution à l'étude des Machines thermiques, par M. L. LETOMBE.	153
Appareil moteur thermique réalisant la puissance motrice d'après un nouveau cycle et au moyen d'un fluide gazeux surchauffé, non dépensé, et, tour à tour, chauffé et refroidi avec alimentation liquide. — Communication de M. D. A. CASALONGA.	173
Conférence sur l'expérimentation des Ponts, par M. RABUT.	181
La Machine-Outil moderne, par M. G. RICHARD.	214
Nouvelle Machine automatique à fabriquer les vis à bois, par M. TH. SLOAN, ingénieur à New-York.	281
Communication sur les Turbines américaines pour basses chutes et débits variables, par M. J. J. SLOAN.	293

IMPRIMÉ
PAR
CHAMEROT ET RENOUARD
19, rue des Saints-Pères, 19
PARIS

