

Conditions d'utilisation des contenus du Conservatoire numérique

1- [Le Conservatoire numérique](#) communément appelé [le Cnum](#) constitue une base de données, produite par le Conservatoire national des arts et métiers et protégée au sens des articles L341-1 et suivants du code de la propriété intellectuelle. La conception graphique du présent site a été réalisée par Eclydre (www.eclydre.fr).

2- Les contenus accessibles sur le site du Cnum sont majoritairement des reproductions numériques d'œuvres tombées dans le domaine public, provenant des collections patrimoniales imprimées du Cnam.

Leur réutilisation s'inscrit dans le cadre de la loi n° 78-753 du 17 juillet 1978 :

- la réutilisation non commerciale de ces contenus est libre et gratuite dans le respect de la législation en vigueur ; la mention de source doit être maintenue ([Cnum - Conservatoire numérique des Arts et Métiers - https://cnum.cnam.fr](https://cnum.cnam.fr))
- la réutilisation commerciale de ces contenus doit faire l'objet d'une licence. Est entendue par réutilisation commerciale la revente de contenus sous forme de produits élaborés ou de fourniture de service.

3- Certains documents sont soumis à un régime de réutilisation particulier :

- les reproductions de documents protégés par le droit d'auteur, uniquement consultables dans l'enceinte de la bibliothèque centrale du Cnam. Ces reproductions ne peuvent être réutilisées, sauf dans le cadre de la copie privée, sans l'autorisation préalable du titulaire des droits.

4- Pour obtenir la reproduction numérique d'un document du Cnum en haute définition, contacter [cnum\(at\)cnam.fr](mailto:cnum(at)cnam.fr)

5- L'utilisateur s'engage à respecter les présentes conditions d'utilisation ainsi que la législation en vigueur. En cas de non respect de ces dispositions, il est notamment passible d'une amende prévue par la loi du 17 juillet 1978.

6- Les présentes conditions d'utilisation des contenus du Cnum sont régies par la loi française. En cas de réutilisation prévue dans un autre pays, il appartient à chaque utilisateur de vérifier la conformité de son projet avec le droit de ce pays.

NOTICE BIBLIOGRAPHIQUE

NOTICE DE LA REVUE	
Auteur(s) ou collectivité(s)	Revue technique de l'exposition universelle de 1889
Auteur(s)	Revue technique de l'exposition universelle de 1889
Titre	Revue technique de l'exposition universelle de 1889
Adresse	Paris : E. Bernard et Cie, 1893
Collation	16 vol. ; in-8
Nombre de volumes	21
Cote	CNAM-BIB 8 Xae 353
Sujet(s)	Exposition universelle (1889 ; Paris)
Permalien	https://cnum.cnam.fr/redir?8XAE353
LISTE DES VOLUMES	
	1. Première partie. L'architecture
	2. Deuxième partie. La construction
	3. Troisième partie. Les travaux publics
	4. Quatrième partie. Mines et métallurgie
	5. Quatrième partie. La minéralogie, la minéralurgie et la géologie
	6. Cinquième partie. Les chemins de fer
	7. Sixième partie. [Tome I] Chaudières à vapeur et machines thermiques
	8. Sixième partie. Tome II. Chaudières à vapeur et machines thermiques
VOLUME TÉLÉCHARGÉ	9. Septième partie. Mécanique générale. Machins outils. Hydraulique générale. Travail du bois. Travail des métaux. Machineries industrielles
	10. Septième partie. Tome II. Les machines outils
	11. Huitième partie. Électricité et applications
	12. neuvième partie. Marine et arts militaires
	13. Dixième partie. Arts industriels
	14. Onzième partie. Industries chimiques
	15. Onzième partie. Tome II. Industries chimiques
	16. Première partie. Comptes-rendus des séances générales. Procès verbaux des séances de section. Listes des membres, etc
	Atlas des 1re, 2e et 3e parties comprenant : Architecture, La construction, Travaux publics
	Atlas des 4e et 5e parties comprenant : Mines et métallurgie, Chemins de fer (Signaux), Chemins de fer (Voie et matériel roulant)
	Atlas de la 6e partie comprenant : Chaudières à vapeur, Machines à vapeur
	Atlas des 7e et 8e parties comprenant : Hydraulique, Machines-outils, Electricité
	Atlas des 9e, 10e, 11e parties comprenant Marine et Arts militaire, Arts industriels, Industries chimiques

NOTICE DU VOLUME TÉLÉCHARGÉ	
Auteur(s) volume	Revue technique de l'exposition universelle de 1889
Titre	Revue technique de l'exposition universelle de 1889
Volume	9. Septième partie. Mécanique générale. Machins outils. Hydraulique générale. Travail du bois. Travail des métaux. Machineries industrielles
Adresse	Paris : E. Bernard et Cie, 1893
Collation	1 vol. (552 p.) : ill. en noir et blanc ; 27 cm
Nombre de vues	554

Cote	CNAM-BIB 8 Xae 353 (9)
Sujet(s)	Exposition universelle (1889 ; Paris) Génie mécanique Machines-outils
Thématique(s)	Expositions universelles
Typologie	Revue
Langue	Français
Date de mise en ligne	15/12/2020
Date de génération du PDF	06/02/2026
Recherche plein texte	Disponible
Notice complète	https://www.sudoc.fr/106718843
Permalien	https://cnum.cnam.fr/redir?8XAE353.9



582

8° No 353 7

REVUE TECHNIQUE
 DE
 L'EXPOSITION UNIVERSELLE
 DE 1889

PAR UN COMITÉ D'INGÉNIEURS, DE PROFESSEURS
 D'ARCHITECTES ET DE CONSTRUCTEURS

CH. VIGREUX, FILS

Ingénieur des Arts et Manufactures
 Inspecteur du Service mécanique et électrique à l'Exposition Universelle de 1889
 Secrétaire de la Rédaction

ORGANE OFFICIEL

DU CONGRÈS INTERNATIONAL DE MÉCANIQUE APPLIQUÉE

Tenu à Paris du 16 au 21 Septembre 1889



PARIS

E. BERNARD et Cie, IMPRIMEURS-ÉDITEURS

53 ter, Quai des Grands-Augustins, 53 ter

1893

SEPTIÈME PARTIE

MÉCANIQUE GÉNÉRALE. — MACHINES-OUTILS
HYDRAULIQUE GÉNÉRALE
TRAVAIL DU BOIS. — TRAVAIL DES MÉTAUX
MACHINERIES INDUSTRIELLES.

SEPTIÈME PARTIE

HYDRAULIQUE

L'HYDRAULIQUE A L'EXPOSITION

PAR

MM. L. VIGREUX & F. LOPPÉ

L'Hydraulique, cette branche si importante de la Mécanique, donne lieu aux applications industrielles les plus nombreuses et les plus variées par l'utilisation de la puissance des cours d'eau, l'accumulation, le transport et la distribution de l'énergie, l'élévation et la distribution des eaux nécessaires à tous les usages.

Les Expositions universelles et internationales qui se sont succédé depuis celle de Londres, en 1851, ont successivement révélé tous les progrès accomplis dans les appareils qui se rattachent aux diverses applications de l'Hydraulique.

Ainsi, en 1851, apparurent les premières machines à colonnes d'eau, dites à rotation, de W. Armstrong ; en 1855, on vit figurer, à Paris, la première turbine à libre déviation de Louis-Dominique Girard, et la roue Sagebien ; l'Exposition de 1862, à Londres, et celle de 1867, à Paris, démontrèrent l'extension prise par les appareils à élever et à manutentionner les fardeaux au moyen de l'eau sous haute pression, ainsi que les applications croissantes de la presse hydraulique et la puissance de plus en plus grande donnée à ce merveilleux outil.

En 1878, à Paris, la section anglaise, par l'exposition de l'ingénieur Tweddell, montrait que tout le travail de la chaudronnerie pouvait être exécuté, avec sûreté et économie, au moyen de la presse hydraulique.

A cette époque, nous avons déjà l'honneur de professer le cours de construction des machines (1^{re} division) à l'École centrale des Arts et Manufactures, et nous y avons introduit la description des machines hydrauliques à forger, à étirer, à emboutir, à percer, à cisailer, à river.

Quelques praticiens, un peu attardés, nous reprochèrent la témérité avec laquelle, suivant eux, nous ne craignons pas de prédire le succès de ce nouvel outillage, et la nécessité de le substituer à l'ancien dans beaucoup de cas. L'expérience nous a donné raison ; depuis cette époque, on a reconnu partout que, notamment le rivetage à la presse hydraulique, présente seul la régularité et la sécurité qu'exige une bonne rivure. On doit même ajouter que certains assemblages ne peuvent être convenablement exécutés qu'avec la rivure hydraulique.

Si l'on scie, suivant le plan médian de leur alignement, deux clouures, l'une faite à la rivure hydraulique, l'autre obtenue par percussion (à la main ou mécaniquement), on reconnaît que, dans la première, tous les rivets remplissent exactement les trous percés dans les tôles, même si ces trous ne sont pas exactement concentriques, tandis que, dans la seconde, les trous ne sont pas exactement remplis par les rivets.

L'Exposition universelle de 1878, à Paris, avait montré que, pour les élévations d'eau à grande hauteur, la préférence était acquise aux pompes horizontales à piston plongeur et à double effet, et plus particulièrement à celle du système Girard, avec clapets à ressorts et à mouvement apparent à l'extérieur.

Des pompes centrifuges de grandes dimensions étaient employées déjà depuis longtemps pour les épaissements et les irrigations, de telle sorte que, sous ce rapport, l'Exposition de 1878 ne présentait aucune particularité qui ne fût déjà connue en 1867.

En 1889, la partie de l'Exposition, qui concerne les applications de l'Hydraulique, offre un petit nombre de nouveautés intéressantes, mais elle est surtout remarquable par l'extension toujours croissante de ces applications, extensions que révèlent les nombreux appareils de tous genres qui sont exposés.

La classification des récepteurs hydrauliques peut se faire de deux manières, suivant que l'on considère la façon dont ces récepteurs utilisent la puissance des cours d'eau, ou leurs dispositions générales et leur mode de construction.

Si l'on envisage le mode d'utilisation de la puissance hydraulique, il y a lieu de distinguer :

1^o Les récepteurs qui utilisent la puissance vive de l'eau, tels que le bélier hydraulique, la roue pendante, la roue en dessous et les turbines, dans lesquelles nous comprenons la roue à réaction ou tourniquet hydraulique et la roue hélice.

2^o Les récepteurs qui utilisent tout à la fois la puissance vive de l'eau et son poids, tels que la roue à augets et la roue de côté à palettes planes ;

3° Les récepteurs qui n'utilisent que le poids de l'eau, tels que la balance hydraulique, le chapelet et la machine à colonne d'eau.

Si, au contraire, on considère les dispositions générales et le mode de construction des récepteurs hydrauliques, leur classification comporte :

1° Les roues ordinaires, à augets, à palettes planes ou courbes et à axe horizontal ;

2° Les turbines, soit à axe vertical, soit à axe horizontal ;

3° Les récepteurs divers, n'ayant aucune analogie entr'eux ou avec les précédents, au point de vue de leurs dispositions d'ensemble et de détails, et comprenant : le béliet hydraulique, la roue à réaction, la balance d'eau, le chapelet et la machine à colonne d'eau.

Au point de vue didactique, la première classification est la plus logique, mais c'est la seconde qui a prévalu jusqu'ici et que l'on rencontre dans l'enseignement.

D'ailleurs, au point de vue de la pratique, cette seconde classification présente l'avantage de grouper les récepteurs par types similaires en ce qui concerne leur mode de construction.

La turbine paraît être le récepteur adopté maintenant pour toutes les hauteurs de chute. On peut constater, en effet, qu'aucun spécimen de roue hydraulique ordinaire ne figure à l'Exposition, tandis que dans la section française comme dans les sections étrangères, on trouve des types de turbines pour les chutes les plus élevées comme pour les plus basses.

Dans la section française, on remarque : une turbine centripète (genre des turbines américaines) à axe vertical, dite *veloce* française ; une petite turbine centrifuge, à axe horizontal, dont l'arbre est directement relié par un manchon à celui d'une dynamo à lumière et dont le vannage, d'une disposition ingénieuse, est manœuvré directement par une pendule conique ; un spécimen de grande turbine centrifuge, à axe horizontal, montée sur une chute de 600 mètres dans le département de l'Isère.

Deux constructeurs de la Suisse ont exposé aussi différents spécimens de turbines, parmi lesquelles nous citerons la turbine centrifuge, à axe horizontal, qui actionne les pompes destinées à l'élévation d'eau de la Chaux-de-Fonds.

Parmi les constructeurs français et étrangers qui exposent au Palais des Machines ou dans ses annexes des moteurs hydrauliques, il convient de citer : MM. Meunier, Vallet, Royer, la maison Brault, Teisset et Gillet (France), Dulait (Belgique), Escher Wyss et Rieter (Suisse).

Mais le genre de récepteur hydraulique le plus curieux qui se voit à l'Exposition de 1889, est une sorte de machine à colonne d'eau, à piston rotatif, improprement dénommé turbine ; ce récepteur est appliqué à la mise en mouvement directe d'une perforatrice ou d'une dynamo ; il comporte des organes simples, qui sont montés et fonctionnent bruts de fonte ; grâce à un procédé de moulage

particulier la précision nécessaire est obtenue sans ajustage ultérieur. Ce récepteur est exposé dans la classe 48 de la section française par M. Taverdon.

Les machines à colonne d'eau, qui sont employées dans l'industrie pour utiliser l'eau sous haute pression servant au transport et à la distribution de l'énergie, ne peuvent donner une puissance variable, sans perte de chute ou de pression, qu'à la condition de varier de vitesse; il faut donc réduire leur nombre de tours par minute; cette condition n'est pas acceptable dans beaucoup de cas. Aussi a-t-on cherché, depuis longtemps, à faire varier la dépense d'eau de ces machines, proportionnellement au travail résistant qu'elles ont à vaincre sans faire varier leur nombre de tours.

A l'Exposition de 1889, figure une machine à colonne d'eau d'un ingénieur français, bien connu, M. Samain; elle présente une solution très intéressante et très ingénieuse de ce problème, qui a été résolue d'autre façon par MM. Rousseau, Balland et Hoppe.

Les moteurs à colonne d'eau et à rotation que l'on trouve dans l'Exposition actuelle sont nombreux, et nous citerons outre ceux de MM. Samain, Rousseau et Balland, Lobin (système Hoppe), une machine du système Roux, et les moteurs Mégy.

Jusqu'en 1878, le bélier hydraulique n'avait pas reçu d'autres perfectionnements que ceux que M. Bolée, du Mans, avait apportés depuis longtemps déjà à ses dispositions essentielles et à sa construction.

L'Exposition de 1889 montre, à côté des béliers de grande dimension, sortis des ateliers de ce constructeur, des appareils de même genre exposés par M. Durozoi, et présentant certains détails intéressants. Mais, en somme, le rendement de cette machine, si simple et si utile, est sensiblement ce qu'il était en 1867, à la suite des perfectionnements de M. Bolée. Le seul progrès réel à signaler réside donc dans l'augmentation notable donnée aux dimensions, et, par suite, à la puissance du bélier hydraulique.

Les applications de la presse hydraulique sont également devenues de plus en plus nombreuses: il nous conviendra de citer principalement les appareils exposés par M. Morane jeune, pour la fabrication du celluloïd et des cornues en terre réfractaire pour les usines à gaz.

Mais ce qui est surtout remarquable dans l'Exposition actuelle, ce sont les exemples et les plans ou modèles des applications de l'hydraulique à l'édilité soit pour des élévations et distributions d'eau, soit pour la manœuvre d'engins de toutes sortes.

Pour les travaux d'édilité, l'appareil le plus employé est la pompe dont les systèmes diffèrent suivant l'importance et la nature de l'installation.

En général, il faut rechercher la plus grande simplicité possible pour la construction des pompes d'usines, c'est-à-dire les dispositions réduisant au minimum les frais d'installation et d'entretien.

Mais quand la pompe ou les pompes constitueront l'objet principal de l'usine, on devra souvent se laisser guider par des considérations d'un autre ordre, par exemple, le rendement.

Or le rendement des pompes est d'autant plus élevé que leur hauteur de refoulement est grande ; les pompes à haute pression auront donc l'avantage d'un fort rendement. Les pompes à basse pression qui peuvent s'imposer quelquefois, pourront néanmoins dans certains cas être avantageusement remplacés par d'autres machines plus simples, inapplicables aux grandes hauteurs de refoulement, la vis d'Archimède, par exemple.

Les pompes qui figurent actuellement à l'Exposition de 1889, sont de systèmes très différents et présentent des particularités intéressantes.

Deux pompes de Girard perfectionnées fonctionnent l'une pour le service de l'Exposition, l'autre pour les ascenseurs de la Tour Eiffel ; elles sont construites par MM. de Quillaçq et Meunier.— Des pompes du système Worthington fonctionnent également pour les mêmes services.

D'autres pompes fonctionnent soit comme chevaux alimentaires, soit pour des expositions particulières. Telles sont les pompes, systèmes Thirion, Belleville, Fontaine, Morane, de Montrichard, la pompe monoclapet de MM. Prudon et Dubost, celle de MM. Rousseau et Balland et la pompe à tuyau moteur de M. Le Blon.

Les distributions d'eau, canalisations et élévations d'eau pour les villes sont peu représentées à l'Exposition. Nous citerons les appareils employés pour l'élévation d'eau de Nevers, et ceux dont nous avons déjà parlé, employés pour la Chaux-de-fond.

Les plus grosses usines connues actuellement pour les élévations d'eau destinée aux irrigations sont exposées également dans la section égyptienne par la Société qui les a fait construire. Ce sont les usines de l'Atfeh et du Khatatbeh.

Les manœuvres hydrauliques, pour les engins et outillage des ports, des gares ou des usines, ont pris une extension considérable depuis les Expositions de 1862 et de 1867 où, ainsi que nous l'avons dit, elles firent leur première apparition.

Les avantages de l'eau sous pression pour ces manœuvres sont nombreux :

Douceur, sécurité et rapidité des manœuvres. Transport de la force au loin à peu de frais, d'où accroissement d'activité et diminution de main-d'œuvre.

La mise au travail des appareils n'exige pas d'efforts musculaires, mais seulement de l'intelligence de la part de ceux qui les conduisent.

Les causes d'incendie dus aux appareils à vapeur sont notablement diminuées pour les magasins.

Mais si les appareils ne fonctionnent pas à leur maximum, le rendement diminue considérablement, car la dépense d'eau reste la même.

L'emploi des basses pressions convient pour des appareils isolés ou pour des appareils groupés sur une surface restreinte. Mais s'il s'agit d'un ensemble

d'appareils répartis sur une grande étendue, comme dans la plupart des cas, le grand développement des conduites d'eau détermine, par les frottements, une perte de charge qui devient alors une fraction notable de la pression initiale, d'où il résulte un affaiblissement du rendement. Il faudrait alors employer de gros tuyaux, ce qui augmenterait beaucoup les frais d'installation.

Ces inconvénients, inhérents à l'emploi des basses pressions, n'existent plus avec le système d'Armstrong, où l'eau est refoulée sous une pression de 40, 50 et même 100 atmosphères. Dès lors, comme le frottement dans les tuyaux est indépendant de la pression, on voit immédiatement qu'il perd d'autant plus de son importance relative que la pression initiale est plus élevée. De là résulte la possibilité d'employer des tuyaux de faible diamètre; ce qui réduit au minimum les frais d'installation.

Dans ce système, il y a deux conditions principales à remplir : 1° limiter la pression de l'eau et la rendre constante; 2° faire en sorte que la machine motrice travaille uniformément afin d'en réduire la puissance, le prix d'installation et le diamètre des conduites. De ces conditions a résulté l'emploi des accumulateurs hydrauliques dont nous voyons plusieurs types exposés dans le Palais des Machines, entr'autres ceux de MM. Morane, Bon et Lustremant et de la Compagnie de Fives-Lille.

Les considérations qui précèdent n'ont d'autre but que de mieux faire saisir aux lecteurs, l'importance de ces questions et de les mettre mieux à même de juger les installations dont les plans ou les modèles sont à l'Exposition actuelle.

Parmi celles-ci, nous citerons les installations hydrauliques du nouveau port d'Anvers, celles du port du Havre, l'utilisation des chutes du Rhône, à Genève, et enfin les installations récentes de la gare Saint-Lazare, à Paris, qui ont donné lieu à des études fort intéressantes et à des solutions ingénieuses.

En résumé, l'hydraulique, sans présenter de grandes nouveautés à l'Exposition de 1889, montre l'extension rapide et considérable, que ses applications ont prises depuis les dernières expositions. Le problème du transport de la force par l'électricité, dont la solution pratique fait de jour en jour de nouveaux progrès, ne peut manquer de faire croître encore l'extension de ces applications et bien des forces inutilisées jusqu'ici pourront servir à leur tour à augmenter la puissance et l'activité de l'industrie.

L. VIGREUX.

ASCENSEURS A PISTONS ARTICULÉS

Système Roux, Combaluzier & Lepape.

(Planche 1 à 12) (*)

Deux ascenseurs de ce système sont installés dans les piliers Est et Ouest de la tour Eiffel, conduisant du sol au premier étage ils ont été étudiés par M. Guyenet, ingénieur, d'après le principe du brevet de MM. Roux, Combaluzier et Lepape et les pièces principales en ont été exécutées par MM. Carion-Delmotte d'Anzin.

Le système est basé sur le principe suivant : si l'on prend des barres articulées entre elles, et que l'on force l'ensemble à se déplacer dans une gaine rigide, il pourra travailler à la compression et former piston d'un ascenseur.

La cabine de l'ascenseur guidée par deux rails placés de part et d'autre et sur chacun desquels elle porte par l'intermédiaire de deux galets, est attachée à deux circuits de pistons articulés placés symétriquement à côté des chemins de roulement.

Les circuits des pistons passent chacun à la partie inférieure sur une roue motrice à empreintes et à la partie supérieure sur une poulie de renvoi lisse.

Chacun de ces circuits est enfermé dans une gaine continue, qui entoure la roue motrice et la poulie de renvoi. Dans la portion correspondante à la course de la cabine, les deux parties de cette gaine sont juxtaposées.

La cabine est fixée à chacun des brins inférieurs des circuits, au moyen d'un piston d'attache spécial. Les pistons courants sont formés de barres de 1 mètre de longueur, articulées entre elles, à leurs extrémités. Chacune de ces articulations porte deux galets de 140 millimètres de diamètre, se déplaçant chacun entre deux rails fixés à la gaine et distants de 145 millimètres.

La gaine rectangulaire renferme donc 4 rails placés près des angles, deux à la partie inférieure et deux à la partie supérieure.

Chaque circuit comporte en outre deux pistons tendeurs, servant à augmenter ou diminuer sa tension et des pistons à contre-poids destinés à équilibrer en partie le poids de la cage.

Chacun des circuits est actionné par un moteur hydraulique absolument indépendant. Ce circuit et son mécanisme moteur sont calculés pour pouvoir soutenir à eux seuls, la cabine chargée et former ainsi parachute dans le cas d'une rupture de l'autre circuit ou de son mécanisme moteur de sorte que l'ensemble offre la plus grande sécurité.

(*) L'établissement des ascenseurs de la Tour Eiffel a été fait sous le contrôle de nos savants collaborateurs MM. Contamin et L. Vigreux.

A la montée, les roues motrices tournant dans le sens indiqué par la flèche (fig. 1, 4, pl.1, 2, 3, 4), les circuits peuvent travailler de deux manières.

1° Dans le cas où ils ne sont pas tendus, le brin inférieur de chacun d'eux, travaille à la compression et soulève la cage. Dans ce mode de travail, les frottements sont considérables, les pistons au-dessous de la cabine se placent en zig-zag, les galets placés aux extrémités de leurs axes d'articulation portant les uns sur les deux rails supérieurs, les autres sur les deux rails inférieurs. Les pistons placés au-dessous des contrepoids travaillent aussi à la compression et se placent également en zig-zag. Par contre ce mode de travail offre toute sécurité il ne peut se produire de rupture des pistons, et si une articulation se brisait, l'ensemble enfermé dans la gaine supporterait encore la cabine. Si une rupture se produit dans un des mécanismes moteurs, l'autre circuit déjà comprimé soutient la cage et les contrepoids sans choc.

2° Dans le cas où les circuits sont très tendus, le mode de travail est tout différent, le brin supérieur travaille à la traction et soulève la cabine. Les frottements sont moins considérables que dans le premier cas, mais par contre la sécurité est moins grande. Si une rupture se produit dans un des mécanismes moteurs ou dans une des articulations, la cabine retombe d'une certaine hauteur, car à ce moment l'autre circuit doit travailler à la compression. Les pistons placés au-dessous de cette dernière et ceux placés au-dessous des contrepoids avant de pouvoir travailler à la compression doivent se placer en zig-zag et de plus tous les jeux des articulations doivent être rattrapés. La force vive due à cette chute libre peut amener la rupture du second mécanisme.

L'appareil moteur de chacun des circuits, se compose d'un cylindre hydraulique à simple effet K (fig 5, pl.1 à 4), dans lequel se meut un piston L, portant à son extrémité deux poulies de mouflage sur chacune desquelles passe une chaîne de Galle. Ces chaînes fixées à l'une de leurs extrémités actionnent après avoir passé sur les poulies de mouflage, des pignons J montés sur l'arbre portant la poulie motrice du piston articulé.

Pour la montée, on fait communiquer les cylindres avec de l'eau sous pression, les pistons poussés en avant entraînent les chaînes de Galle qui font tourner les arbres moteurs dans le sens indiqué par la flèche. Pour la descente on fait communiquer les cylindres avec l'échappement. Le poids de la cage qui n'est pas complètement équilibrée, fait par l'intermédiaire des pistons articulés tourner les roues motrices dans le sens opposé à la flèche.

Les pignons des chaînes de Galle font enrouler les chaînes qui exercent par l'intermédiaire des poulies de mouflage une traction sur les pistons et les font rentrer dans les cylindres. Les extrémités des chaînes de Galle qui se sont déroulées sur les pignons viennent se loger dans des gaines.

Un arbre à cames R, commandé par l'intermédiaire de cables V et V₁ depuis la cabine de l'ascenseur et commandé aussi automatiquement par les pistons aux

fin de courses, effectué par l'intermédiaire des cames suivant le sens de sa rotation, l'ouverture des soupapes d'admission P ou d'échappement Q des cylindres hydrauliques.

Les données relatives aux ascenseurs de la Tour Eiffel étaient les suivantes :

Nombre de voyageurs.	100.
Hauteur d'ascension verticale.	54 ^m ,25.
Distance parcourue par la cabine mesurée sur le chemin de roulement	66 ^m ,60.
Longueur du chemin de roulement en ligne droite	58 ^m ,00.
Longueur en courbe (partie supérieure)	8 ^m ,60.
Angle de la partie en ligne droite avec l'horizon	54° 35' 36".
Angle de la tangente à la partie supérieure de la courbe avec l'horizon.	61°.
Vitesse d'ascension verticale	1 ^m ,00
Vitesse d'ascension mesurée suivant le chemin de roulement	1 ^m ,22.

La roue motrice portant douze dents et la longueur des pistons étant de 1 mètre pour chaque tour de cette roue, le circuit des pistons articulés se déplacera de 12 mètres. Pour une ascension la roue motrice et les pignons de chaîne de Galle exécuteront donc :

$$\frac{66,60}{12,00} = 5,55 \text{ révolutions.}$$

Les pignons de chaîne de Galle portant 14 empreintes et les longueurs des maillons de ces chaînes étant de 0^m,130, ces dernières s'enrouleront ou se dérouleront de $14 \times 0^m,130 = 1^m,82$ par tour de l'arbre moteur.

La longueur des portions de chaînes qui viennent en contact avec les dents des pignons est donc de :

$$5,55 \times 1,82 = 10^m,161.$$

Le rapport des vitesses des chaînes de Galle et des circuits de pistons articulés est de :

$$\frac{12,00}{1,82} = 6,5934.$$

Comme les chaînes de Galle sont mouflées, le rapport de la vitesse du piston articulé à celle du piston hydraulique est le double de celui ci-dessus, c'est-à-dire 13,1868.

La course de la cabine mesurée sur le chemin de roulement étant de 66^m,60 celle du piston hydraulique est de :

$$\frac{66,60}{13,1868} = 5^m,05.$$

La vitesse de la cabine mesurée sur le chemin de roulement étant de 1^m,22, celle du piston hydraulique est de :

$$\frac{1,22}{13,1868} = 0,0924.$$

Nous allons maintenant étudier en détail chacune des parties de l'ascenseur.

Cabine. — La cabine d'une largeur de 3^m,20, en tôle avec panneautage intérieur en bois, est divisée en deux étages auxquels on accède à chaque station par des escaliers terminés par des paliers. Chacun des étages est muni de banquettes et disposé pour recevoir cinquante personnes. La cabine est guidée de part et d'autre par un rail à patin sur lequel elle porte par l'intermédiaire de deux galets de 600 millimètres de diamètre. Ces galets au commencement de l'exploitation ne portaient qu'un seul boudin disposé du côté de la cabine, depuis lors on les a remplacés par des galets à deux boudins, car la distance entre les deux rails n'étant pas tout à fait fixe, il y avait des oscillations latérales. Ces oscillations sont supprimées depuis l'emploi du double boudin.

Les deux chemins de roulement sont espacés de 3^m,64 d'axe en axe, ils sont constitués par des rails à patin en acier de 75 millimètres de hauteur, placés sur des longrines de 200 millimètres de hauteur et de 135 millimètres de largeur. (Fig. 6, pl. 5 à 8.) Le rail est fixé à la longrine par des tirefonds disposés d'un côté et de l'autre par des boulons à crochets qui intéressent en même temps le dessus du longeron. La longrine est reliée au-dessus du longeron par des boulons de 20 millimètres disposés du côté de la cabine, et de l'autre par les boulons à crochet mentionnés ci-dessus qui ont également 20 millimètres de diamètre.

Depuis le commencement de l'exploitation pour éviter toute tendance au renversement de la cabine dans le cas où le public se porterait plus d'un côté que de l'autre, on a placé sur le bord inférieur du dessus du longeron, du côté de la cabine, une cornière. Un galet de 240 millimètres de diamètre relié à la cabine, roule sur le bord inférieur de l'aile verticale de cette cornière, lorsqu'il y a tendance au renversement, il en est à quelques millimètres de distance en temps ordinaire.

Les chemins de roulement sont placés à côté des gaines des pistons articulés, et sont supportés par les mêmes pièces de la charpente de la tour.

La cabine est reliée au brin inférieur du circuit de pistons articulés, par l'intermédiaire d'un piston spécial portant des tôles et des cornières qui viennent se fixer à ses flancs, nous examinerons ce mode d'attache en nous occupant des pistons articulés.

A la partie inférieure de la cabine est disposé le mécanisme de manœuvre, qui permet au conducteur d'arrêter ou de mettre en marche dans un sens ou dans l'autre.

La cabine vide pèse 8,200 kilogrammes, si on admet 70 kilogrammes comme

poids moyen d'un voyageur, elle pèse chargée complètement 15,200 kilogrammes, puisqu'elle peut contenir cent personnes.

Circuit de pistons articulés et sa gaine. — Chacun des circuits, se décompose de la manière suivante :

Un piston d'attache de la cabine. Longueur	2 ^m ,90
— spécial placé au-dessous	1 ,00
81 pistons ordinaires.	81 ,00
11 pistons à contrepoids	11 ,00
81 pistons ordinaires.	81 ,00
2 pistons tendeurs (longueur moyenne).	2 ,00
	<hr/>
Longueur totale moyenne du circuit.	180 ^m ,90

Dans la portion correspondant à la course de la cabine, les deux parties de la gaine renfermant le circuit sont juxtaposées.

La gaine est formée haut et bas de fers en U de 10 millimètres d'épaisseur à chacun desquels sont fixés deux fers plats de 32 millimètres de largeur et 25 millimètres de hauteur, servant de chemins de roulement aux galets placés aux extrémités des articulations des pistons.

Chacun des galets de 140 millimètres de diamètre roule soit sur le rail supérieur, soit sur le rail inférieur lui correspondant, ces deux rails étant à 145 millimètres l'un de l'autre.

La gaine rectangulaire a 250 millimètres de largeur et 195 millimètres de hauteur à l'intérieur. La partie correspondant au brin supérieur du circuit est complètement fermée, celle correspondant au brin inférieur a une fente longitudinale de 85 millimètres de hauteur laissant le passage libre aux tôles reliant la cabine au piston d'attache.

Les pistons courants ont comme nous l'avons dit une longueur d'un mètre d'axe en axe d'articulation. Ils sont formés de barres de fer forgé d'un diamètre de 45 millimètres, terminés à une extrémité par une fourche et à l'autre par une partie méplate venant s'articuler avec la fourche du piston précédent. Les articulations sont formées d'axes en acier de 50 millimètres de diamètre portant à leurs extrémités les galets de roulement. Le rapport de la longueur de la barre formant le piston à son diamètre étant de $\frac{1.000}{45} = 22,2$ nous voyons que cette dernière ne peut fléchir.

Chacun des pistons porte près de la partie méplate, deux épaulements de 19^{mm},5 de saillie sur lesquels viennent agir les dents en acier de la poulie motrice.

Les galets en acier coulé de 140 millimètres de diamètre sont maintenus sur les axes d'articulation au moyen d'écrous et de rondelles; leurs coussinets à pattes d'araignée de 4 millimètres d'épaisseur sont en bronze.

Le poids des différentes parties du piston courant sont les suivants :

Barre en fer forgé	18 ^k ,500
Axe en acier	2 ,500
Coussinets en bronze (2)	0 ,500
Ecrous en fer (2)	0 ,300
Rondelles en fer (2)	0 ,150
Galets en acier coulé (2)	5 ,000
Ergot en fer	0 ,050
Poids total d'un piston courant	<u>27^k,000</u>

Chacun des pistons d'attache de la cabine (fig. 2, 3 pl. 5 à 8) a une longueur de 2^m,90 d'axe d'articulation en axe d'articulation. Les têtes sont formées de fers plats de 180 millimètres de largeur et de 30 millimètres d'épaisseur terminés pour l'articulation avec le piston tendeur précédent et le piston spécial suivant, par des fourches. La fourche pour la liaison avec ce dernier piston porte un œil laissant à l'articulation un jeu de 50 millimètres.

Entre ces deux têtes est disposée une tôle de 4 millimètres d'épaisseur et de 483 millimètres de largeur, formant la liaison avec la cabine ; cette tôle est renforcée à sa partie inférieure et à sa partie supérieure, suivant l'axe du piston par des fers plats de 140 millimètres de largeur et 13 millimètres d'épaisseur qui lui sont reliés par 26 rivets de 20 millimètres placés sur deux rangs en quinconce. Cette tôle et les platebandes de renforcement sont reliées à chacune des têtes du piston par l'intermédiaire de tôles de 6 millimètres d'épaisseur, 474 millimètres de largeur et 680 millimètres de longueur placées aux deux extrémités au-dessus et au-dessous, elles sont fixées à la tôle de 4 millimètres et aux platebandes par 11 rivets de 20 millimètres, placés en quinconce sur trois rangs, et aux fers plats des têtes par 14 rivets de même diamètre placés en quinconce sur quatre rangs.

La tôle de 4 millimètres se prolonge à la partie supérieure en avant de la tête du piston, avec une largeur de 323 millimètres. Cette portion renforcée près du bord du côté du piston, au-dessus par un fer plat de 70 millimètres de largeur et 7 millimètres d'épaisseur et au-dessous par une cornière de 70 millimètres sur 70 millimètres fixés par des rivets, est percée d'une ouverture rectangulaire de 400 millimètres de longueur et 110 millimètres de largeur laissant passer la partie inférieure du galet de roulement supérieur de la cabine.

Les flancs de la cabine sont en tôle de fer, elle porte aux deux extrémités de l'attache des fers en U, formant brancards, qui sont horizontaux lorsqu'elle est sur la partie du chemin de roulement en ligne droite.

Ces fers en U, de 120 millimètres de largeur et de 70 millimètres de hauteur d'ailes, ont leur base tournée du côté de l'intérieur de la cabine ; l'extrémité de leurs ailes venant affleurer les tôles des flancs, leur fond est donc à 70 millimètres en retrait sur ces derniers.

Tout le long de la tôle, entre les fers en U, règne une cale en bois de 180

millimètres de hauteur et de 20 millimètres de largeur. (Voir les coupes AB, CD et EF, fig. 3, pl. 5 à 8). Le long de cette cale est disposé un fer plat de 7 millimètres d'épaisseur et de 164 millimètres de hauteur contre lequel vient appuyer le bord de la tôle de 4 millimètres d'épaisseur attachée aux têtes du piston, elle lui est reliée par l'intermédiaire de deux cornières de 70 millimètres sur 70 millimètres et 9 millimètres d'épaisseur. Ces deux cornières ont leurs ailes horizontales fixées à la tôle de 4 millimètres par 13 rivets de 20 millimètres, espacés de 90 millimètres ; les tôles de 6 millimètres sont reliées à ces cornières et à la tôle de 4 millimètres par des rivets de même diamètre espacés de la même quantité. (Voir coupe EF).

Chacune des ailes verticales des cornières est reliée à la plate-bande de 7 millimètres d'épaisseur par 31 rivets à têtes fraisées. Les ailes verticales des cornières, cette plate-bande, la cale en bois, la tôle des flancs de la cabine et le panneau intérieur de cette dernière sont reliés par 19 boulons en acier de 21 millimètres de diamètre.

La plate-bande de 7 millimètres d'épaisseur dépasse de chaque côté la cale en bois, pour rattraper la profondeur des fers en U, et y fixer l'attache ; on a disposé dans l'intérieur de chacun d'eux une cale en fonte, découpée ainsi que l'indiquent en pointillé les figures 3 et 4, pl. 5 à 8, et la coupe GH.

Les ailes verticales des cornières, la plate-bande de 7 millimètres, la cale en fonte et la base de chacun des fers en U, sont reliés par 6 boulons en acier de 22 millimètres de diamètre. Ces douze boulons sont calculés pour supporter à eux seuls la cabine.

Les extrémités de la tôle de liaison entre le piston et la cabine sont, en outre, renforcées par des goussets de contreventement inclinés, fixés à cette tôle et aux ailes des fers en U par des rivets de 20 millimètres.

L'élément spécial, placé au-dessous du piston d'attache, est analogue aux pistons courants ; il en diffère en ce qu'il n'a pas de talons et que l'axe d'articulation à la partie supérieure ne porte pas de galets à ses extrémités.

Les extrémités d'articulation des pistons tendeurs sont analogues à celles des pistons ordinaires ; elles sont prolongées par des tiges filetées de 50 millimètres de diamètre. Ces deux tiges, filetées en sens inverse, sont réunies par un tube cylindrique en fer de 101 millimètres de diamètre extérieur et de 82 millimètres de diamètre intérieur, d'une longueur de 1^m,42.

Les extrémités de ce tube sont taraudées à l'intérieur, sur une longueur de 120 millimètres, et on y a fixé des pièces d'acier de 160 millimètres de longueur, servant d'écrous aux tiges filetées. La rotation du tube et des écrous, dans un sens ou dans l'autre, a pour effet de diminuer ou d'augmenter la distance entre les extrémités du piston, c'est-à-dire la longueur de ce dernier, qui, au maximum, est de 2^m,225. Comme les écrous peuvent se déplacer de 0^m,25 le long de chacune des tiges, la longueur minimum est de 1^m,725.

Le tube est percé de trous disposés en spirale, dans lesquels on peut introduire une tige de fer pour le faire tourner et faire varier la longueur du piston. Cette tige est introduite par la fente longitudinale ménagée dans la partie de gaine dans laquelle circule le brin inférieur pour le passage des tôles du piston d'attache.

Pour que l'écrou ne sorte pas des tiges filetées, à l'extrémité de chacune de ces dernières, est fixée une rondelle de 70 millimètres de diamètre, maintenue par une goupille sur une partie filetée de 40 millimètres de diamètre, placée en prolongement de la tige.

A chaque extrémité, les tiges filetées sont entourées d'un tube de recouvrement en fer, de 110 millimètres de diamètre extérieur et de 102 millimètres de diamètre intérieur, dans lequel peut coulisser le tube portant les écrous.

Chacun des tubes de recouvrement est fixé à une bague en fonte entourant la partie rectangulaire non filetée de la tige, de sorte qu'il ne peut tourner. Celui placé à la partie inférieure est percé d'une mortaise de 22 millimètres de largeur et de 305 millimètres de longueur, placée en regard de la fente longitudinale ménagée dans la gaine pour le passage des tôles du piston d'attache.

Une vis de 18 millimètres de diamètre, qui peut se visser dans une cavité ménagée dans le tube tendeur et dans son écrou, traverse cette mortaise et empêche, quand elle est en place, ce tube de tourner. Cette vis, dont la tête est carrée, s'enlève quand on veut raccourcir ou allonger le circuit des pistons articulés; on la remet en place quand la tension voulue est obtenue.

Comme chacun des circuits comporte deux pistons tendeurs, leur longueur peut varier de 1 mètre suivant que ces pistons sont plus ou moins allongés.

Les pistons à contre-poids sont tout à fait analogues aux pistons courants; seulement, leurs tiges, au lieu d'être cylindriques, sont formées de fers carrés de 55 millimètres de côté. Ces tiges sont entourées, à leur partie médiane, par des boîtes en fonte de 800 millimètres de longueur, formées de deux pièces réunies entr'elles par 4 boulons à têtes noyées traversant la tige, et dans lesquelles sont placés des morceaux de plomb. Chacun de ces pistons pèse 116 kilogrammes de plus que les pistons ordinaires.

Roues motrices. — Chacune de ces roues (fig. 7, pl. 5 à 8) a douze bras formés chacun de deux fers plats de 20 millimètres d'épaisseur et de 180 millimètres de largeur entretoisés, comme l'indique le dessin, par des fers plats de 18 millimètres d'épaisseur et de 130 millimètres de largeur.

La jante est formée de deux cornières entre lesquelles sont maintenues les dents. Ces dernières formées de morceaux d'acier ayant la forme indiquée au dessin, sont disposées à l'extrémité de chacun des bras, elles sont fixées chacune à la jante par trois boulons d'acier. Un de ces derniers réunit en même temps les deux fers composant le bras correspondant à la jante. Afin que le travail de ces trois bou-

lons soit bien égal, leurs trous ont été alésés simultanément dans les cornières dans les bras et dans la dent, après assemblage.

Le moyeu intérieur en fer forgé est maintenu par douze boulons traversant en même temps les deux fers formant chacun des bras. La partie extérieure de ce moyeu est formée, de chaque côté, de cinq disques de fer de 8 millimètres d'épaisseur, d'un diamètre extérieur décroissant, fixées à chacun des côtés des bras par huit rivets. Ces rivets relient en même temps les disques entre eux.

La roue est fixée sur l'arbre moteur de 260 millimètres de diamètre, qui porte en même temps les pignons de chaîne de galle, par deux clavettes de 33 millimètres de hauteur et 58 millimètres de largeur.

Comme on le voit sur la coupe de la roue, le plan passant par le milieu de la jante et le plan passant par le milieu du moyeu, ne coïncident pas, le premier plan est à 200 millimètres de distance de l'une des extrémités du moyeu et à 300 millimètres de l'autre extrémité.

Poulies de renvoi du haut. — L'arbre en acier de chacune de ces poulies, a une longueur de 946 millimètres d'axe en axe des paliers et un diamètre de 175 millimètres.

La poulie (fig. 8, pl. 5 à 8), a 12 bras formés chacun de deux fers plats de 18 millimètres d'épaisseur et de 100 millimètres de largeur, entretoisés par des fers plats de 13 millimètres d'épaisseur, et de 60 millimètres de largeur, disposés comme l'indiquent les dessins.

La jante est formée de deux anneaux en fer, de 15 millimètres d'épaisseur, 132 millimètres de largeur et 3^m,527 de diamètre extérieur, laissant entr'eux un intervalle de 55 millimètres, dans lequel viennent se loger les barres des pistons, qui sont ainsi maintenus latéralement.

Les bras sont fixés à la jante par l'intermédiaire de fourrures de 295 5^{mm} de hauteur. L'écartement des deux anneaux formant la jante est maintenu par 48 viroles de 55 millimètres de hauteur, traversées par des rivets. Trois de ces rivets relient à la jante chacune des fourrures terminant les bras, un de ces rivets est en outre placé sur la jante au milieu de chaque intervalle entre deux bras consécutifs.

Le moyeu est formé de chaque côté de 4 disques de fer, de 8 millimètres d'épaisseur, reliant les fers plats formant les bras. Il se compose donc de deux flasques de 62 millimètres d'épaisseur, distantes de 480 millimètres, fixées sur l'arbre par une clavette en acier de 30 millimètres de hauteur et 40 millimètres de largeur.

Chaînes de Galle (fig. 3, pl. 9 à 12). — Afin de consolider le cylindre, les deux chaînes de Galle faisant partie de chacun des mécanismes moteurs, ont leurs extrémités fixées au-dessous de ce cylindre, près de son fond. Elles s'enroulent sur

ce fond, passent ensuite au-dessus du cylindre, pour venir sur les deux poulies de mouflage disposées à l'extrémité du piston, et actionnent ensuite les pignons fixés à l'arbre moteur.

Comme les portions de chaînes disposées au-dessus du cylindre, restent immobiles, c'est-à-dire ne s'enroulent ni ne se déroulent, on les a formées par raison d'économie, chacune de quatre barres d'acier de 108 millimètres de hauteur et 20 millimètres d'épaisseur. Ces barres, d'une longueur de 5^m,81 sont entretoisées par huit boulons de 20 millimètres de diamètre.

Les chaînes sont formées de barreaux d'acier de 8 millimètres d'épaisseur, et de 108 millimètres de hauteur, d'une longueur de 238 millimètres, ayant une partie rectangulaire de 130 millimètres de longueur terminée par deux demi-circonférences de 108 millimètres de diamètre.

Les boulons d'articulation de 44 millimètres de diamètre, en acier, sont espacés de 130 millimètres d'axe en axe. Ces chaînes ont une largeur de 219 millimètres, sans compter les têtes des boulons qui sont en saillie.

Elles sont divisées en trois cours de maillons laissant entr'eux deux intervalles de 40 millimètres, dans lesquels passent les dents des pignons. Ces intervalles sont maintenus par des viroles en acier de 40 millimètres de longueur et 48 millimètres de diamètre extérieur entourant les boulons d'articulation, ce sont les parties extérieures de ces viroles qui portent sur les dents des pignons.

Il y a toujours entre deux articulations successives, 8 maillons qui travaillent il y a donc 16 maillons disposés sur chaque boulon d'articulation, 8 le relie au précédent et 8 au suivant.

La longueur totale d'axe en axe des articulations extrêmes de chaque chaîne est de 28^m,03. La longueur de la portion qui vient en contact avec les dents du pignon est comme nous l'avons vu de 10^m,101.

Pignons de chaînes de Galle et leur boîte (fig. 4, 5, pl. 9 à 12).— Les deux chaînes de Galle faisant partie de chacun des mécanismes moteurs indépendants, après avoir passé sur les poulies de mouflage fixées à l'extrémité du piston, viennent actionner deux pignons fixés sur l'arbre moteur.

Ces deux pignons ainsi que leurs dents sont formés d'une pièce d'acier corroyé de 0^m,60 de longueur.

Les axes des deux chaînes sont à 370 millimètres l'un de l'autre; chacun des pignons porte deux couronnes de dents; ces dernières ont 38^{mm},5 d'épaisseur à la base et 15 millimètres au sommet. Les deux couronnes d'un des pignons, sont à une distance l'une de l'autre de 70^{mm},5 et portent chacune 14 dents.

Le diamètre extérieur des couronnes dentées est de 652 millimètres, celui du cercle primitif est de 584^{mm},2, celui du fond des dents de 536^{mm},2 celui du moyeu de 473 millimètres.

Les deux pignons sont enfermés dans une boîte en fonte d'un mètre de largeur

divisée en deux parties par une nervure médiane. A la partie inférieure de cette boîte sont disposées des languettes qui décollent les chaînes des dents des pignons. A la descente, les chaînes qui se déroulent sur les pignons pénètrent dans des gaines en tôle de 115 millimètres de hauteur et 331 millimètres de diamètre. Ce gaines étanches sont remplies d'huile servant au graissage des chaînes.

Arbre moteur. — Chacun des arbres moteurs a une longueur de 2^m,553 et est soutenu par trois paliers. Les deux arbres sont disposés pour pouvoir au besoin être manchonnés.

Cylindre hydraulique (fig. 1, pl. 9 à 12).— Le cylindre est en tôle formé exactement comme un bouilleur de chaudière, son diamètre intérieur varie de 1^m,21 à 1^m,18. La partie postérieure est constituée par trois viroles en fer de 15 millimètres d'épaisseur de 1^m,67 de longueur totale et 1^m,53 de longueur utile. La liaison de deux viroles entre elles comporte un rang de rivets, les rivets réunissant les deux bords d'une virole sont placés en quinconce sur deux rangs, ils ont 23 millimètres de diamètre.

La première virole du côté du presse-étoupe est en acier soudé, elle a une épaisseur suffisante pour avoir après alésage une épaisseur minimum de 15 à 16 millimètres. Son extrémité est renforcée par un fer cornière de $\frac{120 \times 120 \text{ millim.}}{37 \times 21}$. Le presse-étoupe est placé à l'intérieur de cette virole. Le fond du cylindre est constitué comme un fond de chaudière par une tôle emboutie de 17 millimètres d'épaisseur. Sur ce fond est fixé un sommier en fonte sur lesquels passent les deux chaînes de Galle.

Ces deux chaînes fixées au-dessous de la partie arrière du cylindre, venant passer sur le fond de ce dernier et de là sur les poulies de mouflage et sur le pignon Galle, constituent un ensemble fixe dans lequel il n'y a pas d'effort extérieur, pourvu que les points d'attache des chaînes et l'arbre moteur portant les pignons de chaînes de Galle soient à une distance invariable, c'est-à-dire bien entretoisés. La longueur totale du cylindre est de 6 mètres, on a disposé à l'intérieur à la partie arrière deux glissières sur lesquelles vient reposer le piston à fond de course. Ces glissières situées à la partie inférieure sont fixées au cylindre par des boulons.

Piston hydraulique (fig. 2, pl. 9 à 12).— Le piston plongeur est en fonte de 30 millimètres d'épaisseur, son diamètre extérieur est de 1^m,05.

Il est formé de deux parties cylindriques réunies en leur milieu par 12 boulons placés sur des couronnes venues de fonte à l'intérieur et consolidées par des nervures. La partie arrière également en fonte est fixée également par douze boulons.

A la partie antérieure de ce plongeur sont fixées deux flasques en tôle, portant l'arbre commun aux deux poulies de mouflage des chaînes de Galle.

Ces poulies sont en fonte, leurs jantes d'une largeur de 250 millimètres sont tournées. Pour maintenir les chaînes elles portent chacune deux couronnes en saillie de 37 millimètres d'épaisseur et de 32^{mm},5 de hauteur, ayant leurs axes à 109 millimètres l'un de l'autre. Les barres constituant les maillons de chaîne viennent appuyer par leur partie inférieure sur la jante, et les viroles entourant les boulons d'articulation viennent appuyer sur la surface extérieure des couronnes saillantes, de sorte que tout mouvement latéral de la chaîne est évité.

Le diamètre d'enroulement de la chaîne sur cette poulie est de 1^m,68.

Boîtes à soupapes (fig. 6, pl. 9 à 12). — La distribution de chacun des cylindres hydrauliques est commandée par l'intermédiaire d'une boîte contenant deux soupapes semblables et ouvrent toutes deux de bas en haut, par suite d'une pression exercée sur le sommet de leurs tiges qui font saillie à la partie supérieure de la boîte.

Dans la figure, la soupape de droite sert à l'admission, celle de gauche commande l'échappement. La soupape d'admission communique par sa partie inférieure avec l'eau sous pression, par une tubulure de 200 millimètres. La soupape d'évacuation communique avec l'échappement au moyen d'une tubulure ayant également 200 millimètres de diamètre.

Le milieu de la boîte, communiquant avec la partie inférieure de la soupape d'échappement et la partie supérieure de la soupape d'admission, est mis en relation avec le cylindre hydraulique par une tubulure de 200 millimètres.

La pression de l'eau applique les soupapes sur leurs sièges. Une pression sur le haut de leur tige, produite par la rotation d'une came fait ouvrir l'une ou l'autre, et met ainsi en communication le cylindre avec l'échappement ou l'admission.

Un ressort, placé à la partie inférieure de chaque soupape, ramène celle-ci sur son siège dès que la came n'agit plus.

La tension de ces ressorts, enfermés dans des boîtes en fonte boulonnées à la boîte à soupapes, se règle par l'intermédiaire d'écrous.

La boîte à soupapes est en fonte, les soupapes sont en bronze. Les parties de ces dernières qui travaillent, c'est-à-dire qui portent sur les sièges, sont formées de rondelles de bronze de 7 millimètres d'épaisseur et peuvent ainsi être facilement changées quand elles sont usées.

Arbre de commande à cames. — L'arbre à cames est actionné depuis la cabine par l'intermédiaire de deux câbles, et automatiquement aux fins de courses par le piston hydraulique.

Cet arbre est formé de deux parties symétriques portant chacune les cames nécessaires à la commande des soupapes du moteur de l'un des pistons articulés.

Les figures 7, 8, 9, planches 9 à 12, montrent les dispositions de ces cames; les flèches indiquent le sens de rotation de l'arbre pour la montée et pour la descente de l'ascenseur.

Chacun des câbles de montée et de descente est attaché à une poulie fixée sur l'arbre à cames ; les points d'attache sont disposés de telle sorte qu'une traction exercée sur l'un de ces câbles fasse tourner l'arbre et les cames qu'il porte dans le sens voulu. Quand l'arbre est dans la position moyenne, les cames, n'agissant pas sur les soupapes, ces dernières sont fermées et l'ascenseur est au repos.

Deux leviers de butée, placés à côté des poulies des câbles de manœuvre, limitent la rotation de l'arbre, afin qu'une traction trop prolongée, exercée sur l'un des câbles, ne fasse pas exécuter une rotation complète à cet arbre et ne renverse la distribution.

Manœuvre de l'arbre de commande. — L'arbre est manœuvré depuis la cabine au moyen des câbles, et à fin de course, automatiquement, par les pistons hydrauliques.

Chacun des câbles de manœuvre, attachés comme nous l'avons vu, à une poulie montée sur l'arbre à cames, vient passer sur une poulie de renvoi placée à la partie inférieure de la tour, et de là sur des galets fixés à la cabine. Il est fixé à la partie supérieure à l'ossature de la tour par l'intermédiaire d'un tendeur (fig. 2, pl. 1 à 4). La manœuvre à la main depuis la cabine s'exécute en tournant, dans un sens ou dans l'autre, un volant Z_2 (fig. 1, pl. 1 à 4), sur l'arbre duquel est monté un pignon Z_1 .

Ce pignon engrène avec une crémaillère portant à chacune de ses extrémités un galet Z sur lequel passe un des câbles de manœuvre. La crémaillère, se déplaçant dans une direction ou dans l'autre, suivant le sens de rotation du volant, exerce une traction sur un des câbles et fait ouvrir la distribution correspondante ; les butoirs dont nous avons parlé limitent ce mouvement.

A fin de course, haut et bas, l'ascenseur doit s'arrêter automatiquement ; à cet effet, sur chacune des extrémités de l'arbre à cames, est monté un pignon denté.

Un levier, oscillant autour de son centre, et portant à la partie supérieure un secteur denté, actionne chacun de ces pignons. La partie inférieure de ce levier est reliée à une tringle portant deux butées : le piston hydraulique porte un butoir qui, à la fin de chaque course, vient frapper contre l'une de ces butées, et ramène, en agissant sur le levier et sur le pignon, l'arbre à cames dans sa position intermédiaire où, toutes les soupapes étant fermées, l'ascenseur est au repos.

Alimentation en eau sous pression, rendement, etc. — L'eau sous pression, actionnant les machines hydrauliques de chacun des ascenseurs, provient d'un réservoir placé sur la deuxième plate-forme de la tour, dont le fond est situé à 115^m,40 au-dessus des axes des cylindres. Cette eau est amenée par une conduite en tôle de 250 millimètres de diamètre. L'eau d'échappement se rend dans une bêche dont le niveau supérieur est à 3^m,60 en contrebas des axes des

cylindres. La pression minimum de l'eau dans les cylindres est donc de 11 kil. 9 par centimètre carré, en ne tenant pas compte des pertes de charge.

L'eau d'échappement est reprise dans les bâches et renvoyée au réservoir du deuxième étage par des pompes du système Girard, actionnées par des machines Wheelock. Ces machines élévatoires ont été étudiées par M. Meunier, et construites par M. de Quillacq.

La dépense en eau pour une ascension est de :

$$2 \times 5,05 \times \frac{\pi \times \overline{1,05}^2}{4} = 8^{\text{m}^3},746.$$

Le travail par seconde des pistons hydrauliques, puisque leur vitesse est de $0^{\text{m}},0924$ par seconde, est de :

$$2 \times 0,0914 \times \frac{\pi \times \overline{105}^2}{4} \times 11,9 = 19032^{\text{kgm}},56.$$

La cabine pouvant contenir 100 personnes, d'un poids moyen de 70 kilogrammes, et s'élevant de 1 mètre par seconde, le travail utile maximum est de :

$$7000 \text{ k.} \times 1^{\text{m}},00 = 7000 \text{ kgm.}$$

Le rendement utile maximum est donc de :

$$\frac{7000}{19032,56} = 0,367.$$

La dépense en eau sous pression étant la même, quelque soit le nombre de voyageurs transportés, le rendement utile varie donc de 0 à 0,367.

La descente est obtenue par l'excès du poids de la cabine sur celui des contre-poids; la cabine vide pèse 8,200 kilogrammes, et les contre-poids, fixés aux pistons spéciaux $2 \times 11 \times 176 = 3,872$ kilogrammes.

En moyenne, chacun de ces ascenseurs peut exécuter onze voyages complets dans une heure, c'est-à-dire transporter onze cents voyageurs du sol au premier étage de la tour.

La durée de l'ascension est d'environ une minute, la vitesse verticale étant de 1 mètre et la hauteur d'ascension de $57^{\text{m}},15$.

LES POMPES ET LES MACHINES ÉLÉVATOIRES du système Worthington

M. Henry Worthington s'occupa dès 1840 de la construction des pompes à vapeur et fit en 1859 breveter son système de *pompe duplex*.

En 1861 il appliqua son système aux grandes élévations d'eau ; c'est alors qu'il imagina les « pistons compensateurs » pour remplacer les volants, impossibles à employer avec ce genre de machines.

Aujourd'hui les machines Worthington sont extrêmement répandues en Angleterre et en Amérique. Dans ce dernier pays elles sont presque exclusivement employées pour le transport des huiles de pétrole, du lieu de production aux raffineries. Ce transport se fait actuellement par des tuyaux dans lesquels l'huile est refoulée souvent à de grandes distances ; par exemple, la conduite allant de la « région des huiles » à New-York, à une longueur de 504 kilomètres.

La Compagnie Worthington a un grand nombre d'installations à l'Exposition, parmi lesquelles les plus importantes sont : la machine élévatoire de la berge de la Seine, construite par M. Thomas Powell de Rouen (fig. 1) qui, concurremment avec la machine de Quillacq et Meunier, alimente d'eau le Palais des Machines ; les pompes placées dans le pilier sud de la tour Eiffel fournissant l'eau nécessaire au fonctionnement de l'ascenseur Edoux (fig. 2). Un grand nombre de générateurs fonctionnant dans l'Exposition sont alimentés par des pompes Worthington marchant comme petits chevaux.

La Compagnie expose en outre au Palais des Machines, dans la Section américaine et à l'exposition collective du pétrole sur la berge de la Seine.

Les pompes sont à vapeur et à action directe, le piston de la machine à vapeur et celui de la pompe ayant une tige commune, leur principal avantage est que les pistons à fin de course ont un temps d'arrêt.

En effet, si nous examinons une pompe ordinaire, le piston arrivé à fin de course prend immédiatement sa marche en sens inverse, les soupapes levées doivent se fermer brusquement, il y a battement et de là perte de charge ; de plus l'eau aspirée qui suivait le piston, doit brusquement prendre une marche en sens inverse pour être refoulée, il y a encore là une cause importante de remous et de perte de charge.

Le temps d'arrêt à fin de course dans les pompes Worthington supprime ces

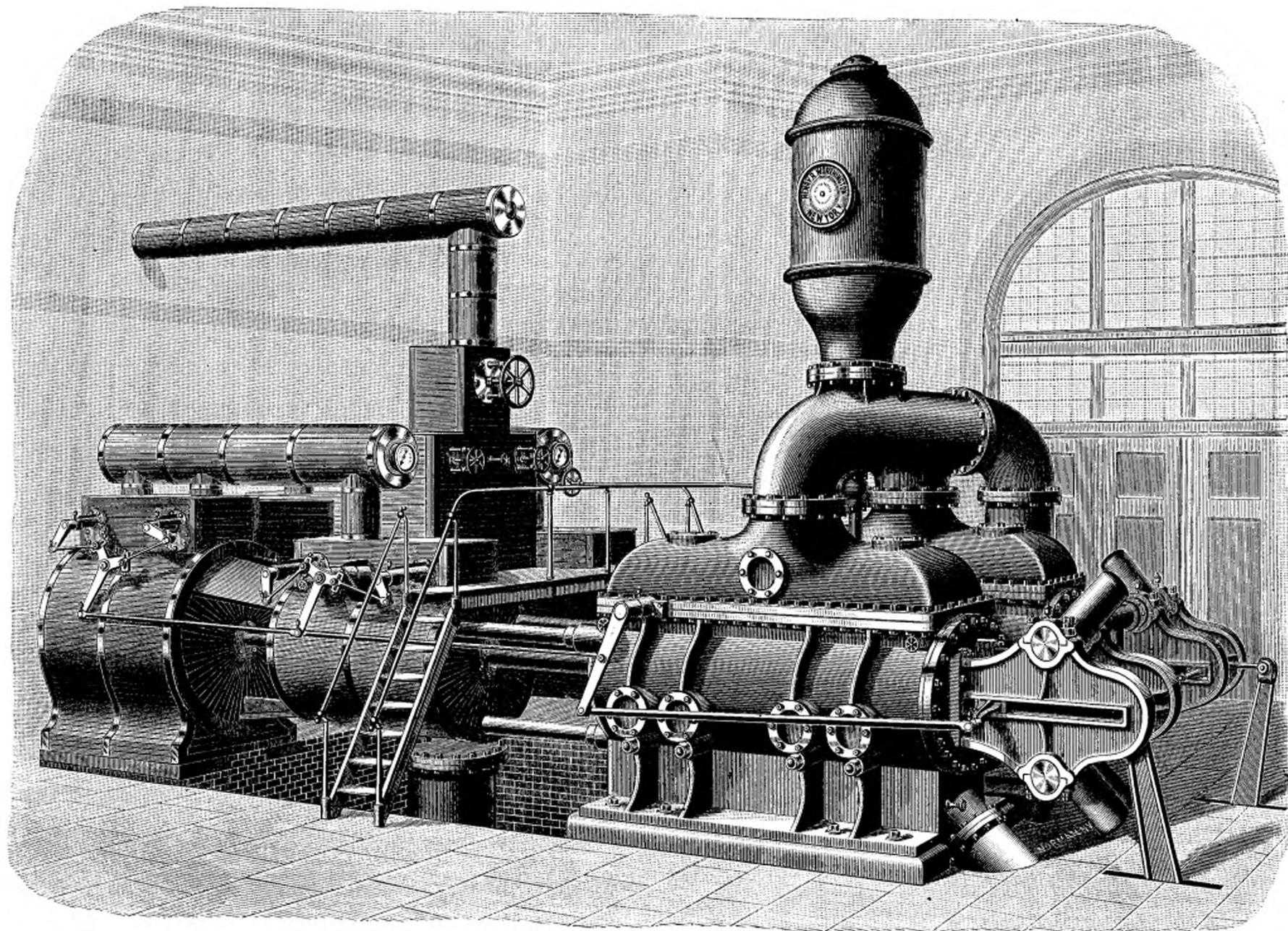


FIG. 1. — MACHINE ÉLÉVATOIRE WORTHINGTON INSTALLÉE SUR LA BERGE DE LA SEINE.

POMPES WORTHINGTON

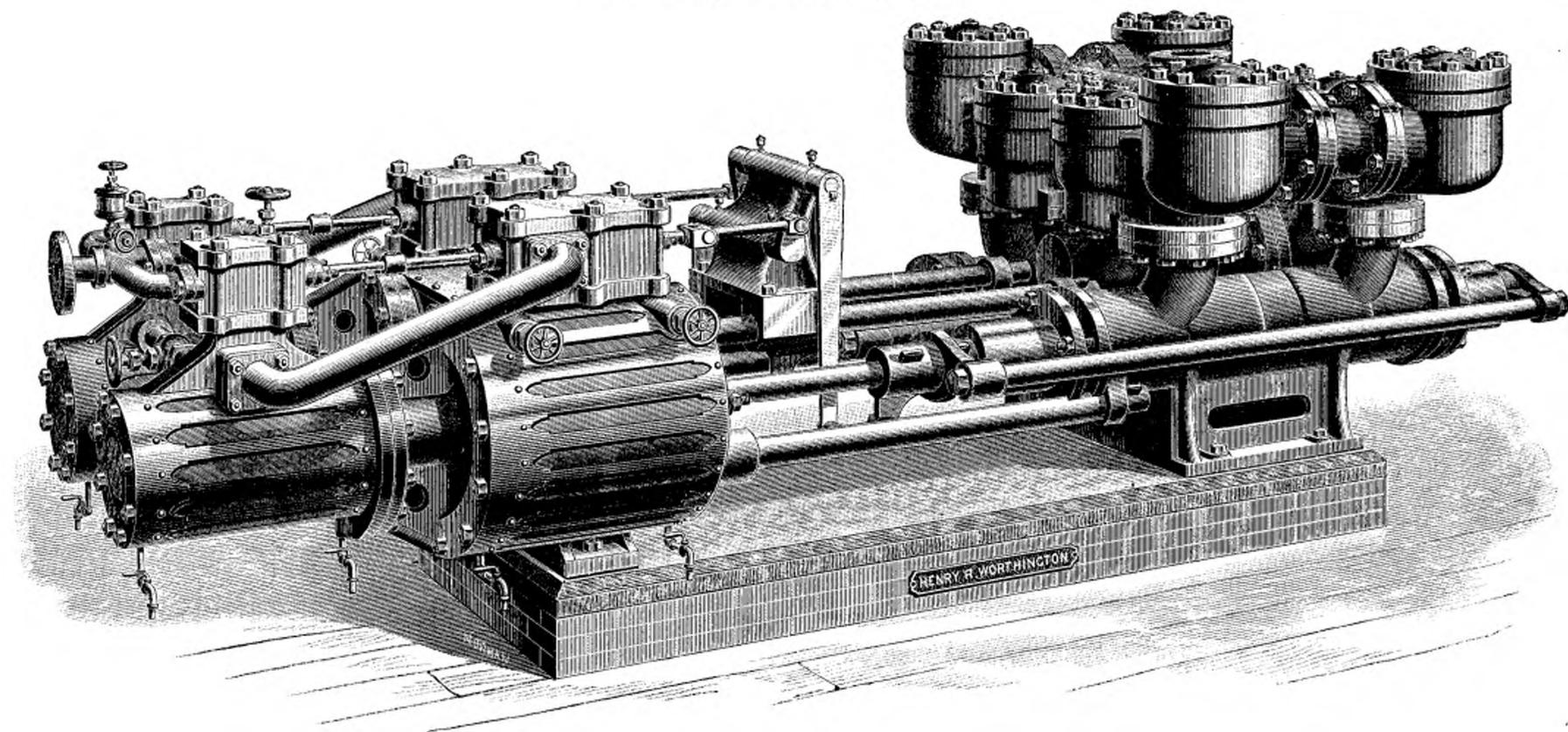


FIG. 2.— VUE DES POMPES DE LA TOUR EIFFEL.

MACHINE WORTHINGTON

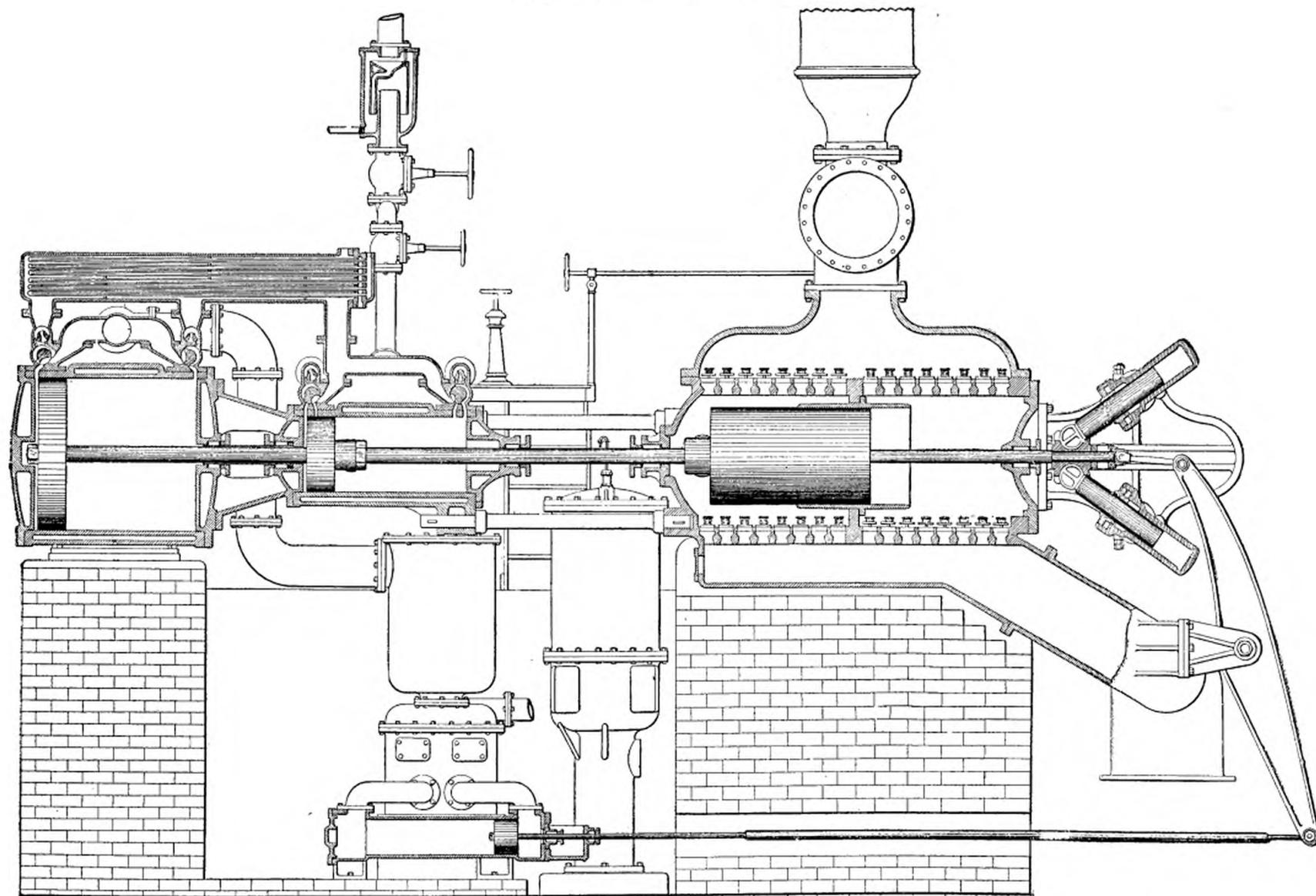


FIG. 3. — COUPE D'UNE MACHINE ÉLÉVATOIRE WORTHINGTON.

inconvenients, les soupapes ferment lentement, la colonne liquide arrive au repos avant de prendre sa marche en sens inverse.

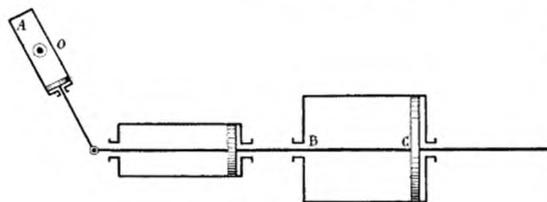
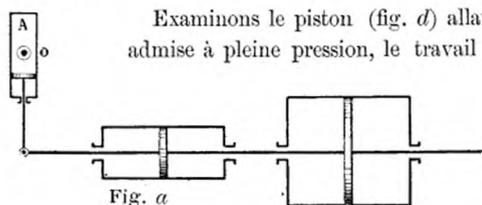
Pour arriver à ce résultat la machine est dite *duplex*, c'est-à-dire qu'elle se compose de deux pompes à vapeur indépendantes. L'un des pistons arrive à fin de course commande l'admission dans le cylindre à vapeur de l'autre de la pompe. Il y a donc toujours un corps de pompe à l'arrêt et l'autre en marche; par ce fait le débit est extrêmement régulier.

Le second avantage de la pompe Worthington est qu'à la fin de chaque course, les pistons ne peuvent venir frapper les fonds de cylindre et ébranler la machine, la disposition prise à cet égard est des plus simples. L'orifice d'échappement de vapeur est placé de telle manière que, lorsque le piston est presque à fin de course, il vient boucher cet orifice. A ce moment, la vapeur se comprime derrière le piston, forme matelas et empêche tout choc.

Ce système fonctionne bien quand la vapeur est admise pendant toute la course; le travail moteur et le travail résistant sont uniformes et égaux; mais il n'en est plus de même dans les pompes importantes où, par économie, on est obligé de faire de la détente. Dans ce cas les deux travaux ne sont plus égaux pendant toute la durée de la course.

Il faut nécessairement un appareil formant l'office de volant de travail. Le volant proprement dit ne pouvant être employé justement à cause des arrêts volontairement produits aux fins de course, M. Worthington dut recourir à un autre dispositif.

Il imagina dans ce but les « cylindres compensateurs ». Ce sont des cylindres oscillants placés à l'extrémité de la tige des pistons du côté de la pompe, ainsi que le montre la fig. 3 ci-contre; leur partie supérieure communique, par le tourillon, avec une colonne d'eau ou un accumulateur.



vapeur qui se détend. On conçoit donc qu'il y a régularisation et que le cylindre compensateur joue bien le rôle d'un volant, emmagasinant à un moment donné du travail pour le restituer ensuite.

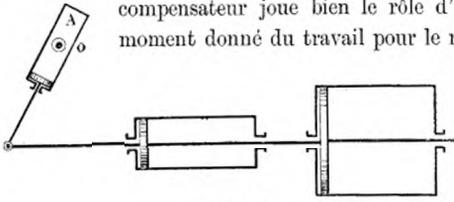


Fig. c

M. Worthington fait communiquer la partie supérieure du cylindre compensateur avec un accumulateur différentiel (fig. b). La partie supérieure E est en commu-

nication avec un réservoir d'air placé sur la colonne de refoulement ; une petite couche d'huile ou d'eau est placée au-dessus du piston D à cause de l'étanchéité ; la partie inférieure H communique avec la partie supérieure du cylindre compensateur.

Dans la première partie de la course, fig. d, les pistons de l'accumulateur montent ; ils redescendent pendant la deuxième partie, fig. c. La partie comprise entre les deux pistons de l'accumulateur communique avec l'atmosphère ou mieux avec la colonne d'aspiration.

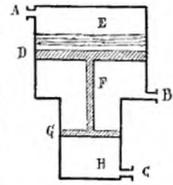


Fig. b

Si la hauteur de la colonne de refoulement augmente, la résistance du piston du cylindre compensateur augmente aussi, la machine marche moins vite, le contraire a lieu lorsque la hauteur de la colonne de refoulement diminue, alors la machine marche plus vite, on voit donc qu'il y a une espèce d'autorégularisation. C'est à cause de ce fait qu'il vaut mieux faire communiquer la partie comprise entre les deux pistons de l'accumulateur avec la colonne d'aspiration, car la différence de pression sur le gros piston est alors exactement proportionnelle au travail que doit produire la pompe.

Si une rupture vient à se produire dans la colonne de refoulement, la pompe s'arrête ; en effet, comme dans ce cas la pression au-dessus des pistons compensateurs est supprimée, ils ne peuvent plus jouer leur rôle de volant ; à fin de course, par suite de la détente, la pression exercée par la vapeur ne pouvant plus vaincre la résistance qui lui est opposée par la colonne d'eau refoulée (résistance qui a cependant diminué) la machine s'arrête.

Le fait a été constaté dans une usine de la Compagnie des conduites de pétrole d'Oobocn Hallow (Etats-Unis) où une pompe refoulant le pétrole sous une pression de 60 atmosphères s'est arrêtée presque instantanément par suite de rupture de la conduite,

Si un accident arrive aux pistons compensateurs, on peut quand même continuer la marche en supprimant la détente.

On place ordinairement 2 cylindres compensateurs pour chaque corps de pompe, l'un au-dessus l'autre au-dessous de la tige du piston, ainsi que l'indique la vue d'ensemble de la machine élévatoire (fig. 1).

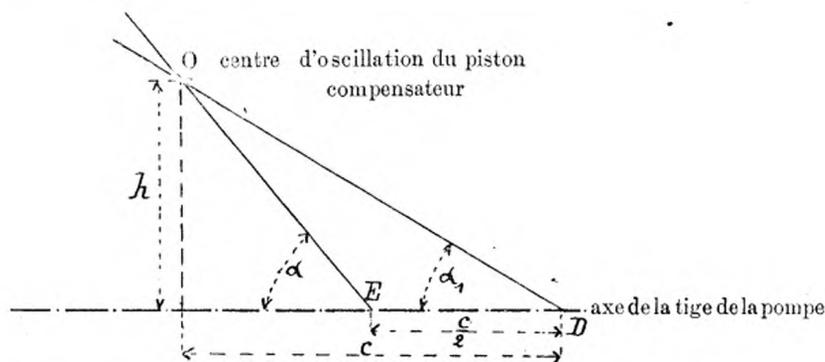
La régularisation par pistons compensateurs est complètement indépendante de la vitesse du piston, ce qui n'a pas lieu dans le cas d'un volant, calculé pour une vitesse donnée. La machine Worthington peut donc être employée avec avantage quand on a à effectuer un travail très irrégulier.

En résumé on peut dire que si le volant est « un régulateur de travail » le piston compensateur est un « régulateur de force ».

Pour calculer la résistance que doit produire le cylindre compensateur, on procède exactement de la même manière que pour un volant. On dessine (fig. e) une courbe représentant à chaque instant les efforts dus à la vapeur sur les pistons (cette courbe est semblable au diagramme dans le cas d'un cylindre à vapeur unique), on trace la ligne moyenne AD, représentant l'effort résistant uniforme de la pompe.

La surface ABC mesurée à l'échelle représente l'excès du travail résistant dans la première partie de la course, il faut que le travail résistant du cylindre compensateur pendant la première moitié de la course lui soit égal.

Soit P la force qui agit sur le piston de ce dernier (force qui à peu de chose près est constante) et α l'angle que fait à un moment donné la tige de ce piston avec celle de la pompe (fig. 5), la force de résistance positive ou négative sera à ce moment $F = P \cos \alpha$.



Si α_1 est l'angle que font les deux tiges à fin de course, le travail résistant total pour une demi-course sera :

$$\int_{\alpha = \alpha_1}^{\alpha = \frac{\pi}{2}} P \cdot \cos \alpha.$$

On devra donc avoir :

$$Surf. ABC = \int_{\alpha = \alpha_1}^{\alpha = \frac{\pi}{2}} P \cos. \alpha.$$

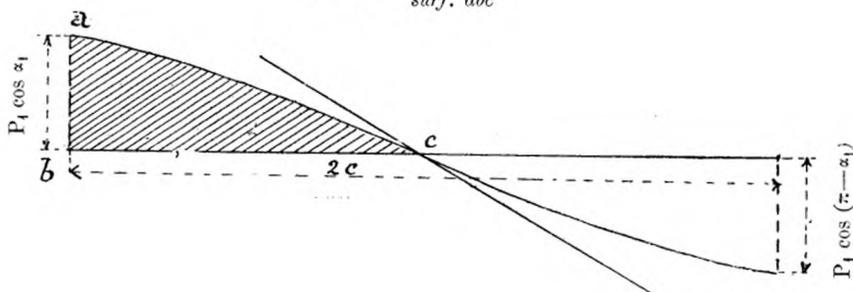
On bien si h est la hauteur de l'axe d'oscillation du cylindre compensateur au-dessus de l'axe du piston de la pompe, $2c$ la longueur de la course et $ED = x$ la portion de course à un moment donné

$$Surf. ABC = \int_{x=0}^{x=c} P. \frac{c-x}{\sqrt{h^2 + (c-x)^2}}$$

De cette équation on tirera la valeur de P .

On pourra aussi procéder graphiquement, prendre une valeur quelconque P_1 pour P , construire la courbe représentant à chaque instant la valeur $P_1 \cos \alpha$. (fig. 6). On aura alors :

$$P = P_1 \cdot \frac{surf. ABC}{surf. abc}$$



Connaissant P , on calculera les diamètres des pistons du cylindre compresseur et de l'accumulateur.

On peut classer les pompes Worthington ainsi qu'il suit, en ayant égard au moteur à vapeur :

1° Chacun des corps de pompe est commandé par un cylindre à vapeur indépendant.

a Cylindre à vapeur à pleine pression.

b Cylindre à vapeur à détente.

2° Moteur unique compound à réservoir intermédiaire, le petit cylindre commandant l'un des corps de pompe, le grand commandant l'autre.

**Traduction d'un résumé des résultats obtenus dans les expériences faites sur une pompe
« WORTHINGTON », par M. J.-G. MAIR, M. I.-C. E., de Londres.**

NUMÉRO DE L'ESSAI :	I	II	III	IV	V	VI
Date de l'expérience	18.12.85	19.12.85	21.12.85	22.12.85	23.12.85	24.12.85
Durée —	5.2 ^m	4 ^h .40 ^m	5 ^h .22 ^m	5 ^h .00 ^m	4 ^h .00 ^m	2 ^h .00 ^m
Pression dans la chaudière kilogr. par c/m ² .	4.67	5.65	4.25	7.10	8.37	4.16
— moyenne au petit cylindre. » »	2.64	2.88	2.51	3.24	3.416	2.52
— — au grand cylindre » »	0.753	0.803	0.771	0.996	1.030	0.804
Coups doubles des pistons par minute. » »	41.56	39.26	37.58	40.11	36.62	45.00
Chevaux indiqués dans les cylindres	107.6	108.1	91.6	130.5	125.1	119.2
— en eau montée	96.5	97.9	81.4	120.4	117.3	109.3
Rendement p. %	89.7	93.6	88.9	92.3	93.7	91.7
Pression de refoulement kilogr. par c/m ² .	5.27	5.65	4.92	6.82	7.27	5.52
— dans les compensateurs » »	11.42	13.71	13.35	17.60	18.98	11.42
Poids total de l'eau d'alimentation. kilog	4.203.49	3.851.9	3.866.84	4.578.99	3.881.81	1.857.03
— — de la vapeur condensée dans les chemises »	537.95	526.60	508.92	621.87	500.76	229.50
Poids de la vapeur passant à travers les cylindres par cheval indiqué heure »	6.762	6.59	6.831	6.618	6.75	6.826
Poids de la vapeur passant à travers les cylindres par cheval en eau montée heure »	7.58	7.32	7.73	7.16	7.20	7.49
— de la vapeur condensée dans les chemises par cheval indiqué heure »	0.993	1.054	1.033	0.752	0.997	0.961
— de la vapeur condensée dans les chemises par cheval en eau montée heure »	1.02	1.16	1.15	1.34	1.07	1.05
Nombre de détentes.	10.7	13.2	10.5	14.1	15.3	9.2

Surface moyenne en c/m² du petit cylindre (piston) 1619, 25 ; grand cylindre (piston) 6535,26, et des pompes (piston) 1520,94
Course des pistons à vapeur et des pompes c/m. 508.

3° Chacun des corps de pompe est commandé par une machine Woolf indépendante, à deux ou trois cylindres en tandem.

Quel que soit le mode de moteur à vapeur employé, la distribution de l'un des deux moteurs est toujours commandée par la tige de celui de l'autre corps de pompe arrivant à fin de course.

Les cylindres à basse et à haute pression sont munis d'appareils de détente, qui sont ordinairement des obturateurs circulaires. Il est à remarquer que la détente une fois fixée, ne doit plus être changée, le fonctionnement des appareils de détente ne dépend donc ni d'excentriques ni de cames.

La Compagnie Worthington construit aussi d'après les mêmes principes des machines élévatoires verticales. Ces dernières conviennent bien pour des élévations d'eau dans lesquelles le niveau d'aval varie beaucoup. On peut alors placer les corps de pompe assez bas pour que l'aspiration se fasse toujours et les cylindres à vapeur assez haut pour qu'ils ne soient jamais atteints par les hautes eaux.

Nous donnons ci-contre un tableau résumé des expériences faites sur une pompe Worthington par M. J. G. Mair ingénieur et associé de MM. James Simpson les constructeurs bien connus de Londres.

POMPE A COLONNES LIQUIDES DE M. DUROZOI

(Pl. 13-14.)

Il arrive très souvent que lors de l'installation d'une pompe, le moteur ne peut être placé à proximité de la surface d'une nappe d'eau à élever et par conséquent actionner directement la pompe, qui, par suite de la hauteur limitée de l'aspiration, ne peut être très éloignée de cette surface. Il faut dans ce cas employer une transmission de mouvement entre le moteur et la pompe.

M. Durozoi emploie, pour transmettre le travail de l'eau sous pression, les tuyaux dans lesquels circule cette eau peuvent épouser toutes les inflexions du terrain et prendre toutes les positions commandées par l'état des lieux; de plus, le rendement de ce genre de transmission est très élevé.

En somme, la pompe est actionnée directement par une machine à colonne d'eau, dont le piston fait corps avec le sien.

Le tuyau d'aspiration A de la pompe (fig. 3, pl. 13, 14) porte à son extré-

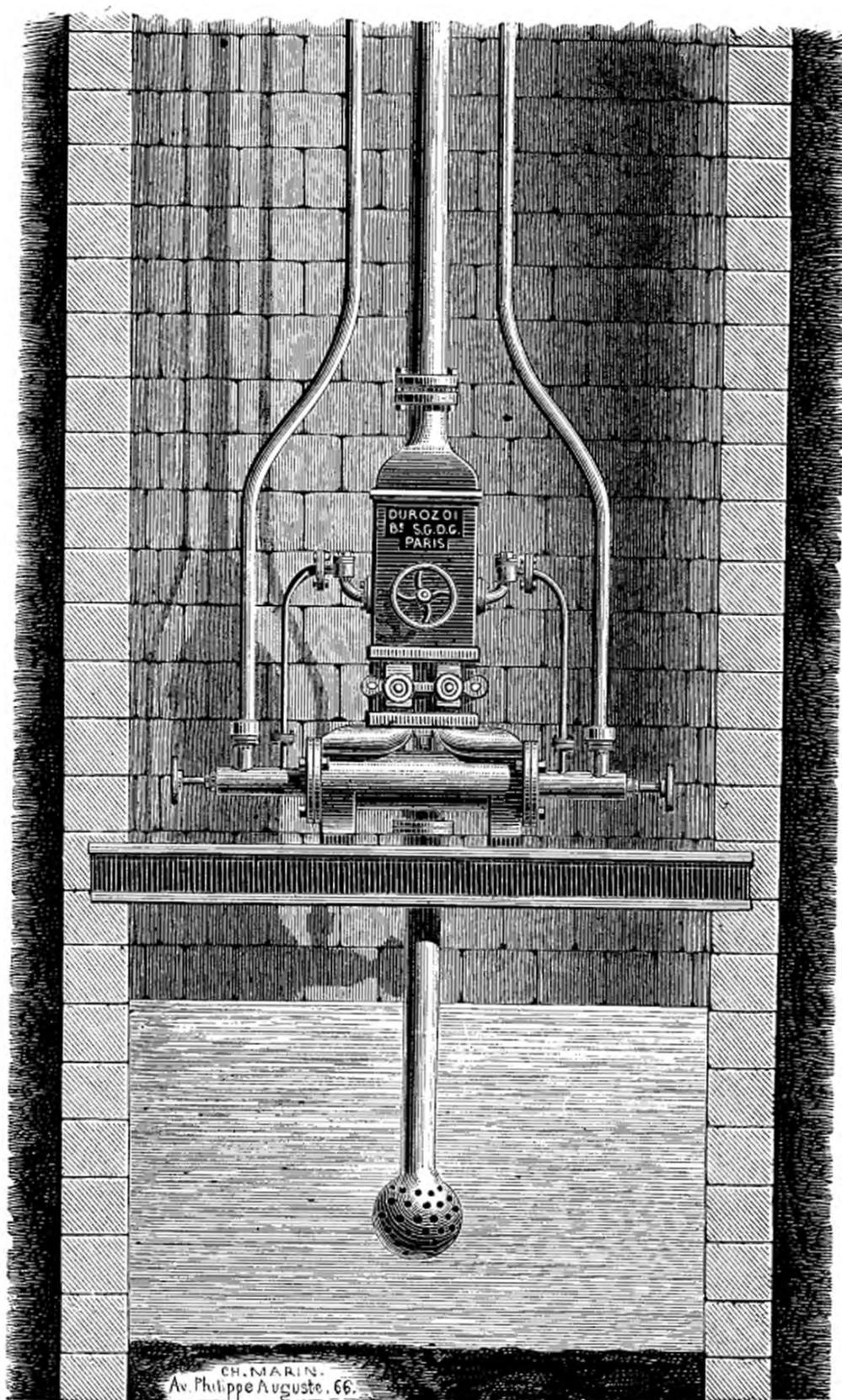


FIG. 1. — POMPE A COLONNES LIQUIDES

mité supérieure deux tubulures aboutissant chacune à une capacité I ou I', placée au dessus du corps de pompe ; chacune de ces tubulures porte un clapet ouvrant de l'extérieur à l'intérieur.

Chacune des capacités I et I' communique par le haut avec la conduite de refoulement, par l'intermédiaire d'un orifice muni d'un clapet et par le bas avec une des extrémités du cylindre de la pompe.

Le jeu de la pompe est le suivant : le piston P, en se déplaçant, aspire de l'eau derrière lui et en chasse devant. L'eau chassée soulève le clapet E ou le clapet E' et pénètre sur la conduite de refoulement sur laquelle est établi un réservoir d'air H.

La pompe est, comme nous l'avons vu, actionnée par de l'eau sous pression ; à cet effet, le moteur commande un piston qui se meut dans un cylindre dont chaque extrémité est reliée par un tuyau C ou C' à une des extrémités de la machine à colonne d'eau ; ces tuyaux et ces cylindres sont pleins d'eau.

Le piston de la machine à colonne d'eau est en somme un fourreau, car il est percé suivant son axe d'une conduite cylindrique qui met en communication les deux extrémités du cylindre. Dans cette conduite est placée une tringle, d'une longueur un peu supérieure à celle du fourreau, aux extrémités de laquelle sont deux parties renflées, dont l'une ou l'autre peut à un moment donné obturer la conduite et intercepter la communication entre les deux extrémités du cylindre.

Le piston (fig. 1, pl. 13-14), actionné par le moteur, se déplaçant dans le sens de la flèche, l'eau est refoulée dans le tuyau C', elle vient en B' et pousse le fourreau qui entraîne le piston de la pompe.

Quand les pistons sont près d'arriver à fin de course, la tringle vient buter contre une vis V et reste immobile ; le fourreau continuant sa course, l'obturateur o' ouvre la conduite et les deux extrémités du cylindre communiquent. Le fourreau, n'étant plus poussé par l'eau, ralentit sa course et s'arrête bientôt en venant s'appuyer contre l'obturateur o qui interrompt la communication.

Le piston actionné par le moteur exécute ensuite sa course en sens inverse ; l'eau refoulée dans le tuyau C pousse le fourreau de B en B' ; à la fin de cette course l'obturateur O ouvre, etc...

Deux petits volants servent à faire pénétrer plus ou moins les vis V et V', dans l'intérieur du cylindre et par conséquent à régler la course commune du fourreau et du piston de la pompe.

Comme l'eau enfermée dans la conduite C et C' et les cylindres peut s'échapper par un joint mal fait, les deux extrémités du piston de la machine à colonne d'eau sont reliées au refoulement par deux tuyaux munis de soupapes S et S'.

Ainsi que l'indique la coupe, la construction de l'appareil est des plus simples, un boulon suffit pour relier le réservoir d'air, la boîte à clapets et le corps de pompe. Comme dans la machine à colonne d'eau du système Roux, aucun or-

gane ne se ment à l'extérieur, ce qui est naturellement très favorable à la conservation de l'appareil.

Les tuyaux C et C' qui forment en somme la transmission de mouvement sont du même genre que ceux employés dans le chauffage à eau chaude, système Perkins.

Du fait du jeu des obturateurs O et O', les choes sont complètement supprimés, la pompe peut donc être installée très facilement. Par exemple, dans le cas d'une installation dans un puits, une simple traverse fixée aux parois suffit pour la supporter, ainsi que l'indique la figure ci-dessus.

POMPES A PISTON CAPTANT

et moteur à piston distributeur.

(Pl. 15-16).

Ce système de pompe, dû à M. de Montrichard, inspecteur des forêts à Montmédy, tient à la fois de la pompe ordinaire à mouvement alternatif et de la pompe centrifuge. Le piston, animé simultanément d'un mouvement de va-et-vient et d'un mouvement de rotation, effectue lui-même l'aspiration ; il n'y a donc ni clapet ni tiroir.

La fig. 1, pl. 15-16, indique la forme de ce piston, qui est engendré de la façon suivante :

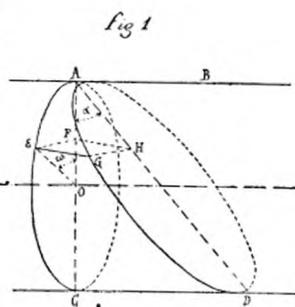
En coupant le cylindre intérieur, formant le corps de la pompe, par un plan oblique à l'axe, on obtient une ellipse que l'on prend pour ligne moyenne de la surface extérieure du piston.

Pour obtenir les deux mouvements simultanés de ce dernier, on le force à se déplacer de telle sorte que l'ellipse moyenne passe toujours par un point fixe de la surface interne du cylindre. On voit que, par suite de cette disposition, tout mouvement de rotation imprimé au piston lui fait prendre en même temps un mouvement alternatif de translation dans le sens de l'axe, et qu'inversement, si on lui communique un mouvement alternatif dans le sens de l'axe, il sera forcé de tourner.

Pour forcer l'ellipse moyenne à passer toujours par le même point fixe, et afin d'obtenir le moins possible de frottements, M. de Montrichard fait rouler deux

galets à axes fixes sur des surfaces tracées sur le piston qui se déplace. Ces deux galets tronconiques, dont les grandes bases sont placées du côté de la surface interne du cylindre, ont leurs axes perpendiculaires à cette surface et placés sur une même génératrice de ce cylindre.

Pour bien nous rendre compte du tracé et de la forme de ce piston, développons le cylindre en le fendant suivant une génératrice passant par un des sommets de l'ellipse moyenne. Soient c la course du piston, r son rayon, et α l'angle que fait le plan engendrant l'ellipse moyenne avec l'axe. Si (fig. 1) AD est cette ellipse et AC le cercle de section droite du cylindre (en fendant le cylindre suivant la génératrice CD), ce dernier sur le cylindre développé sera représenté par une droite que nous prendrons pour axe des y (fig. 2). Nous aurons pour le point G de l'ellipse



$$x = EG = FH \quad y = \text{arc } EA$$

Prenant pour inconnue auxiliaire l'angle $AO\varepsilon = \varpi$, nous aurons

$$(1) \quad y = r \text{ arc } \omega \quad \text{arc } \omega = \frac{y}{r}$$

$$FH = AF \text{ tg } \alpha$$

$$AF = AO - FO = r (1 - \cos \omega)$$

$$(2) \quad x = r \cdot \text{tg } \alpha (1 - \cos \omega)$$

En éliminant ϖ , entre les équations 1 et 2, nous aurons l'équation du développement de l'ellipse

$$x = r \cdot \text{tg } \alpha \left(1 - \cos \text{arc } \frac{y}{r} \right)$$

D'un autre côté, comme $CD = c$, nous avons

$$\text{tg } \alpha = \frac{c}{2r}$$

L'équation de la courbe devient

$$x = \frac{c}{2} \left(1 - \cos \text{arc } \frac{y}{r} \right)$$

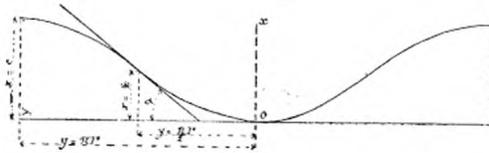
On peut alors construire la courbe pour

$$y = 0 \quad x = 0$$

$$y = \frac{\pi}{2} r \quad x = \frac{c}{2}$$

$$y = \pm \pi r \quad x = c$$

Fig 2



Pour trouver le coefficient angulaire des tangentes, nous avons

$$dx = \frac{c}{2} \sin \operatorname{arc} \frac{y}{r} \frac{dy}{r}$$

$$\frac{dy}{dx} = \frac{2r}{c \sin \operatorname{arc} \frac{y}{r}}$$

Nous aurons pour

$$y = 0 \quad \frac{dy}{dx} = \infty$$

La tangente est l'axe des y .

$$y = \frac{\pi}{2} \frac{dy}{dx} = \frac{2r}{c} = \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha}$$

La tangente fait, avec l'axe des y , un angle égal à α ; il y a inflexion en ce point.

Pour $y = \pi r$, on a $\frac{dy}{dx} = \infty$. Les tangentes sont parallèles à l'axe des y .

Ayant tracé ainsi le développement de l'ellipse moyenne du piston aaa (fig. 1, pl.13-14), on pourra tracer aussi le développement de ses arêtes extérieures, sur lesquelles roulent les grandes bases des galets. Pour cela, traçons de part et d'autre de la courbe aaa , deux autres courbes bbb et ccc , qui lui soient identiques, ayant mêmes ordonnées, et dont les abscisses en diffèrent d'une quantité constante d un peu plus grande que le rayon R de la grande base des galets tronconiques.

Cherchons les enveloppes du côté de l'ellipse développée des cercles de rayon R ,

ayant leurs centres sur ces courbes. Nous obtenons ainsi deux nouvelles courbes, *ddd* et *eee*, qui limitent le développement de la partie extérieure du piston. Les galets rouleront sur des surfaces s'appuyant sur ces deux courbes quand elles seront enroulées sur le piston.

Comme nous le verrons par la suite, en traçant les orifices d'aspiration et de refoulement, la surface extérieure du piston, ainsi limitée, obturerait en partie l'orifice d'aspiration pendant la plus grande partie de la course; pour obvier à cet inconvénient, on pratique deux échancrures suivant les courbes *mmm* et *nnn*. Quand ces portions échancrées viennent en présence des galets, ceux-ci ne portent plus sur la surface de roulement par une génératrice entière, mais seulement par la partie des génératrices proche de la petite base; nous verrons du reste que cela a peu d'inconvénient, car, à ce moment-là, le piston travaille peu ou pas.

Pour tracer pratiquement le modèle servant à la fonte du piston, on trace, sur un cylindre, l'ellipse moyenne, et on fait tourner ce cylindre en faisant en sorte que cette courbe passe toujours devant un index fixe: deux fraises ayant les dimensions des galets, placées de part et d'autre de l'index, entailleront les chemins de roulement des galets. On pratique ensuite les échancrures dont nous avons parlé.

Pour tracer le développement des orifices d'aspiration et de refoulement sur la surface interne du cylindre, on se donne l'angle ω_1 , duquel, à partir du point mort, le piston doit tourner sans produire de travail, c'est-à-dire pendant lequel les orifices d'aspiration et de refoulement doivent communiquer.

On porte sur le développement de la surface extérieure du piston (fig. 1, pl. 13-14), à partir du développement du sommet de l'ellipse, une ordonnée

$$y = AB = r \operatorname{arc} \frac{\omega}{2}$$

donnant la position de la génératrice BC du cylindre sur laquelle doivent se trouver les galets lorsque le piston commence à séparer les deux orifices. On trace ensuite, à droite et à gauche, les développements des orifices, en leur faisant suivre, autant que possible, le contour de la surface extérieure du piston, ainsi qu'il est indiqué sur le dessin.

La portion de course, pendant laquelle le piston ne travaille pas, est donnée par l'équation

$$x = \frac{c}{2} \left(1 - \cos \frac{\omega_1}{2} \right)$$

Le rapport de cette portion à la course entière est

$$\frac{x}{c} = \frac{1}{2} \left(1 - \cos \frac{\omega_1}{2} \right)$$

Dans les petites pompes où le rapport de la course au diamètre est de 7 à 10, M. de Montrichard prend $\omega_1 = 80^\circ$; il a donc

$$\frac{x}{c} = \frac{1}{2} (1 - \cos 40^\circ) = 0,117.$$

Dans les grosses pompes, actionnées par courroies, où la course est au diamètre dans le rapport de 5 à 10, il prend $\omega_1 = 90^\circ$; il a alors

$$\frac{x}{c} = \frac{1}{2} (1 - \cos 45^\circ) = 0,147.$$

En examinant le développement de la partie extérieure du piston et des orifices du cylindre, on voit que, comme nous le disions, les portions de course, pendant lesquelles le piston ne travaille pas, correspondent bien aux échancrures ménagées pour l'aspiration.

Comme le piston est animé d'un mouvement de rotation uniforme, nous pouvons calculer à chaque instant sa vitesse V de translation; en effet, nous aurons

$$V = dx = \frac{c}{2} \sin \text{arc } \frac{y}{r} \times \frac{dy}{r} = \frac{c}{2} \sin \omega \frac{dy}{r}$$

Si n est nombre de tours que fait le piston par seconde, nous aurons

$$dy = 2 \pi r n$$

d'où

$$V = \frac{c}{2} \sin \omega \cdot 2 \pi n = \pi n c \sin \omega$$

Pour $\omega = 0$.	$V = 0$
Pour $\omega = 90^\circ$	$V = \pi n c$ maximum.
Pour $\omega = 180^\circ$	$V = 0$.

Comme le piston va et vient pendant une rotation, c'est-à-dire accomplit deux fois sa course, sa vitesse moyenne est $2cn$.

Le rapport de la vitesse maximum à la vitesse moyenne est donc $\frac{\pi}{2} = 1,57$.

Quand on aura à commander une pompe à piston captant par une courroie, le travail étant à chaque instant proportionnel à la vitesse du piston, on devra calculer cette courroie non pour le travail moyen T_m , mais bien pour un travail $1,57 T_m$.

Lorsque le piston est aux points morts, nous avons vu que l'admission et l'échappement communiquaient; si, à ce moment-là, la vitesse de l'eau dans la conduite de refoulement est assez grande, l'aspiration se fera encore (voir l'article sur la pompe monoclapet). Ceci explique le rendement en volume de 110 p. % constaté, dans certaines expériences, sur les pompes à piston captant.

Tant que la rotation du piston a lieu dans le même sens, l'aspiration se fait toujours par une même tubulure, et le refoulement par l'autre. En changeant le sens de rotation, on renverse le courant.

La poulie de commande d'une pompe à piston captant doit avoir un assez grand diamètre, car elle doit être légère, puisqu'elle est animée d'un mouvement de translation, et qu'en même temps elle doit jouer le rôle d'un volant.

Le graissage des galets est continu; la fig. 1, pl. 15-16, montre la disposition prise à cet effet.

Comme la vitesse de la colonne de refoulement varie à chaque instant, il est de toute nécessité d'avoir recours à un réservoir d'air. Pour renouveler l'air de ce dernier, on pratique dans le tuyau d'aspiration un petit orifice laissant pénétrer de l'air; on règle cet orifice au moyen d'un robinet.

Ce robinet permet du reste de faire varier le débit de la pompe en lui conservant une vitesse constante; on l'ouvre à cet effet plus ou moins, et la pompe agit sur un mélange d'air et d'eau. Le travail moteur, dans ce cas, varie à peu près proportionnellement à la quantité d'eau élevée.

Dans une pompe à grand débit, il y a intérêt à augmenter le diamètre et non la course, car, premièrement, on diminue la grandeur du balancement, et, deuxièmement, les fuites à la circonférence du piston sont, si d est le diamètre et c la course proportionnelle à dc , tandis que le volume débité est proportionnel à d^2c .

Les pompes à piston captant peuvent être commandées, soit à la main, soit par courroie, soit encore directement par un moteur à vapeur spécial.

M. de Montrichard expose aussi une petite pompe commandée par un moulin à vent, dont les ailes sont fixées sur la tige du piston. Le moulin à vent s'accommode très bien du mouvement de va-et-vient.

Dans le cas où la pompe est destinée à mettre en circulation des liquides qui attaquent le fer, ou qui seraient de nature à détériorer les galets, ceux-ci sont placés à l'extérieur du corps de pompe. Ils sont mobiles avec l'arbre et l'entraînent en roulant sur des rampes fixes placées de part et d'autre du corps de pompe.

Le piston se compose d'un cylindre creusé de deux cavités symétriques par rapport à son point central.

Pendant la première moitié de la rotation, une de ces cavités met en relation l'un des côtés du corps de pompe, avec l'aspiration, pendant que l'autre cavité fait communiquer le côté opposé avec le refoulement. Le contraire a lieu pendant la seconde moitié de la rotation, c'est-à-dire pendant la course en sens inverse.

La fig. 4, pl. 15-16, représente une pompe à piston captant, à galets externes, qui fonctionne à bras dans les mines de Mancias, pour élever des eaux bourbeuses; elle est munie de deux volants et est manœuvrée par quatre hommes.

Les pompes à galets externes peuvent être construites de deux manières :

1° Les deux capacités longitudinales du piston sont séparées par une cloison étroite ; dans ce cas, deux points morts, les orifices d'aspiration et de refoulement communiquent, les conditions de fonctionnement sont les mêmes que celles des pompes à galets internes que nous avons étudiées.

2° Les deux capacités longitudinales sont séparées par une cloison ayant la largeur des orifices d'aspiration et de refoulement ; dans ce cas, la circulation est interrompue aux points morts.

La vitesse de la pompe doit naturellement, dans ce dernier cas, être moindre, et le réservoir d'eau plus grand que dans le premier cas.

Ces pompes à galets externes jouissent naturellement, comme celles à galets internes, de la propriété de changer de sens de courant, quand on change le sens de la rotation.

Il est à remarquer que ces pompes, n'ayant ni clapets, ni garnitures de piston, sont faciles à nettoyer, ce qui est un grand avantage pour leur emploi dans les brasseries et les distilleries, où il faut, avant tout, éviter de mettre en contact les liquides avec d'anciens résidus putrescibles.

La pompe à piston captant peut être commandée directement par un moteur à vapeur approprié, dans lequel le piston est distributeur de vapeur (fig. 5 pl. 15-16).

Dans ce cas, le moteur produit le mouvement de va-et-vient des pistons, et la pompe leur imprime un mouvement de rotation. La conduite d'arrivée de vapeur aboutit à un orifice pratiqué dans les parois du cylindre ; ce dernier est limité par deux portions de génératrices de ce cylindre et par deux arcs de cercle dont la longueur dépend du degré d'admission. L'échappement se produit par un orifice analogue, mais la longueur des arcs de cercle est telle qu'il a lieu pendant la course entière, c'est-à-dire pendant la moitié d'une rotation de pistons. Le piston est un cylindre alésé d'une assez grande longueur, partagé en deux parties par une cloison. Chacune de ces parties du cylindre porte une petite conduite la faisant communiquer alternativement avec l'admission et l'échappement.

Le cylindre est agencé de façon à ce qu'il y ait le moins d'espaces morts possible. Ces derniers sont, pour ainsi dire, réduits aux petites conduites dont nous venons de parler ; ils sont donc beaucoup moins grands que dans une machine à tiroir.

Le piston, grâce à sa grande longueur, sépare bien les deux extrémités du cylindre. On peut du reste, si on emploie de la vapeur à haute tension, rapporter des segments ou y creuser des cannelures.

Quand la pompe a une certaine hauteur d'aspiration, on peut faire communiquer l'échappement du moteur avec la partie supérieure de la conduite d'aspiration ; on remplace ainsi la pompe à air et on obtient un degré de vide correspondant à la hauteur d'aspiration.

La pompe d'alimentation du générateur de vapeur peut être placée sur le

couvercle de la pompe et l'arbre commun du moteur et de la pompe en former le piston.

Des types de ces pompes, actionnées directement par moteur à vapeur, sont exposés dans la classe 52 et dans son annexe des bords de la Seine, ainsi que dans la section belge, au Palais des Machines, à l'installation de la maison Halot et C^{ie} de Bruxelles.

Des expériences sur une pompe à piston captant, de 0^m,125 de diamètre, actionnée par courroie, ont été faites au Conservatoire des Arts et Métiers. Les résultats ont été les suivants :

1^o La pompe, fonctionnant par aspiration à 6^m,10 de hauteur, à une allure de 62 à 86 tours, avec un débit de 1^l,33 à 1^l,40 par seconde, a donné un rendement de 44,25 à 91 %, soit en moyenne de 64,32 %.

2^o Le même appareil, animé d'une vitesse de 63 à 72 tours par minute, aspirant l'eau à 6^m,10, et la refoulant ensuite à 3^m,25 de hauteur, à raison de 1^l,33 à 1^l,49 par seconde, a donné un rendement de 61,25 à 85 %, soit une moyenne générale de 72,13 %.

Le rendement en volume était de 80 %.

Dans d'autres expériences, avec une pompe à main et une élévation d'eau de 4^m,00 de hauteur, le rendement en volume a été de 110 %. Nous avons du reste donné l'explication de ce phénomène.

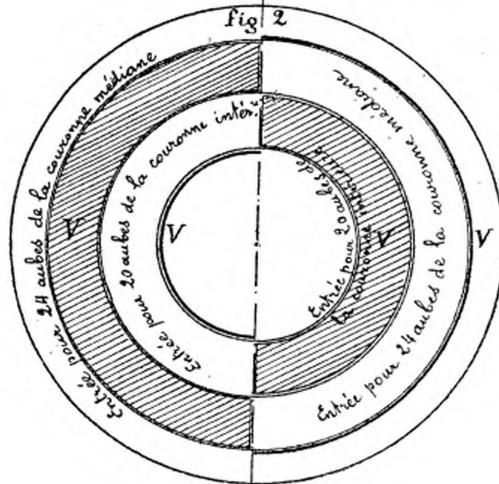
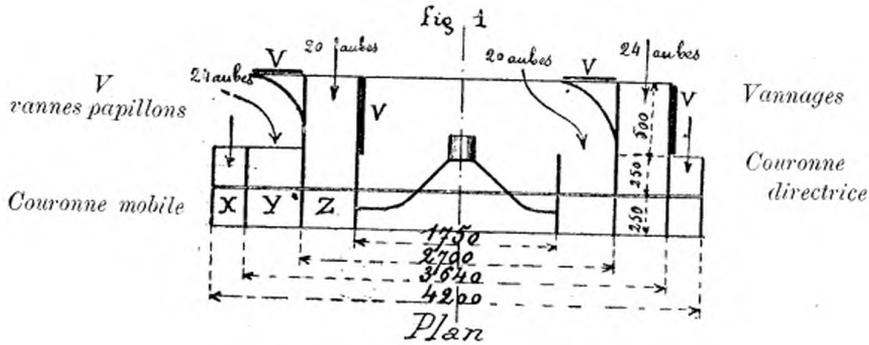
TURBINES ET POMPES POUR L'ÉLÉVATION D'EAU de la ville de Genève.

La maison Escher Wyss et C^{ie}, de Zurich, expose dans la section suisse (Palais des Machines) un modèle des turbines et des pompes exécutées par elle, pour l'alimentation de la ville de Genève en eau motrice et en eau potable.

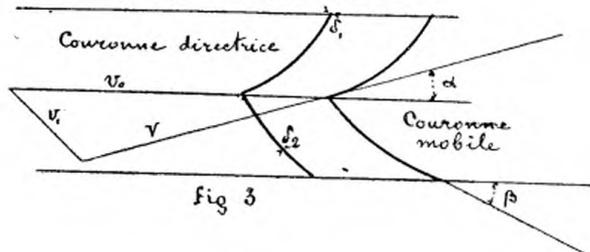
La turbine est du système Jonval, de 4^m,20 de diamètre extérieur; son débit est : en basses eaux, de 6 mètres cubes sous une chute de 3^m,70, et en hautes eaux, de 13^m³,30 sous une chute de 1^m,68; ce qui donne, en tout temps, 300 chevaux. La force effective de la turbine est donc de 210 chevaux, en admettant un rendement de 70 pour cent.

La roue directrice et la roue mobile sont formées chacune de trois couronnes concentriques, x, y, z dont les diamètres moyens sont respectivement de 3^m,92, 2^m,975 et 2^m,225. Cette disposition donne une grande rigidité à la turbine,

Coupe transversale



Tracé des Aubes



mais elle empêche l'arasement des orifices; aussi a-t-on, dans les calculs admis pour la vitesse de sortie de l'eau des aubes directrices, la faible valeur $v = 0,65 \sqrt{2gh}$.

La couronne extérieure, qui a une largeur de 0^m,285, est toujours ouverte; elle correspond au débit en basses eaux. Au-dessus de la roue directrice, et faisant corps avec elle, est disposé le vannage des deux couronnes extérieures. L'admission se fait pour la moitié d'une couronne par le dessus: une vanne-papillon horizontale permet de fermer plus ou moins cette partie de la turbine; pour l'autre moitié, l'admission se fait latéralement, et la vanne-papillon est verticale.

Les vannes sont commandées par l'intermédiaire de roues dentées, au moyen de manivelles et de volants A, car on a renoncé à toute régularisation automatique. Le nombre de tours par minute de la turbine est en basses eaux de 27, et de 24 en hautes eaux, soit en moyenne de 26.

Le tableau suivant donne la valeur des principaux éléments de cette turbine.

Désignation des couronnes.	Nombre des aub. communs aux 2 roues	Longueur des divisions sur les cylindres moyens	Section totale d'évacuation	Angles		Épaisseur des aubes roue	
				α	β	directrice	motrice
Extérieure <i>x</i>	52	237 ^m / _m	1 ^m 2,092	25°18'	22°20'	18 ^m / _m	15 ^m / _m
Moyenne <i>y</i>	48	206,23	1 ^m 2,426	25°30'	24°20'	16 ^m / _m	18 ^m / _m
Intérieure <i>z</i>	40	173,5	1 ^m 2,080	27°40'	27°40'	14 ^m / _m	28 ^m / _m
Total.			3 ^m 2 598				

La turbine commande directement deux pompes placées en chevron, envoyant l'eau refoulée dans un réservoir d'air commun, et de là aux réseaux de distribution de la ville. Ces pompes sont du système Girard, avec soupapes à ressorts mais ces ressorts sont à boudins au lieu d'être à lames, comme ceux employés d'ordinaire en France. Les pompes aspirent l'eau dans un puisard en communication avec l'amont.

La ville de Genève a deux réseaux d'eau, l'un à haute pression, 15 kilogrammes par centimètre carré, l'autre à basse pression, 5 kilogrammes; tous deux fournissent de l'eau motrice et de l'eau potable.

Actuellement, huit groupes de turbines et de pompes fonctionnent à l'usine hydraulique de Genève. Les bâtiments de cette dernière sont disposés pour recevoir douze nouveaux groupes, que l'on placera au fur et à mesure des besoins du service, qui prend de plus en plus d'extension.

Les industriels de Genève emploient, pour utiliser l'eau motrice qui leur est fournie par l'usine hydraulique, soit des turbines à axe horizontal de divers systèmes, soit des machines à colonne d'eau, notamment du système Schmidt, à cylindre oscillant.

On n'a pas encore fait d'expériences relatives au rendement des turbines et des pompes, mais il y a tout lieu de croire que le rendement de 70 %, garanti par la maison Escher Wyss et Cie, sera atteint et même dépassé. (*)

POMPE MONOCLAPET DE MM. PRUDON & DUBOST

(ANNEXE DE LA CLASSE 52. — QUAI.)

Cette pompe, d'une grande simplicité, se compose d'un cylindre dans lequel se meut un piston creux, portant un clapet qui s'applique sur un orifice ayant une section égale à celle du tuyau. A cet effet, comme l'indiquent les figures ci-dessous, le tuyau est renflé à l'endroit où agit le piston, ce qui donne à la colonne liquide une section à peu près constante et évite les remous et pertes de charge.

La tige du piston, traversant la partie inclinée du tuyau munie d'un presse-étoupe, est actionnée à l'extérieur par une manivelle, montée sur un arbre fixé au tuyau, qui porte à une de ses extrémités un volant et à l'autre la poulie motrice. Avec le tuyau est venu de fonte un patin qui sert à fixer l'ensemble contre une paroi verticale.

Au-dessous du piston est adapté un petit reniflard, dont l'orifice, réglable à volonté par l'intermédiaire d'une vis, laisse pénétrer plus ou moins d'air à l'aspiration.

Le rendement en volume de liquide élevé de cette pompe étant beaucoup plus considérable que le volume engendré par son piston, elle est, à débit égal, moins volumineuse qu'une pompe ordinaire.

La théorie complète de la pompe monoclapet a été établie par M. Krebs capitaine ingénieur des sapeurs-pompiers de Paris; nous en donnons ci-dessous un résumé.

Considérons la colonne d'eau élevée par la pompe, et supposons qu'il n'y ait pas d'air entraîné, nous pouvons l'assimiler à un cylindre solide. Cette colonne, poussée par le piston, à un moment donné avec une vitesse V et abandonnée en-

(*) Nous donnons dans ce même volume sous le titre *Travaux d'édilité*, l'installation des distributions d'eau de plusieurs villes, entre autre de la ville de Genève. Nous renvoyons les lecteurs à ce chapitre pour les détails complémentaires relatifs à cette turbine.

suite à elle-même, continue son ascension et possède au bout d'un temps t une vitesse :

$$v_1 = V - jt$$

j étant égal à l'accélération g due à la pesanteur dans le cas où l'on néglige les autres causes de ralentissement du mouvement. On peut du reste considérer, dans le cas où il n'y a pas d'air dans la conduite, j comme constant, quoique la perte de charge varie avec la vitesse, celle-ci est négligeable.

Examinons, d'un autre côté, la vitesse que possède le piston à chaque instant. Soient : n le nombre de tours de la manivelle par seconde, $\frac{d}{2}$ le rayon de cette manivelle ou la moitié de la course du piston, θ l'arc parcouru par la manivelle (fig. 1), sur la circonférence de rayon égal à l'unité, au bout du temps t écoulé à partir du moment où, cette manivelle étant en A , la vitesse du piston était maximum, c'est-à-dire égale à πdn (en négligeant l'obliquité de la bielle). La vitesse du piston v sera :

$$v = \pi dn \cos. arc \theta.$$

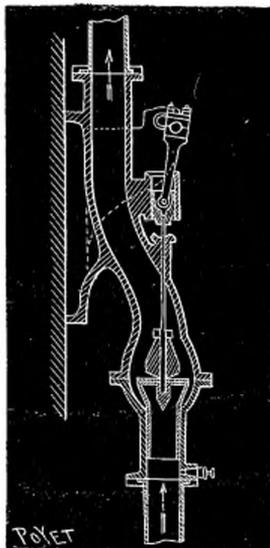
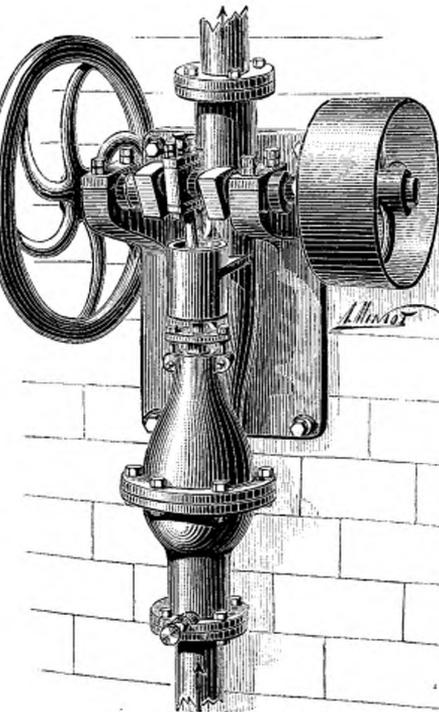
Traçons une courbe ayant pour ordonnées les vitesses du piston et pour abscisses le développement de la circonférence de rayon égal à l'unité. Cette courbe sera une sinusoïde ABCDA' (fig. 2). Les ordonnées seront pour $\theta = 0$; $y = \pi dn$,

$$\text{pour } \theta = \frac{\pi}{2} \quad y = 0,$$

$$\text{pour } \theta = \pi \quad y = -\pi dn,$$

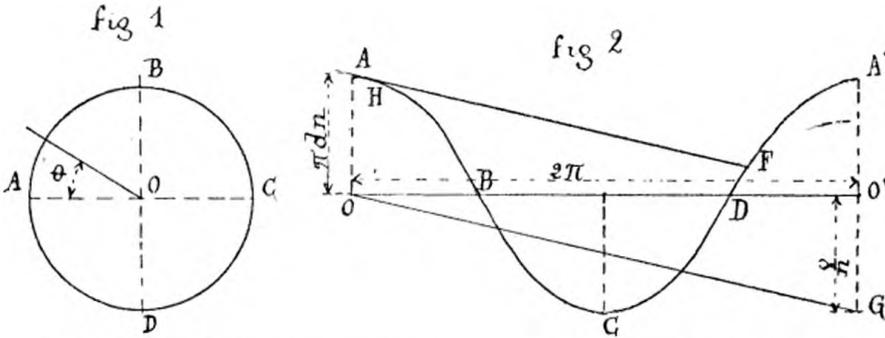
$$\text{pour } \theta = \frac{3\pi}{2} \quad y = 0$$

$$\text{pour } \theta = 2\pi \quad y = \pi dn.$$



Nous n'avons besoin de considérer qu'une circonférence entière; le mouve-

ment de la manivelle étant uniforme, les mêmes faits se reproduisent de la même façon au tour suivant.



Comme nous l'avons vu, la vitesse de la colonne d'eau à un moment donné est :

$$v_1 = V - jt.$$

Or, comme le mouvement de la manivelle est uniforme, nous avons :

$$t = \frac{\theta}{2\pi n}$$

d'où :

$$v_1 = V - j \frac{\theta}{2\pi n}.$$

Or, examinons ce qui se passe dans la pompe : à un moment donné, le clapet étant fermé, la colonne d'eau poussée par le piston à une vitesse identique à celle de ce dernier, puis, si sa vitesse diminue moins vite, le clapet ouvre.

L'équation $y = -j \frac{\theta}{2\pi n}$, puisque nous avons admis j constant, représente une droite OG. Menons une tangente HF à la sinusoïde parallèle à OG.

Nous pouvons maintenant examiner ce qui se passe pendant que la manivelle décrit une circonférence.

Quand le bouton est en A, le clapet est fermé, la colonne d'eau et le piston possèdent leur vitesse maximum commune qui est πdn ; puis la manivelle continuant à tourner, les vitesses diminuent, et en H elles sont égales, le clapet ouvre (si nous négligeons son poids et sa résistance à ouvrir) à partir de ce moment, car la vitesse de la colonne d'eau l'emporte. Quand le bouton arrive en F le clapet ferme de nouveau, car alors la vitesse du piston l'emporte.

L'ascension de la colonne d'eau a donc deux phases : l'une pendant laquelle cette colonne est poussée par le piston, l'autre durant laquelle elle traverse ce piston.

La différence des ordonnées de la droite et de la courbe représente à chaque instant la vitesse avec laquelle l'eau traverse le piston. La surface HBCDF est donc proportionnelle au débit de la pompe par coup de piston ou tour de manivelle.

Le volume engendré par seconde par le piston est dns , si s est sa surface. Arrangeons-nous, pour conserver ce volume constant et faisons varier n , en nous reportant aux courbes, nous voyons que la sinusoïde ne change pas, mais que la droite OG se rapproche d'autant plus de l'axe des abscisses que n augmente, et dans ce cas nous voyons que la surface HBCDF augmente, nous voyons donc qu'un grand nombre de tours donné à la manivelle est avantageux, car le volume débité par coup de piston croît. Si au contraire n diminue, l'angle O'OG augmente et il peut arriver alors que la tangente menée parallèlement à OG, ne vienne plus couper la courbe; dans ce cas, le clapet n'ouvrant pas la pompe ne débitera pas d'eau.

On est obligé, pour diminuer les coups de bélier et les chocs, d'aspirer un peu d'air en même temps que l'eau, ce qui fait changer les phénomènes analysés ci-dessus. Dans ce cas, la colonne n'étant plus incompressible, elle n'est pas soulevée tout d'un bloc par le piston, il s'y produit des oscillations. La vitesse de cette dernière abandonnée par le piston peut toujours se mettre sous la forme

$$v_t = V - jt$$

mais, dans ce cas, j ne peut plus être considéré comme constant, il varie avec t , la droite HF devient alors une courbe.

La hauteur d'aspiration, de la pompe est limitée par le fait que l'eau aspirée doit pouvoir suivre le piston quand ce dernier a sa vitesse maximum πdn .

Si H est la hauteur d'eau répondant à la pression atmosphérique et h la hauteur d'aspiration on doit avoir :

$$\sqrt{2g(H-h)} > \pi dn$$

La hauteur admissible pour l'aspiration est encore diminuée par le frottement et par le fait de l'air introduit sous le piston.

Le tableau ci-dessous donne les résultats d'expériences faites sur une pompe monoclapet.

Nombre de tours par minute	Travail transmis à la poulie Q	Hauteur à laquelle l'eau est élevée H.	Débit en litres par seconde p'	Travail recueilli Q' = P'h.	Rendement mécanique $\frac{Q'}{Q}$.
	kgm.			kgm.	
302	67,0	15,20	3,46	51,2	0,765
305	63,4	»	3,17	48,3	0,761
349	75,0	»	3,84	58,1	0,775
362	76,5	»	3,94	59,9	0,780
352	71,0	»	3,94	59,9	0,840
417	86,5	»	4,75	72,1	0,835
360	72,8	»	4,00	60,7	0,835
289	103,3	31,00	2,99	92,9	0,900
295	105,5	»	2,95	92,6	0,883
324	115,5	»	3,32	103,0	0,895
278	95,5	»	2,91	90,5	0,945
286	98,0	»	2,91	90,5	0,923
321	111,5	»	3,35	104,0	0,932
319	110,5	»	3,24	100,5	0,91
301	107,5	»	3,13	97,0	0,905
301	107,5	»	3,00	93,3	0,865
322	116,0	»	3,25	100,8	0,870
299	107,0	»	3,25	100,8	0,940
308	111,0	»	3,35	104,0	0,945
305	107,5	»	3,17	98,5	0,915
308	107,0	»	3,26	101,0	0,945
306	106	»	3,11	96,5	0,910

On voit que le rendement moyen, pour une hauteur de refoulement de 31 m., a été de 92 % environ, tandis qu'à 15 mètres il n'était que de 80 %.

Le travail transmis à la poulie était mesuré à chaque instant par le dynamomètre Denis Farcot, qui permet de mesurer la différence de tension des deux brins de la courroie. Ajoutons que le faible poids des pièces en mouvement dans ce système permet de leur donner de très grandes vitesses sans aucun danger, ce qui ressort des expériences faites par MM. Jouvot et Dumas, ingénieurs, sur une de ces pompes dans les ateliers de la Compagnie lyonnaise.

POMPE A DÉBIT VARIABLE

Système Ph. Rousseau et F. Baland.

(Pl. 13-14)

Cette pompe peut rendre des services dans beaucoup d'industries où l'on est obligé de faire varier souvent le volume du liquide élevé, par exemple dans les sucreries pour l'alimentation des appareils à triple effet.

Comme le travail qu'elle exige varie proportionnellement à son débit, elle peut être employée avec succès pour une élévation d'eau par moteur hydraulique, dans le cas où le débit de l'eau motrice varie considérablement. On peut alors mettre en relation l'appareil qui sert à faire varier le débit de la pompe avec le régulateur commandant le vannage du moteur.

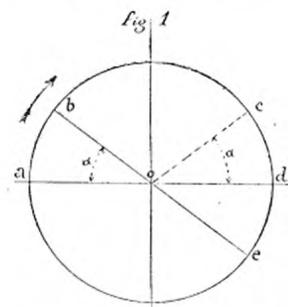
La pompe est constituée par un corps I, dans lequel se meuvent deux pistons à simple effet P et P', ayant même course et même section. Le calage de la manivelle commandant le piston P est fixe, le calage de l'autre peut varier. Le corps de pompe communique avec la conduite de refoulement et celle d'aspiration par l'intermédiaire d'orifices munis de clapets.

Un levier F, que l'on peut déplacer horizontalement de droite à gauche, commande une bague G qui fait varier le calage de l'excentrique E' du piston P'. A cet effet, sur l'arbre moteur est montée une douille en bronze H', filetée, que fait tourner en se déplaçant la bague G. Cette douille entraîne avec elle l'excentrique, dont le calage varie suivant la position de G. Le filetage est exécuté de manière à permettre, pour le déplacement du levier F de droite à gauche, une rotation complète de l'excentrique.

Le levier F peut être commandé soit à la main, soit automatiquement.

Examinons ce qui se passe quand on déplace le levier F, c'est-à-dire quand on fait varier l'angle des manivelles des deux pistons.

Soit r , le rayon de ces manivelles, s la surface de la section des pistons, $aob = \alpha$,



l'angle des deux manivelles pour une position donnée du levier F, et négligeons l'influence de l'obliquité des bielles.

Le piston B, pendant que le bouton de sa manivelle se déplace de a en d , dans le sens de la flèche, aspire un volume d'eau, $2rs$. Pendant ce temps, le bouton de la manivelle du piston P' s'est déplacé d'abord de b en d , puis de d en e . Durant le déplacement de b en d , le piston P' aspire une quantité d'eau $r(1 + \cos \alpha)s$; mais, pendant le déplacement de d en e , il en refoule un

volume $r(1 - \cos \alpha)s$. La quantité totale d'eau aspirée par les deux pistons sera donc :

$$D = 2rs + r(1 + \cos \alpha)s - r(1 - \cos \alpha)s = 2rs(1 + \cos \alpha)$$

D représente aussi la quantité d'eau refoulée pendant que le bouton de la manivelle du piston P décrit l'arc dea ; (fig. 1) c'est donc le débit de la pompe par tour de l'arbre moteur.

Voyons maintenant comment varie le débit de la pompe quand on déplace le levier F, c'est-à-dire que l'on fait varier l'angle α des deux manivelles.

pour $\alpha = 0$	on a	$D = 4 rs$
pour $\alpha = 90^\circ$	»	$D = 2 rs$
pour $\alpha = 180^\circ$	»	$D = 0$

Nous voyons donc que le débit de la pompe varie de 0 à $4 rs$, et peut, suivant la valeur de α , passer par toutes les valeurs intermédiaires.

Il est intéressant de se rendre compte du moment où les clapets s'ouvrent et ferment suivant les variations de l'angle α (fig. 2).

Si n est le nombre de tours de l'arbre par seconde, ω l'angle parcouru par le bouton de la manivelle du piston P au bout d'un temps donné, la vitesse de ce piston à ce moment sera :

$$2 \pi r n \sin \omega$$

La vitesse de l'autre piston sera :

$$2 \pi r n \sin (\omega + \alpha)$$

Les clapets commenceront à ouvrir et à fermer au moment où les deux vitesses seront égales et de sens contraire; on devra donc avoir :

$$\sin \omega = - (\omega + \alpha)$$

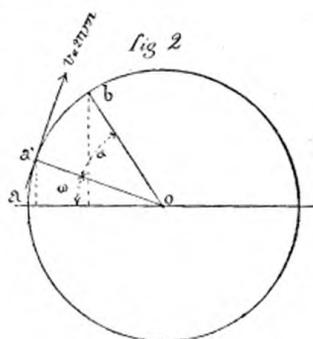
$$\operatorname{tg} \omega = - \frac{\sin \alpha}{1 + \cos \alpha}$$

$$\text{pour } \alpha = 0 \quad \text{on a } \operatorname{tg} \omega = 0 \quad \omega = 0 \text{ et } \omega = 180^\circ$$

$$\text{pour } \alpha = 90^\circ \quad \text{»} \quad \operatorname{tg} \omega = -1 \quad \omega = 135^\circ \text{ et } \omega = 315^\circ$$

$$\text{pour } \alpha = 180^\circ \quad \text{»} \quad \operatorname{tg} \omega = \frac{0}{0} \text{ c'est-à-dire indétermination.}$$

Nous savons du reste qu'alors la pompe ne débite rien.



MOTEUR A EAU DE LA MAISON ESCHER WYSS & C^{ie} de Zurich.

(Pl. 17, 18, 19, 20)

Dans la section suisse (Palais des Machines), la maison Escher Wyss et C^{ie} expose deux de ces moteurs, dont l'emploi est très fréquent en Suisse, dans les villes possédant un réseau d'eau sous pression, notamment pour actionner directement des dynamos. Comme les turbines, ils ont l'avantage sur les moteurs à colonne d'eau, d'avoir une vitesse régulière et de consommer une quantité d'eau proportionnelle au travail exécuté.

Ce genre de moteur, dont les planches 17, 18, 19, 20 donnent les diverses coupes et élévations, est constitué par une roue à cuillères ou augets, recevant l'eau par côté et l'évacuant par le dessous ; on peut donc le classer dans la catégorie des moteurs à chocs. L'eau admise par la tubulure RS, branchée sur la conduite principale de l'eau sous pression, suit la direction des flèches et vient frapper les augets, en passant par un injecteur formé d'une partie inférieure fixe V et d'une partie supérieure mobile constituée par l'un des bras de levier d'une vanne Q oscillant autour d'un axe O. Cette vanne ouvre plus ou moins l'admission, suivant que le travail demandé au moteur augmente ou diminue.

La régularisation est obtenue par l'intermédiaire d'un régulateur Porter à boules, placé au-dessus du moteur et auquel le mouvement est communiqué par une courroie et deux pignons. Ce régulateur commande, par l'intermédiaire des leviers AB, BC et CF, une broche FG qui monte et descend en même temps que ses boules. L'extrémité de cette broche porte un pointeau H, qui, suivant sa position ouvre ou ferme un orifice placé au-dessus d'un petit tuyau I.

La vanne Q est formée de deux bras de leviers, dont l'un inférieur, forme la partie mobile de l'injecteur. La poussée de l'eau entrant dans le moteur tend à l'ouvrir et à augmenter la grandeur de l'orifice d'injection, un buttoir P limite ce mouvement. Le levier supérieur est commandé par une broche MN, qui porte un piston X, dont la partie inférieure est constamment en communication avec l'eau sous pression, arrivant au moteur et dont la partie supérieure ferme une chambre L communiquant soit avec l'eau sous pression, soit avec l'atmosphère.

Le diamètre du piston X est calculé de manière que lorsque la chambre L communique avec l'eau sous pression, la poussée de l'eau sur la partie inférieure de la vanne, l'emportant, l'injecteur ouvre ; tandis que, quand la chambre L communique avec l'atmosphère, la pression sous le piston X l'emportant, la broche MN remonte et la vanne diminue l'orifice de l'injecteur.

Quand le régulateur fait baisser la broche FG et par conséquent ferme l'orifice H, la chambre L communique par l'intermédiaire des petites conduites K I et D avec l'eau sous pression arrivant au moteur et d'après ce qui précède l'injecteur ouvre ; la chambre L est au contraire en communication avec l'atmosphère quand H est ouvert, et dans ce cas l'injecteur ferme.

Le jeu de la régularisation est facile à comprendre. Si le travail demandé au moteur diminue, la vitesse de ce dernier tend à s'accélérer, les boules du régulateur montent ainsi que la broche FG, l'orifice H étant ouvert, la chambre L communique avec l'atmosphère et, l'injecteur fermant peu à peu, il pénètre moins d'eau dans le moteur.

Le contraire a lieu quand le travail demandé au moteur augmente, la vitesse de ce dernier diminue, le régulateur et la broche FG descendent, le pointeau de cette dernière fermant l'orifice H, la chambre L communique avec l'eau sous pression. La poussée de l'eau sur la partie inférieure de la vanne l'emportant, celle-ci ouvre de plus en plus l'orifice de l'injecteur.

Quand l'orifice H, placé sur le tuyau I, est ouvert, un filet d'eau venant du tuyau en sort, cette eau est amenée à l'échappement du moteur par le tuyau U. Une petite broche Y Z, dont la pointe s'engage dans le tuyau I, sert à régler, par l'intermédiaire d'un écrou, la quantité d'eau sous pression qui pénètre dans la chambre L, quand l'orifice H est fermé ou bien qui va à l'échappement quand cet orifice est ouvert.

La maison Escher Wyss construit couramment 72 modèles de ces moteurs, ayant des diamètres de roue de 200, 300 et 400 millimètres, calculés pour des chutes variant de 10 à 200 mètres de hauteur effective, faisant de 240 à 3,000 tours à la minute, et produisant un travail de 0,48 à 26 chevaux.

Le rendement de ces moteurs varie de 0,65 à 0,75 pour cent.

BÉLIERS HYDRAULIQUES DE M. DUROZOI

(Pl. 13, 14, 19, 20)

M. Durozoi, ingénieur constructeur qui s'est beaucoup occupé de la construction des béliers hydrauliques en expose quatre types dans l'annexe de la classe 52 sur la berge de la Seine, ce sont :

- 1° Bélier ordinaire ;
- 2° Bélier à double effet ;

3° Béliers pompe à diaphragme ;

4° Béliers pompe à piston différentiel.

Les deux premiers types sont destinés à utiliser la puissance d'une chute d'eau, en élevant à une certaine hauteur une partie de son eau. Le troisième type élève à une hauteur modérée une eau différente de celle de la chute. Le quatrième

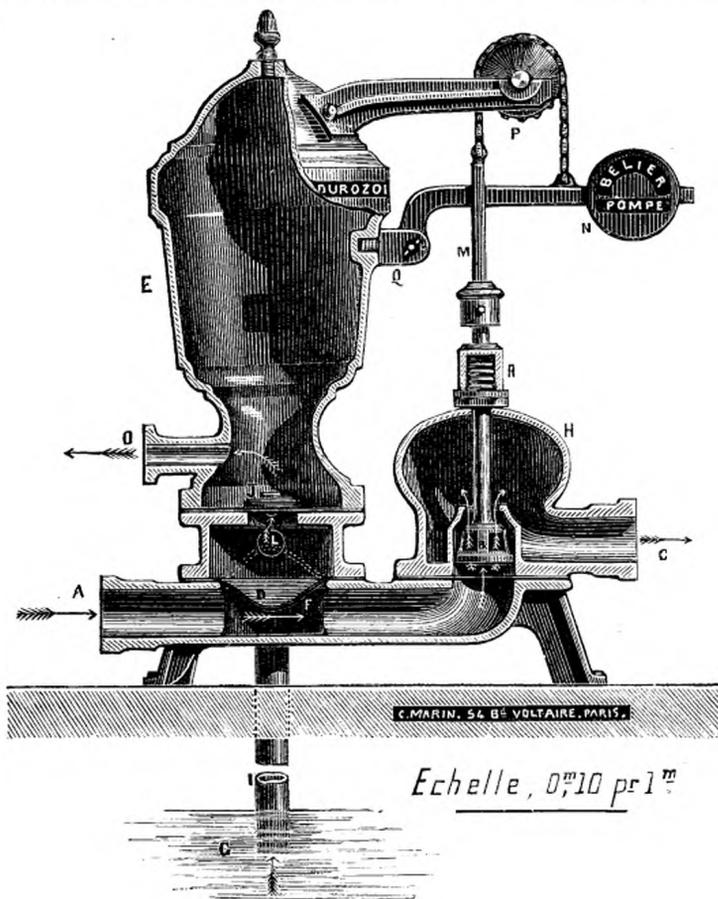


Fig. 1.

type peut indifféremment élever une partie de l'eau motrice, ou de l'eau différente, à une très grande hauteur.

Tous ces béliers fonctionnent d'après le même principe que le béliers de Montgolfier, c'est-à-dire utilisent la réaction produite par une colonne d'eau arrêtée brusquement.

Nous allons examiner successivement chacun de ces types.

1° *Béliers ordinaire.* L'eau de la chute s'écoule par la conduite AB (fig. 1).

elle passe à travers les orifices percés sur le pourtour inférieur de la soupape d'arrêt, pénètre dans la cloche C et est évacuée en B. Quand l'eau atteint la vitesse normale due à la hauteur de la chute, la pression qu'elle exerce sur la soupape augmentant celle-ci est soulevée et vient s'appliquer contre les orifices qui font communiquer la conduite avec la cloche. A ce moment la colonne liquide étant brusquement arrêtée, le coup de bélier se produit, une partie de l'eau pénètre dans le réservoir d'air R en soulevant le clapet S, la pression de l'air dans le réservoir, chasse cette eau dans la conduite de refoulement T.

Le coup de bélier s'étant produit, la colonne d'eau enfermée dans la conduite revient au repos, la soupape S ferme à cause de la pression d'air du réservoir.

La soupape d'arrêt retombe laissant le passage libre à l'eau de la chute, qui s'écoule avec une vitesse croissante. Dès que la vitesse a atteint son maximum (vitesse due à la hauteur de chute) la soupape est de nouveau soulevée, etc.

Les perfectionnements apportés par M. Durozoi à ce bélier sont les suivants :

1° Il place à l'origine de la conduite d'amenée de l'eau motrice un clapet fermant quand le coup de bélier se produit, de sorte que celui-ci est uniquement employé à produire un travail utile, en introduisant de l'eau et de l'air dans le réservoir R.

Cette disposition est du reste commune aux quatre types de béliers ;

2° L'alimentation en air du réservoir est automatique ; à cet effet sur la conduite d'eau motrice est rapportée une petite colonne D, communiquant par l'intermédiaire de soupapes, d'un côté avec le réservoir d'air, de l'autre avec un petit orifice E de prise d'air.

Quand l'eau s'écoule par la conduite AB, il se forme une dépression dans la colonne D, celle-ci se remplit d'air, car la soupape de l'orifice de prise d'air ouvre et celle placée sur la conduite allant au réservoir d'air, ferme. Quand le coup de bélier se produit, l'eau refoulée dans la colonne D, en chasse l'air qui se rend dans le réservoir R, car à ce moment la soupape placée sur la conduite allant à ce dernier, ouvre, et la soupape près de l'orifice de prise d'air, ferme.

3° La soupape d'arrêt ne laisse pas déboucher, comme dans le bélier de Montgolfier, l'eau motrice à l'air libre, mais bien dans la cloche C, d'où elle est évacuée par un tuyau B. Il résulte de cette disposition que le bélier n'a plus besoin d'être placé dans une cuvette en maçonnerie recevant l'eau, et qu'ainsi son abord est beaucoup plus facile.

Ainsi qu'il est indiqué sur la coupe *ef*, la soupape d'arrêt porte quatre ailettes qui la font tourner d'un certain angle chaque fois qu'elle est soulevée par l'eau, l'usure de sa tige se fait ainsi régulièrement.

Dans les béliers de grandes dimensions. M. Durozoi renonce à ce dispositif, il place au-dessus de la soupape à l'endroit où le choc se produit, une plaque de caoutchouc destinée à l'amortir. Ces soupapes sont équilibrées par un système de

contre poids F (voir bélier à pistons différentiels, fig. 2, pl. 13-14) afin d'offrir moins de résistance à la colonne liquide qui les soulève. Autour de la tige, est placé un ressort à boudin R qui agit lorsque la soupape est au haut de sa course pour la faire redescendre instantanément dans le cas, où par suite du choc, elle serait collée sur son siège.

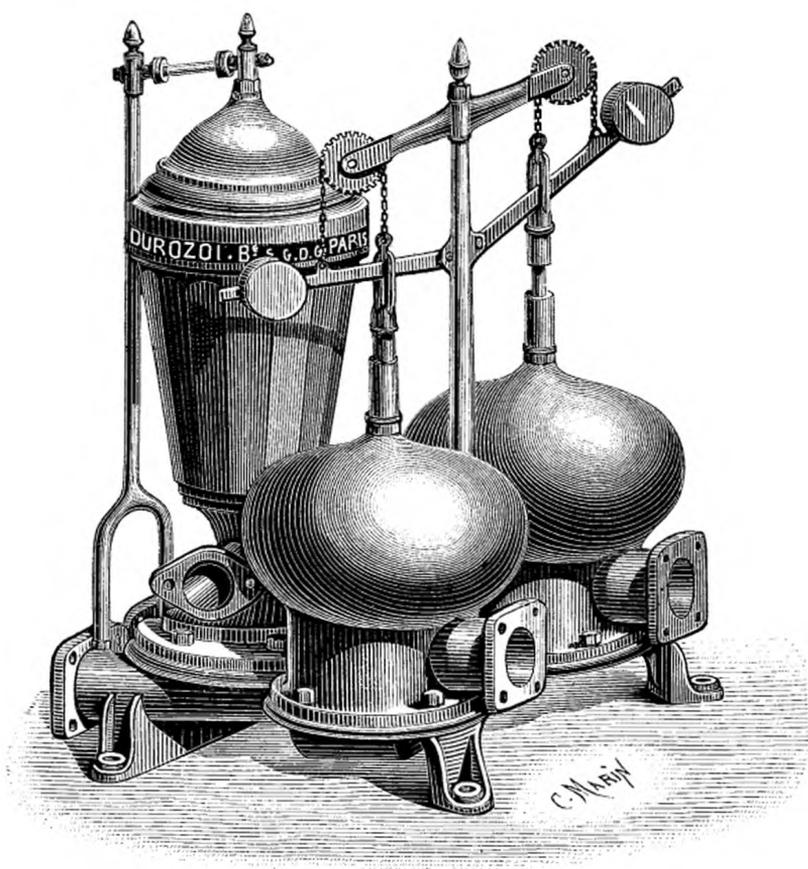


Fig. 2.

Le socle de l'appareil est formé par la conduite d'eau motrice, au-dessus viennent se boulonner le réservoir d'air et la cloche renfermant la soupape d'arrêt.

M. Durozoi donne à la conduite d'eau motrice un diamètre tel, qu'elle puisse sous la chute donnée débiter une fois et demie le volume de l'eau motrice.

Il donne le même diamètre à l'orifice faisant communiquer cette conduite avec le réservoir d'air.

La course de la soupape d'arrêt est suivant les dimensions de l'appareil de 0^m,06, 0^m,04 ou 0^m,02.

Le rendement est d'environ 65 pour cent ;

2^o *Bélier à double effet* (fig. 2). Ce bélier est en somme la réunion de deux béliers ordinaires, ayant un réservoir d'air commun, il est surtout employé dans le cas d'une très haute chute, afin d'utiliser complètement le coup de bélier, qui agit alors avec une grande force.

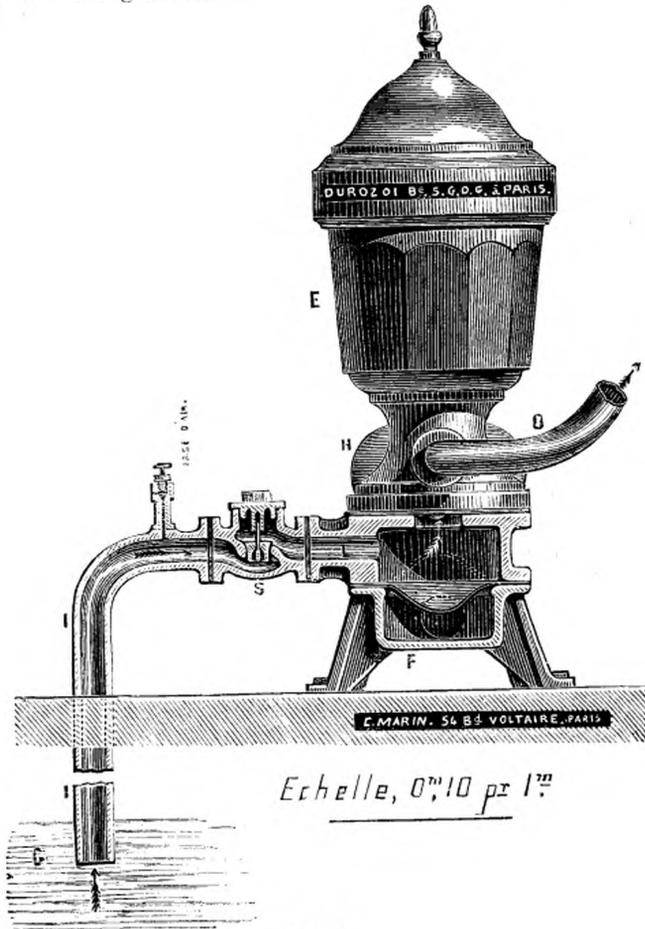


Fig. 3.

La conduite d'eau motrice porte un clapet de retenue puis se divise en deux parties *aa*, d'un diamètre légèr, communiquant chacune par l'intermédiaire d'un clapet avec le réservoir d'air. Les deux soupapes d'arrêt placées sur ces conduites sont équilibrées. Lorsque l'une ferme, le coup de bélier se produit dans la con-

duite correspondante, fait pénétrer une certaine quantité d'eau dans le réservoir d'air commun, et de plus, comme vu la hauteur de chute, le coup est très violent, il vient agir sur l'eau contenue dans l'autre conduite, augmente sa vitesse et accélère la fermeture de sa soupape d'arrêt.

M. Durozoi avait essayé de rendre par l'intermédiaire d'un levier les deux soupapes solidaires l'une de l'autre. La fermeture de l'une aurait aidé à l'ouverture de l'autre, mais ce procédé n'a pas réussi, le temps de retombée étant beaucoup plus court que le temps exigé pour que l'eau de la conduite reprenant sa vitesse normale soulève la soupape et la fasse fermer.

Le rendement de ce type de bélier est le même que celui du bélier originaire, mais il peut utiliser de plus hautes chutes.

3° *Bélier pompe à diaphragme* (fig. 3.) — Ce type de bélier est destiné à élever une eau différente de celle de la chute motrice, à une hauteur moyenne. Le principe est le même que celui du bélier ordinaire, seulement la soupape qui, dans ce dernier laisse communiquer à certains moments la conduite avec le réservoir d'air, est remplacée par un diaphragme qui joue le rôle d'un piston, en augmentant ou diminuant le volume d'une capacité à laquelle aboutit la conduite d'aspiration L, et qui communique avec le réservoir d'air par l'intermédiaire d'une soupape S.

La conduite d'aspiration et celle de refoulement sont munies de soupapes de retenue, sur la première est placé un petit orifice réglable à l'aide d'une vis, qui sert à renouveler l'air du réservoir.

Le diaphragme est en caoutchouc, d'une épaisseur en rapport avec le diamètre de la conduite, formant une espèce de poche dont la convexité est tantôt tournée sur le haut tantôt sur le bas. Deux grilles bombées formées de tôles perforées limitent son mouvement haut et bas.

4° *Bélier pompe à pistons différentiels* (pl.19-20). — Il est destiné à élever soit une partie de l'eau motrice soit de l'eau différente à une très grande hauteur. Le coup de bélier agit sur un piston S et le soulève, l'air enfermé dans la capacité H est chassé par les orifices I. Ce piston porte en prolongement un piston G de plus petit diamètre qui forme le piston à simple effet d'une pompe à simple effet dont le corps I, communique avec l'aspiration et le refoulement par l'intermédiaire de soupapes.

Quand le coup de bélier a agi il se produit une dépression dans la conduite de l'eau motrice, les pistons redescendent et l'aspiration se produit, l'air qui pénètre par les orifices I dans la capacité H vient accélérer le mouvement.

Deux volants N' actionnant des vis servent à vider le réservoir d'air quand on veut arrêter le fonctionnement de l'appareil.

La conduite de refoulement et celle d'aspiration portent chacune une soupape de retenue, l'appareil peut donc être arrêté pendant un certain temps, sans que

la conduite d'aspiration se vide et sans que l'air du réservoir se dissolve dans l'eau.

Dans les grands appareils, M. Durozoi fait communiquer par un petit tuyau muni d'un robinet d'arrêt, la conduite de refoulement et celle d'aspiration, au moment de la mise en marche, on ouvre un instant le robinet et l'appareil peut fonctionner immédiatement.

L'alimentation en air du réservoir se fait de la même manière que pour le bélier pompe à diaphragme, au moyen d'un orifice de prise d'air O placé sur la conduite d'aspiration.

Un bélier de ce modèle fonctionne à la ferme Saint-Charles près Longwy. La chute motrice est de 1 mètre et son débit de 1,000 litres à la minute, l'appareil élève 5 litres d'eau à la minute à une hauteur de 125 mètres, le rendement est donc de $\frac{5 \times 125}{1 \times 1000} = 0,625$. Ce rendement est très élevé si l'on considère que la distance horizontale qui sépare le bélier du réservoir qu'il alimente est de 1,500 m.

M. Durozoi donne au gros piston le même diamètre qu'à la conduite d'eau motrice, jusqu'à présent il est obligé d'opérer par tâtonnements pour trouver le diamètre du petit piston, et la course commune.

RÉGULATEUR DE VITESSE DE M. RIETER DE WINTERTHUR

(SECTION SUISSE — PALAIS DES MACHINES).

Ce régulateur, qui s'adapte principalement aux grands moteurs hydrauliques, est représenté ci-dessous.

C'est la transmission principale commandée par la turbine, qui ouvre ou ferme le vannage, et cela avec une vitesse variable. Un arbre intermédiaire A, actionné par l'arbre de la transmission principale, fait de 80 à 100 tours à la minute, et actionne au moyen des poulies *b* et *c* et d'une paire d'engrenages coniques l'arbre D, sur lequel est monté le régulateur à boules. L'arbre A porte en outre une poulie cône *d* qui transmet le mouvement à une autre poulie cône *n*, folle sur l'arbre B, avec laquelle est venue de fonte une large poulie *e*, sur laquelle peut glisser une courroie. Cette dernière peut passer, soit sur la poulie *h* fixée à l'arbre *c*, soit sur la poulie folle *g*, soit sur la poulie *f*, montée sur l'arbre *c*, et à laquelle est fixé l'engrenage conique F. On voit donc que l'arbre *c*, suivant la

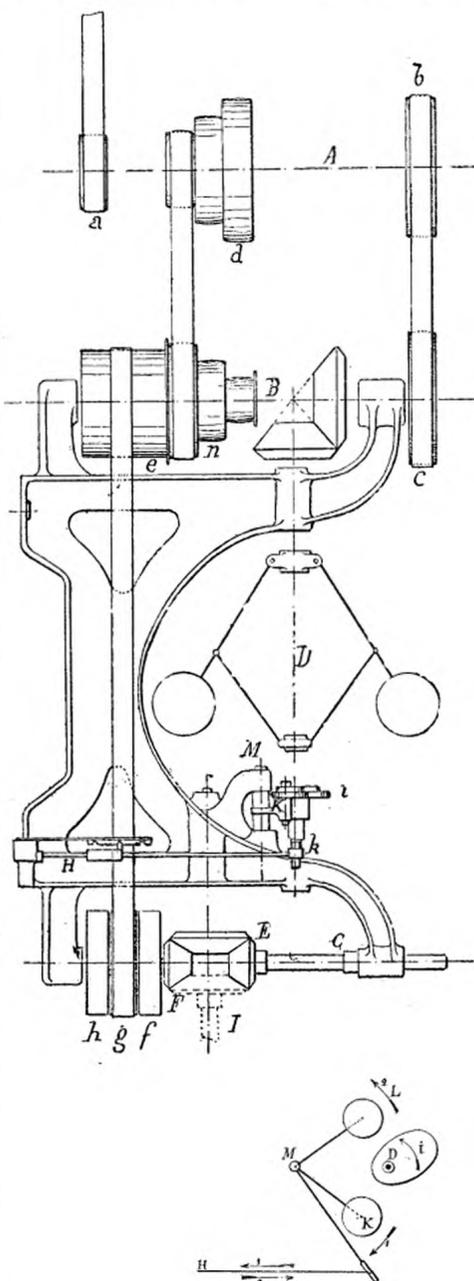
position de la courroie, tournera dans un sens, restera immobile, ou tournera en sens contraire.

Le vannage du moteur hydraulique étant commandé, soit par l'arbre *c*, soit par un arbre intermédiaire *I*, représenté en pointillé, ouvrira ou fermera, suivant le sens de rotation de *c*, c'est-à-dire suivant la position de la courroie.

Le déplacement de cette dernière est obtenu au moyen du régulateur à boules par l'intermédiaire d'une tringle *H*. A cet effet, au bâti est fixé un petit arbre auxiliaire *M*, portant trois leviers (fig. 2, pl. *u*), l'un *MP* commandant la tringle; les deux autres *ML* et *MK* placés à des hauteurs différentes, portent à leurs extrémités des galets *K* et *L*.

Le régulateur porte une came ou un doigt *i*, qui tourne, monte et descend avec lui.

Supposons que le levier *MK* soit le plus haut, et que la vitesse du moteur augmente, le régulateur tournant dans le sens de la flèche, les boules s'écartent, la came *i* montera et viendra buter contre le galet *K*; le levier *MK*, et par conséquent la tringle seront déplacés, la courroie passera sur la poulie *h*, la transmission fera fermer le vannage. Si, au contraire, la vitesse du moteur est plus faible que la vitesse du régime, la



came i descend, elle vient buter contre le galet L du levier inférieur, celui-ci et la tringle sont déplacés, la courroie passe sur la poulie f et la transmission fait ouvrir le vannage du moteur dont la vitesse s'accélère.

Quand le moteur a sa vitesse de régime, la came I ne rencontre aucun des galets.

Il est à remarquer que le régulateur à boules est complètement libre dans ses mouvements ; il a donc une très grande sensibilité ; en outre, la vitesse d'ouverture et de fermeture du vannage varie suivant que l'on déplace la courroie sur les poulies cônes d et n .

TUYAU ROTATIF MOTEUR DE M. LE BLON, INGÉNIEUR.

(SPÉCIALEMENT EMPLOYÉ POUR LES POMPES.)

Le tuyau moteur a pour but de transporter la force à distance et de remplacer dans certaines applications les arbres de transmission en fer plein. On conçoit que celles-ci peuvent devenir fort nombreuses. Une application à une pompe brevetée pour puits profonds est faite à l'Exposition, classe 65, sur la berge de la Seine.

Le tuyau moteur peut transmettre la force à tous les genres de pompe, quelle que soit leur position dans le puits : de plus le tuyau peut passer d'un puits dans un autre puits, à travers une galerie, en conservant toujours sa rotation et sa puissance de transmission. Il va sans dire que, dans ce cas, le tuyau moteur, tout en transmettant la force motrice, ramène l'eau hors du puits, ce qui supprime un tuyau ascensionnel, d'où économie très grande dans l'installation. Les tuyaux verticaux tournant sur coussinets-plateaux à billes, la perte causée par le poids mort des tuyaux est réduite au minimum, et la perte qui, avec un arbre de 8 centimètres de diamètre et long de 90 mètres, serait de 2 chevaux, ne serait plus d'après l'inventeur que de 45 kilogrammètres avec un tuyau de même force et de même longueur.

Pratiquement, on se sert, pour déterminer le diamètre à donner aux pièces cylindriques, soumises à un effort de torsion, de la formule

$$d^3 = K \frac{A}{n}$$

K coefficient dont la valeur dépend de la valeur de la pièce ;

d diamètre de la pièce (en centimètres) ;

A, la force à transmettre en 1 minute, exprimée en kilogrammètres ;

n nombre de tours que fait la pièce en 1 minute.

Pour un arbre creux, premier moteur, la force à transmettre par A qu'il peut transmettre est égale à celle que pourrait transmettre l'arbre s'il était plein, moins celle que pourrait transmettre un arbre plein d'un diamètre égal au diamètre inférieur de l'arbre creux ; d'où il résulte qu'en appelant d le diamètre extérieur de l'arbre creux et d' un diamètre intérieur, on a :

$$d^3 - d'^3 = K \times \frac{A}{n}$$

Donc, si l'on ajoute à la surface annulaire (couronne circulaire)

$$I = \frac{\pi (e^4 - r'^4)}{2}$$

circonscrite entre d^3 et d'^3 , on obtient une surface en couronne D^3 équivalente en puissance à celle qui aurait un arbre plein. Dès lors, en faisant varier les diamètres extérieurs et intérieurs de manière à conserver les valeurs correspondantes de $d^3 + d'^3$, autrement dit à conserver à la section annulaire de l'arbre creux la même quantité de surface équivalente à la section donnée d'un arbre plein pouvant résister à $\frac{A}{n}$ (c'est-à-dire à la quantité d'action exprimée en kilogrammètres, et divisée par le nombre de tours), on obtient un arbre creux ou *tube* résistant à une force donnée.

Sachant que l'effort A, qu'un arbre doit supporter, est, en raison directe de la puissance en chevaux, et en raison inverse du nombre de révolutions par minute $\frac{A}{n}$,

on trouve la formule pratique suivante : $D = \sqrt[3]{\frac{F}{n}} \times C$, dans laquelle :

D représente le diamètre de l'arbre (en centimètres) ;

F la force de la machine en chevaux ;

N le nombre d'évolutions de l'arbre par minute ;

C Coefficient = 4,370 pour le fer.

Pour simplifier, et ne pas être obligé d'extraire la racine, on retourne la formule, et on trouve la règle suivante :

1° 1° Faire le cube du diamètre extérieur (d^3) choisi ;

2° Diviser ce cube par $(c) = 4,370$;

3° Multiplier le quotient obtenu par (n) le nombre de tours par minute.

Le produit est la force en chevaux.

2° Faire alors la même opération pour le diamètre intérieur $d'^3 = n$ millimètres, on trouve un deuxième produit de force en chevaux.

En soustrayant alors le deuxième produit du premier, on a la force en che-

vaux demandée, et les diamètres extérieur et intérieur du tuyau, ou arbre creux, pouvant résister à cette force.

Exemple : Si on choisit $d^3 = 0,129$ millimètres, on trouve, pour 60 tours par minute

$$(129^3) = \frac{2146,6}{4370} = 0,50 \times 60 = 30 \text{ chevaux}$$

Si l'on fait ensuite $d^3 = 0,110$ millimètres, on a

$$(110^3) = \frac{1331,0}{4370} = 30 \times 60 = 18 \text{ chevaux}$$

Si alors on fait $d^3 - d^3$, on a (en soustrayant) 12 chevaux.

Par conséquent, l'épaisseur d'un tube creux, pouvant résister à 12 chevaux sans se tordre, sera de 0^m,01 centimètre, le diamètre extérieur = 12 centimètres, et le diamètre intérieur, 11 centimètres.

On voit que, pour un diamètre choisi (d^3 ou d^{13}), en faisant varier $= d^3$ et d^{13} c'est-à-dire l'épaisseur, on obtient des tubes résistant à une force de torsion donnée, exprimée en chevaux vapeur.

Dans la pratique, on trouve qu'un tuyau de 6 à 7 millimètres résiste aussi bien à l'effort de torsion que le même tube avec 1 centimètre d'épaisseur.

Cela semble provenir de ce que, dans la fabrication moderne des tubes, les molécules du métal, soumises à une sorte de compression, sont plus résistantes à la désagrégation, et par conséquent à l'effort, et que, d'un autre côté, la force agissant tangentiellement, suivant des lignes de force extérieures et intérieures, n'agit plus suivant un plan normal à l'axe, de sorte que t , ou angle de torsion, deviendrait une quantité négligeable dans le calcul.

Par la formule classique précédente, on peut donc obtenir des tuyaux résistant, comme des arbres pleins, aux plus grands efforts de torsion. On voit aussi que, pour un diamètre donné, on peut, dans la pratique, diminuer notablement l'épaisseur indiquée par la formule. Une suite d'expériences ultérieures permettront de trouver un nouveau coefficient de résistance pour les tuyaux relativement minces. Quoiqu'il en soit, dans des cas particuliers, on peut toujours remédier empiriquement au manque de résistance à une torsion donnée qu'offriraient les tubes relativement plus minces que ne l'indique la formule. Il y a pour cela deux moyens, le premier qui consiste à frotter le tuyau par des brides minces de plus grand diamètre; ce mode, très efficace, allourdit un peu le tuyau. Le second, qui consiste à enrouler à chaud sur le tuyau une hélice formée d'un ruban plus ou moins épais d'acier. Ce mode allourdit très peu le tuyau et est très efficace; il augmente considérablement la résistance à la torsion et à la pression. La résistance croît alors en raison du nombre de tours de spires pour une longueur donnée. On sait que, dans ce cas, à la résistance tangentielle du

tube vient s'ajouter la résistance à la rupture du ruban d'acier. Suivant leur coefficient de rupture, les hélices en fil d'acier, et même en fil de fer, rempliraient le même but. On sait aussi qu'il existe des canons enroulés de fil d'acier, et qui présentent une grande résistance.

Dans le domaine de la pratique, le tuyau moteur, surtout dans ses applications aux travaux des mines, peut rendre de grands services et être utilisé là où aucun autre système ne pourrait être employé. Par exemple : étant donné un puits profond affecté à l'extraction et à l'aération, aller chercher, par une galerie horizontale de 500 mètres, dans un autre puits profond, l'eau qui s'y trouve en quantité considérable. Le tuyau moteur peut résoudre le problème.

MOTEUR A COLONNE D'EAU

A dépense variable, système Hoppe.

(Pl. 13-14)

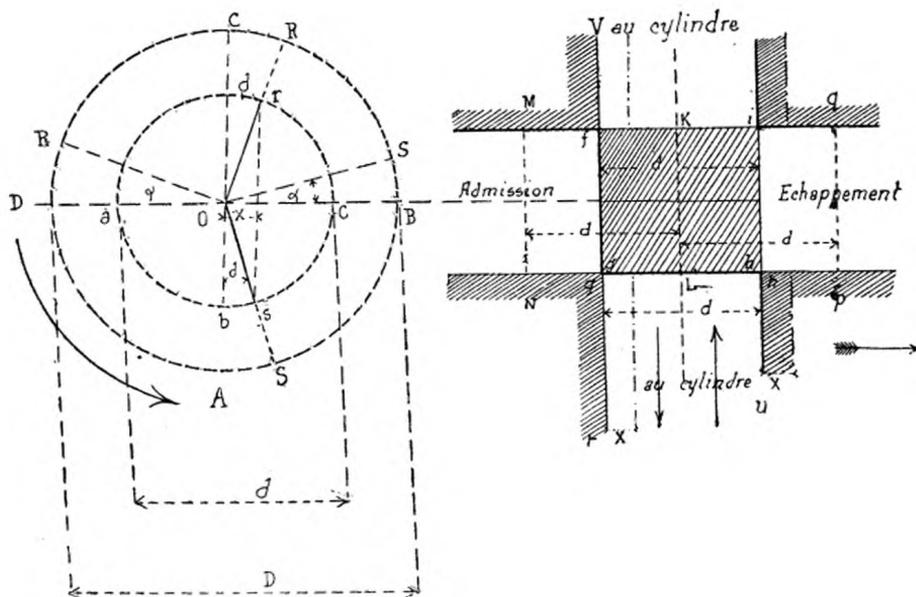
M. Lobin fils, Ingénieur-constructeur à Aix, concessionnaire pour la France du brevet Hoppe exposé dans la classe 52, au Palais des Machines, un moteur de ce système, dont la dépense en eau sous pression, si l'on ne tient pas compte des résistances passives, est exactement proportionnelle au travail effectué.

Ce moteur est constitué par deux cylindres à simple effet et à piston plongeur dont les manivelles calées à 90° actionnent un arbre, qui porte en son milieu un volant à régulateur centrifuge réglant la dépense d'eau. Quand le travail demandé au moteur est maximum, l'admission s'effectue pendant tout le temps de la course avant des pistons; pendant la course rétrograde le cylindre communique naturellement toujours avec l'échappement. Quand le travail demandé diminue, au commencement et à la fin de la course avant, les cylindres communiquent avec l'échappement, ils ne sont en communication avec l'eau sous pression que pendant une partie de la course dont la longueur dépend du travail demandé au moteur.

La distribution de chacun des cylindres est faite par un tiroir cylindrique dont le piston a une longueur égale à sa course.

Ce piston se déplace dans une douille cylindrique (détails, pl. 21, 22) dont la position est variable, percée dans sa partie médiane de six orifices K (voir Coupe, *ab* pl. 19, 20) de même longueur que le piston, ces orifices, quelle que soit la position de la douille, mettent en communication sa partie intérieure avec une capacité L, qui est en relation avec le cylindre correspondant. La partie arrière de cette douille est percée de 4 orifices (voir coupe *cd*, pl. 19, 20) qui mettent constamment sa partie intérieure en communication avec l'échappement qui s'effectue par une tubulure placée au-dessous de la capacité P. La partie avant de la douille est placée dans la capacité G qui, par la tubulure O, communique constamment avec l'eau sous pression amenée par une conduite munie d'un robinet vanne et d'un réservoir d'air.

Cette douille peut se déplacer et occuper toutes les positions comprises entre la position extrême indiquée sur la coupe (fig. 2, pl. 21, 22), et une autre posi-



tion extrême pour laquelle les orifices K sont exactement recouverts par le piston du tiroir (qui a même longueur qu'eux), quand ce dernier est au milieu de sa course.

Examinons les diverses phases de la distribution, quand la douille occupe cette dernière position. Soient, (fig. 1), *a b c d*, diverses positions du bouton de la manivelle commandant le tiroir et ABCD les positions correspondantes du bouton de la manivelle du piston, *gt, hu, fv* et *iy*, les bords des orifices K de la

douille. Pour la position donnée de cette dernière (si nous ne tenons pas compte de l'obliquité des bielles) le tiroir sera en *fghi*, obturant complètement les orifices quand le bouton sera en *b* ou en *d*.

Le bouton se déplaçant de *d* en *a*, le tiroir vient de la position *fghi* à la position *klmn*, faisant communiquer le cylindre avec l'échappement, de même pendant le déplacement de *a* vers *b*, le tiroir revenant alors dans la position médiane *fghi*.

Pendant ces déplacements le bouton de la manivelle du piston moteur se déplace de *D* en *A* et *B*, et ce piston exécute sa course rétrograde.

Pendant la course avant du piston moteur, le bouton de sa manivelle décrit la demie circonférence *BCD*, et celui de la manivelle du tiroir la demie circonférence correspondante *b.c.d*. Pendant toute la durée de ces mouvements le cylindre communique avec l'admission, car le tiroir se déplace de *fghi* à *klpq* et *vice versa*. Dans ce cas-là l'admission a donc lieu pendant toute la durée de la course avant du cylindre, et le moteur effectue le maximum de travail.

Lorsque la douille se déplace de la quantité *x*, les orifices viennent dans la position indiquée en pointillé.

Dans ce cas il est facile de voir que pendant toute la durée de la course rétrograde du piston moteur, le cylindre communique avec l'échappement et qu'il en est de même sur une longueur *x* au commencement et à la fin de la course du tiroir correspondant à la course avant. Le tiroir ne laissant communiquer le cylindre avec l'admission que sur une portion $\frac{d}{2} - x$ de sa course, c'est-à-dire pendant que son bouton de manivelle parcourt l'arc *scr*.

Si *d* est la course du tiroir, *D* celle du piston moteur, α l'angle *bos*, correspondant à la fraction de course *x* du tiroir, la portion de course correspondant à l'arc *SCR* sera :

$$C_1 = 2 \cdot \frac{D}{2} \cdot \cos \alpha = D \cos \alpha,$$

or

$$\sin \alpha = \frac{2x}{d}$$

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} = \sqrt{1 - \frac{4x^2}{d^2}} = \frac{1}{d} \sqrt{d^2 - 4x^2}$$

$$C_1 = \frac{D}{d} \sqrt{d^2 - 4x^2}$$

Nous voyons que pour $x = 0$ $C_1 = D$, pleine admission.

Pour $x = \frac{d}{2}$ $C_1 = 0$, pas d'admission, le moteur ne marchera pas. En

faisant varier x de 0 à $\frac{d}{2}$, on voit que le moteur pourra effectuer un travail, variant du travail maximum à un travail nul.

Le déplacement de la douille B est obtenu en faisant pénétrer de l'eau sous pression derrière sa partie annulaire arrière, car la surface de cette dernière est plus grande que celle de la partie annulaire avant. Ce mouvement avant est imité par une butée M, qui vient en contact avec un butoir N quand la douille atteint la position correspondant au travail maximum.

Quand la partie annulaire arrière de la douille communique avec l'échappement, la pression de l'eau motrice sur la partie avant, fait revenir la douille en arrière dans la position du travail minimum indiquée au dessin.

Un petit tiroir C, dont un côté communique avec l'eau sous pression de la capacité G et l'autre avec échappement par la capacité P, met suivant sa position, la partie annulaire arrière de la douille en communication avec l'admission ou avec l'échappement, et commande ainsi le déplacement de la douille. Ce tiroir est commandé par le régulateur.

Ce dernier est constitué par deux masses lenticulaires de fonte placées symétriquement de part et d'autre de l'arbre, maintenues par l'intermédiaire de ressorts, et s'écartant plus ou moins de l'axe de ce dernier suivant la vitesse de rotation. Pour éviter un balancement continu de ce régulateur et pour n'avoir pas à tenir compte des petites différences de poids qui pourraient exister dans les lentilles, ces deux dernières portent chacune deux crémaillères placées de part et d'autre de l'arbre. Les crémaillères placées d'un côté de l'arbre et appartenant à chacune, les deux lentilles engrènent avec un pignon fou commun, de sorte que ces deux lentilles sont obligées de s'éloigner ou de se rapprocher simultanément de quantités égales de l'arbre ; leur écartement ne dépend donc absolument que de la force centrifuge, c'est-à-dire de la vitesse de rotation de l'arbre.

A chacune des lentilles est fixée une pièce de bronze portant un plan incliné. Une douille fixée à un levier E porte deux plans inclinés en sens inverse. Quand les lentilles s'écartent de l'arbre, la douille fixée au levier E est forcée de glisser sur l'arbre et de s'éloigner du volant.

Quand la vitesse du moteur diminue, les lentilles se rapprochent, et deux rainures ayant les mêmes inclinaisons que les plans font rapprocher la douille du volant.

Le balancier E oscille autour de son point fixe R, de droite à gauche et *vice versa*, suivant la vitesse du moteur. Il commande, par l'intermédiaire de divers leviers, simultanément, les deux petits tiroirs C qui règlent le mouvement de la douille de chaque cylindre.

Afin que les douilles B puissent occuper toutes les positions, entre les positions extrêmes correspondant au maximum et au minimum de travail du moteur, on a disposé sur un des côtés de chacune de ces dernières, une crémaillère qui

vient engrener avec un pignon S, qui tourne lorsque la douille se déplace. A l'extrémité de la tige de ce pignon est fixé un levier H faisant partie de la commande du tiroir C par le régulateur. Le point d'oscillation de ce balancier est un peu excentré par rapport au pignon.

Quant le moteur effectue le travail maximum qui lui est demandé, à la vitesse normale, les petits tiroirs C font communiquer l'arrière des douilles avec l'eau sous pression, celles-ci sont donc placées de manière que les butoirs M soient en contact avec les butées N. Si à un moment donné le travail exigé du moteur vient à diminuer, sa vitesse augmente, et le régulateur agit ; le système de leviers fait déplacer les tiroirs C, de manière que l'arrière des douilles communique avec l'échappement, celles-ci sont repoussées, et la quantité d'eau admise derrière les pistons à chaque course avant de ceux-ci, diminue.

Si la crémaillère et le pignon S n'existaient pas, la douille viendrait immédiatement dans la position du travail minimum, le travail du moteur diminuant brusquement, ainsi que sa vitesse, le tiroir C ouvrirait de nouveau à l'admission, la douille serait de nouveau projetée en avant, on aurait ainsi en somme des oscillations perpétuelles du travail maximum au travail minimum. Le jeu de la crémaillère et du pignon est le suivant : lorsque la douille revient en arrière, la crémaillère fait tourner le pignon, le centre d'oscillation du levier H se déplace et le tiroir C vient se placer dans sa position moyenne, dans laquelle l'arrière de la douille ne communique ni avec l'admission ni avec l'échappement. Cette dernière reste donc dans une position moyenne, pour laquelle le moteur effectue le travail demandé avec la vitesse de régime.

Quand on veut établir un moteur de ce genre, après avoir calculé les dimensions des cylindres des orifices, etc..., pour le travail maximum demandé, on détermine la longueur de la course de la douille pour le travail minimum. Cette longueur n'a pas besoin d'atteindre la moitié de la longueur de la course du tiroir, car dans ce dernier cas le moteur comme nous l'avons vu, n'admettant plus d'eau sous pression ne fournirait aucun travail lorsque la douille occuperait la position correspondante au travail minimum. Le tiroir est entièrement en bronze, la partie de sa tige passant à travers le presse-étoupes a le même diamètre que son piston, afin d'équilibrer la pression de l'eau motrice de la capacité G. Le piston porte deux rainures dans lesquelles se placent des bagues en bronze phosphoré dur, celles-ci se fixent par l'intermédiaire de coins, sur une première bague en gutta-percha, placée au fond de la rainure et une bague en cuir placée au dessus. Avant l'introduction du piston dans la douille, les bagues en bronze ont un diamètre de quelques millimètres plus grand que celui du cylindre intérieur de la douille. Lors de la mise en place du piston, la bague en gutta est comprimée, ce qui en exerçant une pression sur la bague en bronze assure l'étanchéité du pourtour du piston. Pour augmenter encore cette pression et l'étanchéité, le

piston est percé de petits trous faisant communiquer le pourtour intérieur de la bague en gutta avec l'eau sous pression.

La douille en bronze phosphoré très dur est formée de deux parties maintenant entre elles un cuir embouti assemblées entre elles par trois chevilles. Aux deux extrémités sont fixées par l'intermédiaire de bagues, des cuirs emboutis. La bague maintenant le cuir embouti de la partie arrière vient porter dans le cas du travail minimum sur une bague fixée au couvercle par l'intermédiaire d'un autre cuir embouti.

Comme l'arrivée de l'eau sous pression derrière les pistons n'est pas continue, surtout lorsque le moteur produit son travail minimum, de violents coups de bélier se produisent dans la conduite. C'est ce qui a amené M. Lobin à établir deux réservoirs d'air, sur la conduite d'eau motrice, l'un sphérique placé au-dessous du moteur, l'autre cylindrique placé au point de branchement des deux conduites allant au cylindre.

NETTOYEUR MÉCANIQUE AUTOMATIQUE DE GRILLE

M. Delubac fils, ingénieur-constructeur à Vals (Ardèche), expose dans la classe 52 au Palais des Machines, un modèle d'appareil destiné à rendre de grands services aux industriels dont les usines hydrauliques sont établies sur des cours d'eau, charriant des matières telles que bois, herbes lianes, feuilles mortes, etc., pouvant encrasser les grilles.

La fig. 1 ci-dessous représente le système de *Nettoyeur* vu de profil et fonctionnant sur une grille inclinée à 45 degrés et de plus de 2 mètres de largeur.

La fig. 2 représente une vue de face avec deux chaînes seulement pour les grilles au-dessous de 2 mètres.

Ainsi que les figures le montrent, ce système se compose de deux cadres semblables A B (fig. 1), qui enchassent de chaque côté la grille à nettoyer : ils se fixent à elle par l'intermédiaire de boulons, d'entretoises et remplacent les deux barreaux extrêmes.

Ces deux cadres portent tous les accessoires du système complet. Donc, pour la pose, il n'est pas nécessaire de scellements, ni de consoles pour transmissions.

Ces accessoires sont les suivants :

1° Deux coussinets *oo'* (fig. 2) placés à l'extrémité supérieure des cadres portant l'axe moteur X.

Sur cet axe sont calées :

Les poulies V qui reçoivent le mouvement du moteur ;

Les trois poulies dentées DD'D'' sur lesquelles passent les chaînes sans fin FF'F''.

2° Deux supports NN' (fig. 1) boulonnés sur le milieu des cadres, reliés entr'eux par des axes fixes Q Q' sur lesquels tournent fous des petits galets dentés E E' E'' e e' e''. Ces axes peuvent se rapprocher ou s'éloigner l'un de l'autre au moyen de coulisses pratiquées dans les supports NN'.

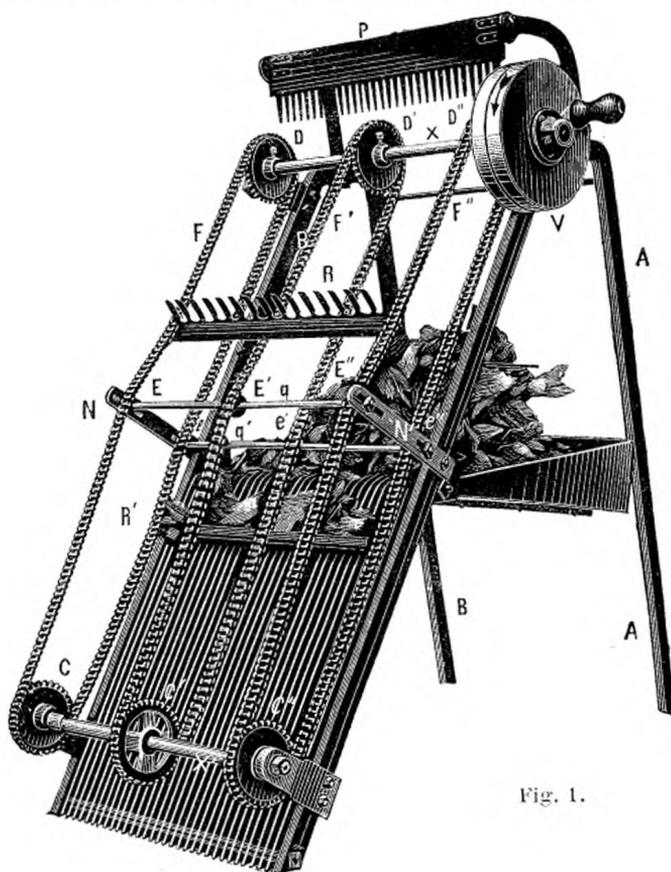


Fig. 1.

L'axe Q sert à tendre les chaînes lorsqu'elles s'allongent trop et à empêcher par ce fait le rateau supérieur R de faire redescendre les buissons, bois, feuilles, etc., que remonte le rateau inférieur R'.

L'axe Q' sert à empêcher le brin inférieur des chaînes de frotter sur les barreaux de la grille et par conséquent de s'user.

3° Deux supports MM' boulonnés sur l'extrémité inférieure des cadres, reliés entr'eux par un axe fixe X' sur lequel tournent folles trois grandes roues dentées C C' C'' semblables aux roues supérieures D D' D''. Ces poulies servent de poulies de renvoi pour le retour des rateaux sur la grille.

4° Deux ou plusieurs rateaux R R' boulonnés au moyen d'équerres à égale distance sur les côtés des chaînes sans fin, qui sont ainsi toutes solidaires.

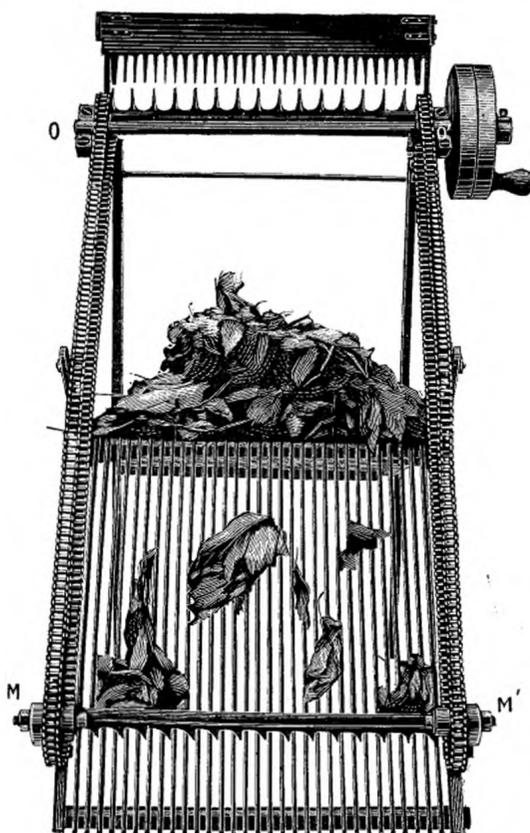


Fig. 2.

Ces rateaux R R' sont en tôle d'acier et d'une seule pièce; les dents n'y sont pas rivées, mais font corps avec lui et ne peuvent s'en détacher par suite de l'usure. Il n'y a donc aucun risque pour le distributeur de la turbine.

5° Un peigne mobile P, monté sur pivots et dont les dents s'entrecroisent avec celles des rateaux sert à nettoyer ceux-ci lorsqu'ils s'encrassent.

Lorsque les grilles ont moins de 2 mètres de largeur, on supprime la chaîne du milieu F, et les axes QQ' et X sont remplacés par les boulons, ainsi que le démontre la vue de face figure 2.

Il est aisé de comprendre le fonctionnement de l'appareil.

L'axe X tournant dans le sens indiqué sur les poulies, le rateau R', qui est

sur la grille, entraîné par les chaînes, racle tout ce qu'il trouve sur la grille, le monte sur la plate-forme aménagée derrière elle, va passer entre les dents du peigne, et s'y débarrasse complètement des débris qui ont pu rester entre ses dents. Il est ramené par les chaînes sur le fond de la grille en passant au-dessus, pendant que l'autre rateau R' qui a suivi le mouvement a nettoyé la grille à son tour, et de la même façon.

Cet appareil est destiné à faciliter l'adoption de la turbine comme moteur hydraulique en rendant son établissement plus facile sur le cours d'eau encombré de débris, puisqu'il annule les chances de dérangement ou de casse dans le distributeur de la turbine.

Il supprime la main de l'homme pour le nettoyage de la grille, par conséquent, son coût, ses irrégularités et ses inconvénients multiples.

Il fournit un travail sûr et régulier, sans aucune solution de continuité.

Il empêche, par son mouvement continu et ses dispositions particulières, le gel de se produire sur les barreaux de la grille et la débarrasse des glaçons, comme de tout le reste.

Un agencement spécial du rateau de cet appareil permet de l'employer à dégraisser les grilles de chaudières, soit par un mouvement continu, soit par un mouvement alternatif.

La construction de cet appareil étant excessivement simple, quoique solide, son prix est très peu élevé, surtout si on le compare aux services qu'il rend et aux économies qu'il permet de réaliser.

D'après les expériences auxquelles s'est livrée pendant trois ans la Maison Delubac frères, de Vals-les-Bains, sur le canal de son grand moulinage de soies, dont le débit est environ de 1 mètre cube par seconde, alimenté par les eaux de l'Ardèche, il résulte, que la moyenne des journées ou des nuits nécessitant un homme pour le nettoyage de leur grille de turbine a été de 46 par an, lesquelles à 3 fr. 50 produisent 161 fr. de main-d'œuvre. On doit à la vérité d'ajouter que trois fois par an en moyenne, par suite de pluies torrentielles entraînant à la fois d'énormes quantités de débris, et deux fois à l'époque des gelées l'ouvrier nettoyeur n'a pu suffire à débarrasser assez rapidement toute la surface de la grille, comme le fait le nettoyeur automatique, et que la turbine s'est arrêtée, causant ainsi un grave préjudice à l'organisation et à la bonne marche de l'usine; deux autres fois aussi, pendant la nuit, l'homme nettoyeur s'est endormi et les appareils qui marchaient seuls ont été arrêtés; d'où perte de travail et augmentation de déchets.

En réunissant toutes les pertes, sans parler des ennuis occasionnés par ces diverses causes on peut, sans exagération aucune, les évaluer pour le cas qui nous occupe, à 250 francs environ par an.

Or, le coût approximatif d'un nettoyeur mécanique de grilles, appliqué à l'usine dont nous venons de parler est environ de 500 francs.

La force employée pour la mise en marche de cet appareil étant de $\frac{1}{4}$ à $\frac{1}{6}$ de cheval, on voit par les chiffres qui précèdent, l'économie que l'on peut réaliser avec ce nettoyeur-automatique.

ÉLÉVATION D'EAU DE LA CHAUX-DE-FONDS

(Planches 23 à 31)

La maison Escher Wyss et C^{ie} de Zurich expose au Palais des Machines, dans la section Suisse, une turbine à axe horizontal commandant directement deux pompes, destinée à l'usine élévatoire de la Chaux-de-Fonds, dans laquelle trois groupes identiques de turbines et de pompes sont déjà installés et fonctionnent depuis le mois de Novembre 1888.

A la suite de nombreuses études qui démontrèrent l'absence presque complète de sources à proximité du village de 25,000 habitants, la municipalité décida de faire exécuter le vaste projet que nous allons décrire, et dans lequel les eaux de sources, situées près du lit de la Reuse sont élevées à une hauteur de 500 mètres et de là, conduites à la Chaux-de-Fonds.

Les sources d'un débit de 3^m3,00 à la seconde, jaillissent près du lit de la rivière dans un terrain glaiseux et se perdaient dans cette dernière. Le captage en a été effectué au moyen de 4 galeries en pierres sèches parallèles au lit de la rivière, d'une longueur totale de 260 mètres.

Ces galeries qui recueillent l'eau par tout leur pourtour la déversent dans un grand aqueduc en béton qui les relie au puisard de l'usine élévatoire.

Ce puisard dans lequel viennent plonger les conduites d'aspiration des pompes, est formé d'une galerie de 2 mètres de largeur et de 3^m,50 de hauteur, avec voûte en plein cintre, ménagée dans les fondations en béton du bâtiment, et régnant sur toute la longueur de ce dernier. L'eau y est à la cote de 629 mètres au-dessus de la mer.

Comme le fond de ce puisard est en contre-bas du niveau de la Reuse, en face de l'usine, on a fait aboutir la décharge à 140 mètres en aval.

L'usine est établie au bord de la Reuse, en aval des chutes de cette rivière, en amont desquelles l'eau motrice est dérivée. Le captage de cette eau a exigé des travaux importants que nous allons décrire succinctement.

On a profité d'un barrage exécuté en travers de la rivière par une Compagnie de chemin de fer dans le but de protéger sa voie, pour pouvoir au besoin dériver la totalité de l'eau de la rivière, dont le débit à l'étiage n'est que de 3^m3,50

par seconde. La prise d'eau se fait au moyen d'un bassin de 22 mètres de longueur et 1^m,50 de largeur établi en amont contre le barrage parallèlement au lit de la rivière, et séparé de cette demeure par une paroi en madriers, qui empêche l'entrée des détritits.

A la partie inférieure de ce bassin, est ménagée dans le barrage, une décharge; le canal de prise d'eau motrice part également de la partie inférieure du bassin.

Cette eau est conduite par l'intermédiaire d'un aqueduc en maçonnerie en plein cintre de 2 mètres de largeur, de 3 mètres de hauteur et de 38 mètres de longueur à un déversoir. De ce déversoir elle est amenée au bassin de distribution par un canal de 907 mètres de longueur, pouvant débiter au besoin 4 mètres cubes par seconde, dont l'entrée est commandée par une vanne, et qui passe en tunnel sur une longueur de 627 mètres.

De ce déversoir en maçonnerie d'une forme demi-circulaire part la conduite sous pression de l'eau motrice, formée de tuyaux de tôle de 1^m,20 de diamètre intérieur et d'une épaisseur variant de 5 à 10 millimètres. Cette conduite se prolonge sur toute la longueur du bâtiment des turbines, dans le canal de décharge de 4 mètres de largeur recouvert d'une voûte en anse de panier ménagé dans les fondations en béton de ce bâtiment.

Les distributeurs des turbines sont branchés directement sur cette conduite dont l'axe est situé dans le même plan vertical que ceux de leurs arbres. Le diamètre de cette conduite est de 1^m,20 à son entrée sous le bâtiment, elle diminue de section à mesure qu'elle alimente des turbines et se termine à l'autre extrémité avec un diamètre de 80 centimètres. Elle est calculée pour alimenter 7 turbines en débitant 2 mètres cubes d'eau à la seconde; comme le débit de de la Reuse est de 3^m3,50 à l'étiage, on pourra si plus tard le besoin s'en faisait sentir, installer une seconde conduite débitant 1^m3,50 à la seconde.

Le canal de décharge aboutit directement dans le lit de la Reuse en aval de l'usine.

L'eau refoulée par les pompes mues par les turbines est envoyée dans une conduite 1350 mètres de longueur aboutissant à la cote 1116 à l'entrée du tunnel de Jogne. Cette conduite ascensionnelle d'un diamètre extérieur de 270 millimètres est en tôle soudée galvanisée, les joints à brides vissées ont une garniture en caoutchouc. Pour éviter les chocs énormes qui pourraient se produire lors de la rupture d'une conduite de pareille hauteur, on l'a divisée en quatre tronçons séparés par trois clapets, de retenue à ressorts, qui se ferment automatiquement, dans le cas de rupture d'une portion de la conduite placée au-dessus d'eux.

Cette conduite déverse l'eau dans un canal qui traversant le tunnel de Jogne et aboutit aux réservoirs de la ville. Ce canal d'une longueur de 17 kilomètres est construit partie en tunnel, partie à l'air libre, il comporte 3 siphons en fonte.

Le réservoir en maçonnerie est constitué par deux grands bassins ayant ensemble une contenance de 4,700 mètres cubes. La hauteur moyenne de l'eau dans ces bassins est de 4^m,65, l'entrée de l'eau est à la cote 1080,50 et la sortie à la cote 1075,80.

De ce réservoir l'eau est distribuée à la ville distante d'environ 1000 mètres par l'intermédiaire de deux conduites, l'une de 400 millimètres de diamètre, l'autre de 180 millimètres. Le réseau de distribution se compose de conduites dont le diamètre varie de 400 à 70 millimètres de diamètre, qui vu le froid excessif qui règne dans ces contrées, sont posées à une profondeur de 1^m,80.

La pression de l'eau dépasse dans la partie basse de la ville 8 kg. 5 par centimètre carré, de sorte qu'elle peut très bien être employée comme force motrice.

Le réservoir est relié téléphoniquement au bureau des eaux de la ville et au bâtiment des turbines, un indicateur de niveau électrique communique les hauteurs d'eau à ces deux stations.

L'étude et la construction de la partie mécanique furent mises au concours, et six usines présentèrent des projets. Ce fut celui de la maison Escher Wyss et C^{ie}, de Zurich, qui fut primé et cette dernière fut chargée des travaux.

Les données du projet étaient les suivantes :

Cote constante du niveau de l'eau motrice dans le bassin de distribution	684 ^m ,00
Cote de l'eau à l'entrée du canal de fuite dans la Reuse	631 ^m ,00
Chute motrice totale	53 ^m ,00
Cote de la plate-forme du bâtiment de l'usine élévatrice	633 ^m ,00
Cote du niveau de l'eau des sources	629 ^m ,00
Cote de l'extrémité supérieure de la conduite de refoulement	1116 ^m ,00
Hauteur de refoulement	487 ^m ,00
Débit de l'eau motrice par seconde	2 ^{m³} ,00

La chute motrice totale est de 53^m,00, on a admis comme chute nette 52^m,00 déduction faite des pertes de charges. Le débit en eau motrice étant de 2^{m³},00 à la seconde, le travail net disponible à l'usine est de :

$$\frac{52 \times 2000}{75} = 1387 \text{ chevaux.}$$

Ce travail sera utilisé après l'achèvement complet de l'usine par 7 turbines de 198 chevaux.

Plus tard si le besoin s'en fait sentir, on pourra établir une seconde conduite d'eau motrice entre le bassin de distribution et l'usine, le débit total sera alors de 3^m³,50 par seconde et le travail disponible de :

$$\frac{52 \times 3500}{75} = 2426 \text{ chevaux.}$$

Actuellement le bâtiment de l'usine élévatoire est agencé pour recevoir 4 turbines et les pompes qu'elles actionnent ; les fondations pour l'installation de trois autres groupes sont exécutées. Trois groupes de pompes et turbines fonctionnent depuis le mois de novembre 1888, et le quatrième groupe qui figure à l'Exposition y sera installé lors de la fermeture de cette dernière.

Le bâtiment a 8^m,00 de large, dans ses fondations en béton sont ménagés le puisard et le canal de fuite. Il est adossé à la montagne et sa façade est parallèle au lit de la Reuse au bord de laquelle il est construit, au lieu dit le Champ du Moulin.

Les turbines sont placées en ligne à 6^m,00 les unes des autres, les axes de leurs arbres sont à 1^m,50 du parement du mur de l'usine formant mur de soutènement. Comme le diamètre des turbines est de 4^m,80, on a, pour leur livrer passage, ménagé dans le mur qui a une épaisseur de 1^m,00 des espèces de niches d'une largeur de 0^m,60.

A l'usine proprement dite est accolé un petit bâtiment à deux étages, comprenant au rez-de-chaussée, un magasin, un atelier de réparations et un bureau, et dont le premier étage est aménagé pour le logement du personnel.

Chaque turbine commande directement deux pompes à double effet qui aspirent l'eau dans le puisard et la refoulent dans un réservoir d'air qui leur est commun, et de là dans la conduite ascensionnelle.

Nous allons examiner en détail chacune des parties de l'installation mécanique.

1° *Turbines.* — Ces turbines du système Girard, à axe horizontal ont une force brute de 198 chevaux, leur force effective a été admise de 140 chevaux, soit un rendement de 71 %.

Chacune d'elles dépense $\frac{2000}{7} = 285$ litres 71 par seconde.

La chute motrice nette étant de 52^m,00, la vitesse d'entrée de l'eau dans les aubes directrices est de :

$$v = 0,85 \sqrt{3 \cdot g \cdot h} = 27^m,138, \text{ soit } 27^m,00.$$

La section du distributeur doit donc être de :

$$\frac{0,285}{27} = 0^m,01035.$$

comme il est formé de 8 orifices de 0^m,06 de largeur et 0^m,024 de longueur, sa surface est de :

$$8 \times 0,06 \times 0,024 = 0^m,011520,$$

C'est-à-dire de 10 % environ plus grand que la valeur théorique.

La vitesse d'entrée de l'eau étant de 27^m,00 à la seconde, et le nombre de tours étant fixé à 56 par minute, le diamètre intérieur doit être de :

$$d = \frac{27 \times 60 \times 50}{\pi \times 56} = 4640 \text{ millimètres.}$$

on a pris $d = 4^m,60$. Le diamètre extérieur est de 4^m,80.

La couronne de la turbine ayant 280 aubes, le pas intérieur est de 51 mm. 5. La largeur des orifices est de 80 millimètres à l'entrée et de 200 millimètres à la sortie.

La couronne en fonte est formée de quatre segments, portant chacun deux amorces venues de fonte pour le raccordement avec les bras correspondants, ces segments sont reliés entre eux par des boulons. Le moyen est formé de deux pièces portant chacune quatre bras, réunies au moyen de 4 boulons. Chaque bras, dont la section a la forme d'un fer à T dont les ailes et l'âme sont en diminuant du moyen à la circonférence, est relié à l'amorce correspondante des segments par un boulon.

Le distributeur est branché directement sur la conduite d'amenée de l'eau motrice, et peut en être isolé au moyen d'une vanne d'arrêt à tiroir droit commandée par une tige filetée traversant un écrou dont la position est fixe. A cet écrou est fixé un engrenage conique qui l'entoure et qui reçoit son mouvement d'un autre engrenage monté sur l'arbre d'un volant manœuvré depuis l'intérieur de l'usine. La rotation de ce volant dans un sens ou dans un autre entraîne l'ouverture ou la fermeture de la vanne d'arrêt.

L'ouverture ou la fermeture des aubes de la couronne directrice est commandée par un vannage plan, pour la manœuvre duquel on a renoncé à toute commande automatique. Ce vannage est fixé à une tige portant une crémaillère, commandée par un pignon denté monté sur un arbre portant une roue hélicoïdale actionnée depuis l'intérieur de l'usine au moyen d'un volant horizontal dont l'arbre vertical porte une vis engrenant avec elle.

Les projections d'eau de la couronne de la turbine sont arrêtées d'un côté par le mur de l'usine, entaillé comme nous l'avons vu pour lui livrer passage, et de l'autre par une couronne en tôle.

L'arbre et les plateaux portant les manivelles actionnant les pompes sont en acier Martin d'un seul morceau, son diamètre au droit de la turbine est de 300 millimètres, il est supporté par deux paliers espacés de 2^m,270.

À cause du distributeur, la turbine n'est pas placée au milieu de l'arbre, son plan médian est à 1^m,00 de l'un des paliers et à 1^m,27 de l'autre placé du côté du distributeur.

2° *Pompes.* — Chaque turbine commande directement, par l'intermédiaire de plateaux manivelles de 700 millimètres de diamètre et 100 millimètres d'épaisseur, deux pompes à double effet à pistons plongeurs. Chacun de ces derniers agissant dans un corps de pompe spécial.

Leur diamètre est de 113 millimètres et leur course de 500 millimètres, le volume engendré par chacun d'eux est donc de 5 litres, soit 20 litres par tour de la turbine pour l'ensemble.

L'eau pompée est donc par minute de

$$56 \times 20 = 1120 \text{ litres.}$$

Comme on peut admettre un rendement en eau de 90 %, la quantité d'eau élevé par groupe de pompes et de turbine et de $1120 \times 0,90 = 1008$ soit environ 1000 litres à la minute.

La force effective de la turbine étant de 140 chevaux, le rendement en travail des pompes ayant été admis de 80 % environ, le rendement de tout le système a donc été admis de :

$$0,71 \times 0,80 = 0,68. \quad (1)$$

Comme nous l'avons vu, chaque pompe se compose de deux corps, dans chacun desquels se meut un piston plongeur ; ces deux corps sont fondus d'une seule pièce et opposés l'un à l'autre. Les soupapes d'aspiration et de refoulement sont placées l'une au-dessus de l'autre, près du fond de chacun des corps.

Les pistons plongeurs sont reliés par des bannes d'attelage placées de chaque côté des pompes, ces dernières ne travaillent, comme il est facile de s'en rendre compte, qu'à la traction.

L'avantage de ce système de pompes est de n'exiger que deux presse-étoupes, au lieu de trois qu'exige la pompe Girard. Ces presse-étoupes sont à garniture métallique.

La course des pistons est de 0^m,50, comme la turbine marche à 56 tours par minute, la vitesse moyenne de ces derniers est de 0^m,923 à la seconde et la vitesse maximum de 1^m,490.

La hauteur d'aspiration est de $633,80 - 629,75 = 4^m,05$.

(1) Voir à la fin de l'article les résultats des expériences de rendement faites conformément au cahier des charges de l'adjudication.

La conduite d'aspiration de chacune des pompes, vient plonger au fond du puisard, elle est munie d'une soupape de retenue et d'un réservoir d'air, de l'autre côté elle aboutit à une capacité placée au-dessous de la pompe et dans l'eau de laquelle viennent plonger les cloches contenant les soupapes d'aspiration. Cette capacité sert aussi de réservoir d'air, sa partie inférieure seule étant remplie d'eau.

Les soupapes d'aspiration en bronze a ressorts, ont une levée de 2 millimètres, le siège également en bronze est percé de deux ouvertures concentriques de 10 millimètres de largeur, ayant l'une un diamètre moyen de 150 millimètres l'autre de 90 millimètres.

La section d'évacuation par les sièges est donc de :

$$\pi \times 0,01 (0,150 + 0,09) = 0^m,00754$$

La proportion avec la section du piston est de :

$$\frac{0,01}{0,00744} = 1,33.$$

La vitesse de l'eau à travers les sièges est donc 1,33 fois celle du piston, c'est-à-dire de $0,923 \times 1,33 = 1^m,25$ en moyenne, et de $1^m,49 \times 1,33 = 1^m,95$ au maximum.

La levée de la soupape étant de 2 millimètres, la section d'évacuation par les bords de cette dernière est de :

$$\Pi \times 0,002 (0,155 \times 0,145 \times 0,95 \times 0,85) = 0^m,0030144$$

soit 3,33 fois plus petite que la section du piston ; la vitesse moyenne de l'eau y est donc de $0,923 \times 3,33 = 3,11$, et la vitesse maximum de

$$3,33 \times 1,49 = 4^m,90.$$

Les soupapes de refoulement sont identiques, la levée en est de 3 millimètres; la vitesse de l'eau à travers le siège est donc la même que pour l'aspiration. La vitesse de l'eau entre la soupape et le siège est 1,5 fois plus petite que pour l'aspiration, c'est-à-dire de $1^m,99$ en moyenne et $3^m,26$ au maximum.

Les deux pompes commandées par une même turbine envoient leur eau dans un réservoir d'air commun, qui communique avec la conduite ascensionnelle.

Réservoirs d'air et bouteilles d'alimentation. — Les réservoirs d'air sont en acier coulé d'une épaisseur de 60 millimètres, le diamètre intérieur est de 350 millimètres, la hauteur utile de $2^m,10$, chacun d'eux contient à l'état normal 200 litres d'air.

Afin que l'air ne soit pas absorbé rapidement par l'eau sous pression, les conduites de refoulement des deux pompes pénètrent dans le réservoir commun

d'un côté, et l'eau est envoyée à la conduite ascensionnelle par une tubulure diamétralement opposée. La communication avec l'air a lieu par l'intermédiaire d'une conduite verticale de 150 millimètres aboutissant au bas du réservoir et qui peut en être isolée par un robinet à soupape. De cette manière l'air est toujours en contact avec la même portion d'eau, et l'absorption en est diminuée.

Le réservoir peut être isolé de la conduite de refoulement des pompes et de la conduite ascensionnelle, par l'intermédiaire de vannes mues par des volants. Chacun d'eux porte un manomètre, un indicateur de niveau d'eau etc., l'air y est renouvelé par une bouteille d'alimentation placée en contrebas.

Cette dernière d'une capacité de 565 litres, d'un diamètre intérieur de 700 millimètres est en acier coulé de 70 millimètres d'épaisseur.

Elle porte trois tuyaux, l'un pénétrant jusqu'à proximité de la partie inférieure communique avec la conduite ascensionnelle, l'autre qui part de sa partie supérieure, vient déboucher dans le réservoir d'air au-dessus du niveau de l'eau, le troisième qui part également de sa partie supérieure communique avec l'air libre. Une soupape placée à la partie inférieure et que l'on peut manœuvrer à l'aide d'un levier, permet la vidange de la bouteille.

Pour renouveler l'air du réservoir on procède de la façon suivante : on ouvre le robinet du tuyau faisant communiquer la bouteille avec l'air libre, et la soupape du bas ; l'eau s'écoule et la bouteille se remplit d'air. Ceci fait on referme le robinet et la soupape, et on ouvre le robinet commandant la communication avec l'eau sous pression, celle-ci pénètre à la partie inférieure et comprime l'air, qui se rend à la partie supérieure.

On ouvre ensuite le robinet de communication avec le réservoir et l'air chassé par l'eau s'y rend.

Le jeu de la bouteille est donc celui d'une pompe à air dont le piston serait remplacé par de l'eau. Actuellement on exécute en moyenne deux manœuvres par jour, pour le renouvellement de l'air de chaque réservoir.

A chaque manœuvre on introduit environ 11 litres d'air dans le réservoir.

Nous donnons ci-dessous le coût des diverses installations :

1° Eau motrice, prise, réservoir, bassin de distribution	152,500
2° Conduite sous pression de l'eau motrice et travaux y afférent	28,000
3° Bâtiment des pompes et des turbines.	96,000
4° Fourniture et installation de 3 groupes de pompes et turbines, etc.	95,000
5° Captage dessources, galeries d'arrivée et de décharge	78,500
6° Travaux divers de parachèvement devant le bâti-	

ment de l'usine élévatoire, conduite métallique pour le trop plein, etc	15,000
7° Conduite ascensionnelle avec tous ses accessoires.	136,000
8° Canal entre la conduite ascensionnelle et les réservoirs. Tunnels, siphons, etc	579,000
9° Réservoir	135,000
10° Canalisation en ville	320,000
11° Acquisition des sources, indemnités, etc	45,000
12° Frais d'études, de surveillance, d'administration, etc.	120,000
Total de la dépense.	1,800,000

Les essais de rendement ont été exécutés conformément à la convention passée entre le Conseil municipal de la Chaux-de-Fonds et la maison Escher Wyss et C^o, contradictoirement par M. Coullery, ingénieur de la municipalité et M. Cachin, ingénieur de la maison Escher Wyss et C^o.

Ils se résument dans la détermination des quatre facteurs suivants :

1° Chute motrice effective ;

2° Volume de l'eau motrice ;

Le produit de ces deux facteurs donnant le travail moteur.

3° Hauteur totale élévatoire ;

4° Volume de l'eau élevée.

Le produit de ces deux facteurs donnant le travail effectif utile.

1° *Détermination de la chute motrice.* — La convention prescrit que la chute doit être mesurée au moyen d'un manomètre placé sur le distributeur. Il est à remarquer que la vitesse de l'eau dans ce dernier étant très grande, le manomètre subit de ce fait une dépression sensible.

La convention porte en outre que la hauteur comprise entre la partie inférieure de la turbine et le niveau d'aval doit être comprise dans la hauteur de chute. Cependant cette hauteur ne peut être comptée comme chute motrice, car elle n'agit pas sur les turbines, de plus elle varie avec le nombre des moteurs en action.

En opérant ainsi on a trouvé comme hauteur de chute :

Pour 2 turbines en action	51 ^m ,385
Pour 3 turbines en action	51 ^m ,565

La perte de chute étant de plus de 2 mètres.

D'un commun accord, on a mesuré la hauteur de chute en installant le manomètre sur la conduite d'arrivée où la vitesse est très faible et en ne comptant pas la hauteur comprise entre le bas de la turbine et le niveau aval, on a trouvé 52^m,20 comme chute effective. La chute brute nivelée étant de 52^m,70, les pertes dues au frottement de l'eau dans les conduites sont donc de 0^m,50.

2° *Détermination du volume de l'eau motrice.* — Les jaugeages ont été opérés au moulinet Woltmann, dans diverses sections du canal d'aménée. La moyenne des 8 jaugeages exécutés donne 245,6 litres par turbine.

3° *Détermination de la hauteur totale élévatoire de l'eau débitée par les pompes.*

Nombre de groupes en action.	2	3
Pression indiquée au manomètre installé sur le réservoir d'air	501 ^m ,00	503 ^m ,00
Hauteur du niveau de l'eau dans le réservoir au dessus du niveau de l'eau du puisard	5 ^m ,95	5 ^m ,96
Hauteur totale élévatoire	506 ^m ,95	508 ^m ,96

4° *Détermination du volume d'eau élevé par les pompes.* — A défaut de bassin de jaugeage, le volume a été déterminé au moyen d'un déversoir complet établi en tête du tunnel de Jogne, sur toute la largeur du canal.

Le seuil de ce déversoir était taillé en biseau à 45°, sa disposition était conforme à celle des expériences de M. Lebros (voir Claudel) et les mêmes coefficients ont été admis.

Le débit de chaque groupe n'a pu être mesuré séparément, vu les oscillations considérables de volume qui se produisaient quand un seul groupe de pompes était en action.

On a effectué plusieurs jaugeages et les résultats ont été les suivants :

Pour 2 groupes de pompes en action le volume débité par seconde a été de 0^m³,03466. Pour 3 groupes de pompes en action il a été de 0^m³,0493.

Rendements.

Le travail moteur pour deux groupes en action est de :

$$52,20 \times 491,2 = 25640,64 \text{ kilogrammètres.}$$

et pour trois groupes en action de :

$$52,20 \times 736,8 = 38460,96 \text{ kilogrammètres.}$$

Le travail utile pour deux groupes en action est de :

$$506,95 \times 34,66 = 17.570,89 \text{ kilogrammètres.}$$

et pour trois groupes en action de :

$$508,96 \times 49,30 = 25091,73 \text{ kilogrammètres.}$$

Le rendement varie donc de $\frac{17570,89}{25640,64} = 0,685$ à $\frac{25091,73}{38460,96} = 0,652$, il est donc en moyenne de 66,85 %.

L'effet utile prévu par la convention était de 55 à 60 %.

DISTRIBUTION D'EAU DE LA VILLE DE PORTO

Planches 33 à 38.

La Compagnie des eaux pour l'étranger, expose dans le Palais de l'Hygiène les divers plans et renseignements relatifs à la distribution d'eau de la ville de Porto (Portugal).

Les études et les travaux de cette importante distribution ont été dirigés par M. Max Schmidt, Ingénieur des Arts et Manufactures, Ingénieur principal de la Compagnie.

En 1880 à la suite d'une adjudication, la Compagnie fut déclarée concessionnaire de la fourniture exclusive de l'eau à la ville, pour une période de quatre-vingt-dix-neuf ans. Elle s'engageait à fournir cent litres d'eau par tête d'habitant et par jour.

La convention fut approuvée par une loi en date du 27 juillet 1882 et un délai d'une année fut accordé à la Compagnie pour procéder aux études définitives et soumettre un projet à la municipalité.

Les travaux furent commencés au mois de février 1884 et terminés en mai 1886. Au mois de juin de cette année l'eau arriva à Porto et le premier janvier 1887 l'exploitation commença à fonctionner régulièrement.

L'eau est puisée dans le Rio Souza affluent du Douro qui se jette dans ce fleuve à environ 12 kilomètres en amont de la ville de Porto. (Voir le plan général).

Les pompes élévatoires actionnées suivant la saison, soit par des moteurs hydrauliques, soit par des machines à vapeur, ou bien simultanément par les deux genres de moteur, puisent l'eau filtrée provenant du Rio Souza et la refoulent ainsi que l'indique le profil en long de l'adduction (fig. 1. pl. 37-38) dans le tunnel réservoir du mont Jubim à la cote 140 mètres.

De ce réservoir l'eau est amenée par une conduite sous pression d'une longueur de 12,780 mètres au réservoir d'arrivée de Sao Izidro, situé dans la ville et dans lequel son niveau supérieur est à la cote de 125 mètres.

La ville de Porto est bâtie en amphithéâtre sur la rive droite du Douro, les quais y sont à la cote de 5 mètres. L'acte de concession porte que l'eau doit être fournie jusqu'au premier étage des maisons situées à l'altitude la plus élevée dont les seuils et rez-de-chaussée sont à la cote de 145 mètres.

Par suite de ces circonstances, on a divisé au point de vue de la distribution de l'eau, la ville en trois zones, alimentées chacune par un réservoir.

La zone moyenne desservie par le réservoir d'arrivée, comprenant la partie

la plus peuplée de la ville est située entre les courbes de niveau de 100 et 40 mètres.

La zone inférieure qui comprend toute la portion de la ville située au-dessous de la cote de 40 mètres est desservie par le réservoir de Sao Joao da Foz, situé sur une colline près de l'embouchure du Douro. Le niveau supérieur de l'eau y est à la cote de 61 mètres, il reçoit l'eau du réservoir d'arrivée, soit directement, soit après que cette dernière a servi au jeu d'une fontaine monumentale.

La zone supérieure comprenant la portion de la ville située au-dessus de la courbe de niveau 100, est desservie par un réservoir établi sur le mont dos Congregados, dans lequel le niveau supérieur de l'eau est à la cote de 161 mètres. Ce réservoir est alimenté par le réservoir d'arrivée au moyen d'une usine à vapeur de relai.

La capacité des divers réservoir est :

Réservoir tunnel de Jubim	6500 ^{m3}
Réservoir d'arrivée de Sao Izidro	9100
Réservoir supérieur du mont Congregados	3900
Réservoir inférieur de Sao Ioao da Foz	4500
Capacité totale	24000 ^{m3}

Cet approvisionnement peut servir dans les cas très rares ou par suite d'une grande crue du Rio Souza, l'usine élévatoire ne peut fonctionner. Ces arrêts qui ne durent que 4 à 5 jours, correspondent du reste à la saison des pluies, pendant laquelle les besoins d'eau pour le service de l'édilité sont à peu près nuls.

Le Rio Souza sur lequel est établi l'usine hydraulique, coule dans un lit étroit, son développement est de 70 kilomètres. Il reçoit à 500 mètres environ en amont du point où est établie l'usine, son affluent principal le Rio Ferreira dont le développement est de 40 kilomètres.

Pour capter l'eau on a établi un barrage à proximité de l'usine hydraulique ce qui permet d'utiliser pendant huit mois de l'année, le débit de 12 à 15 mètres cubes par seconde de la rivière, pour actionner les pompes élévatoires au moyen de turbines. Le reste de l'année, ces pompes sont actionnées au moyen de machines à vapeur auxiliaires. On réalise donc ainsi une économie considérable dans les frais d'exploitation.

Le débit du Rio Souza à l'étiage est de :

Année de sécheresse	610 litres à la seconde, soit 52,700 ^{m3} par jour
Année pluvieuse	1500 » » 129,600 »

Le débit moyen pendant les quatre mois d'été est de 2500 litres à la seconde, soit 216000 mètres cubes par jour.

Le débit du Rio Souza permettra donc de maintenir la fourniture de 100 li-



CARTE GÉNÉRALE
DE L'ADDUCTION DES EAUX
DU RIO SOUZA A PORTO.

(Les courbes de niveau sont de 25 en 25 Mètres.)

Echelle 50000

tres par tête d'habitant et par jour au fur et à mesure de l'accroissement de la population qui était en 1885 de 122000 habitants.

Ce n'est qu'après de nombreuses recherches et de nombreuses études que la municipalité se décida à dériver l'eau d'alimentation du Rio Souza. On aurait pu employer à cet effet l'eau du Douro, qui coulant dans un lit granitique est excellente, mais l'influence de la marée se fait sentir dans ce fleuve jusqu'à 27 kilomètres en amont de son embouchure.

Des analyses faites en 1887 lorsque la conduite de distribution a été établie, ont montré que l'eau amenée à Porto, ne mesure qu'un degré à l'hydrotimètre, qu'elle contient un milligramme de matières organiques, 21,60 centimètres cubes d'air, et 0,60 centimètres cubes d'acide carbonique par litre. Elle est exempte de carbonate de chaux.

Barrage. — Le barrage établi en travers du Rio Souza, à l'endroit où sa largeur est minimum, est arrasé à la cote de 8^m,50 au dessus de la mer, sur une longueur de 41 mètres. Près de la rive gauche il est arrasé à la cote 9^m,50 sur une longueur de 16 mètres. Du côté de l'usine établie sur la rive droite est ménagé un canal de décharge muni de 3 vannes de 1^m,50 d'ouverture dont les seuils sont à la cote de 7^m,50.

Le massif de ce barrage (fig. 2, pl. 33-34) est en maçonnerie de moellons avec fondations en béton de ciment établies entre deux files de palplanches. Ces fondations reposent soit sur le tuf argileux, du côté de la rive gauche, soit sur le sable, dans le lit de la rivière, soit sur le rocher, sur la rive droite. Le massif qui a une épaisseur de 4 mètres à la base et de 2 mètres à la crête, à une hauteur maximum de 6^m,90, fondations comprises.

Le glacis qui a une faible pente est recouvert d'un perré en moellons, il est maintenu par des pieux et des liernes.

A la partie aval pour éviter la corrosion, il se termine par un enrochement dans lequel sont fichés des petits pieux dont la tête dépasse.

Du côté amont le massif est protégé par un enrochement avec perré à 45°.

La crête dépasse de 0^m,50 le niveau atteint par les anciennes crues ordinaires du Rio Souza.

L'influence du barrage se fait sentir à 1900 mètres en amont dans le Rio Souza et à 1200 mètres dans sont affluent le Rio Pereira. En temps ordinaire l'eau en aval de ce barrage est à la cote de 4^m,50.

Usine hydraulique. — (Fig. 1, pl. 33-34 et fig. 1, 2, 3 et 4 pl. 35-36).

L'usine est établie sur la rive droite près d'un chemin communal à proximité du barrage, le sol en est à la cote 11 mètres au-dessus de la mer. Elle est submergée lors des crues extraordinaires de la rivière qui atteignent parfois la cote 17 mètres mais outre que ces crues ont lieu à de rares intervalles (tous les vingt-cinq ans environ), l'installation aurait été beaucoup trop compliquée si on avait voulu la soustraire complètement à leur influence.

Ces crues extraordinaires sont dues au Douro qui à certaines époques, barre le passage aux eaux du Rio Souza, celles-ci refoulées s'élèvent alors lentement et sans courant appréciable et se retirent de même au bout de deux ou trois jours, ne causant aucun dégât, mais déposant une couche de limon.

Au mois de novembre 1888, une pareille crue eut lieu et le sol de l'usine a été recouvert d'une couche d'eau de un mètre ; il a suffi de deux journées de travail pour le nettoyage complet de l'usine et l'enlèvement du limon et on a pu reprendre le service. Pendant la durée de l'arrêt de l'usine l'eau emmagasinée dans les divers réservoirs a amplement suffi à l'alimentation de la ville.

Le bâtiment de l'usine est établi sur un massif de béton général dont la partie la plus éloignée de la rivière a pu être assise directement sur le rocher. La partie centrale repose par l'intermédiaire de voûtes sur des piliers de béton de 1^m,50 à 2 mètres de côté, établis au moyen de cuvelages en bois. La partie la plus rapprochée de la rivière a nécessité le fonçage de 18 grands puits de 2^m,70 de diamètre, cuvelés en fonte, que l'on a remplis de béton, et qui supportent le massif général également par l'intermédiaire de voûtes.

Dans le massif général sont aménagés les canaux d'amenée A et de fuite B des turbines, les canaux D de nettoyage des filtres, les galeries C d'alimentation des pompes et le canal transversal général de fuite G d'une largeur de 5 mètres.

Le bâtiment qui mesure 35^m,70 dans le sens perpendiculaire à la rivière et 41^m,20 parallèlement à cette dernière, est divisé dans ce dernier sens en trois travées.

Les deux travées amont forment la salle des machines proprement dite, où sont installés les moteurs et les pompes.

La travée aval est aménagée pour contenir les générateurs, un magasin et un atelier de réparation. Une cheminée de 25 mètres de hauteur y est adossée.

Un peu en amont et à proximité de l'usine on a construit une maison d'habitation pour le personnel.

Filtres et galeries filtrantes. — L'eau d'alimentation est filtrée avant d'être envoyée aux réservoirs de la ville. A cet effet quatre grands bassins filtrants ont été établis sur la rivière en amont de l'usine (fig. 1, pl. 33-34) ils sont séparés par les canaux d'amenée des turbines, ce qui facilite l'accès pour le transport des matériaux destinés au renouvellement des filtres, matériaux qui arrivent par eau.

Ces bassins sont établis au-dessus de galeries voûtées destinées à recueillir l'eau filtrée. Les voûtes de 0^m,30 d'épaisseur sont construites en briques creuses et supportent la couche filtrante. L'eau après avoir traversé cette couche et y avoir déposé le limon qu'elle tenait en suspension vient tomber dans les galeries en traversant les voûtes.

Les bassins extrêmes n° 1 et 4 c'est-à-dire celui qui est du côté de la rivière et

celui qui est du côté de la rive, sont établis sur deux voutes longitudinales venant retomber sur un pieddroit commun percé d'ouvertures laissant communiquer entre elles les deux parties de la galerie. Les autres bassins sont établis au-dessus d'une voûte unique car leur largeur est moins grande.

La couche filtrante est constituée de la manière suivante :

A la partie supérieure est établi un lit de sable fin, d'une épaisseur de 10 centimètres, au-dessous est un lit de gros sable d'une égale épaisseur reposant sur deux couches de gravier ayant chacune 15 centimètres d'épaisseur, la couche supérieure est formée de gravier fin, la couche inférieure constituée par du gravier passant à l'anneau de 0,06, repose sur les voûtes des galeries filtrantes.

L'épaisseur de la couche filtrante est donc de 0^m,30 sa partie supérieure est à la cote 7^m,60.

En temps ordinaire le niveau de l'eau dans le bief amont étant à la cote 8^m,50, la charge d'eau sur le filtre est de 0^m,90. Dans ces conditions chaque mètre carré de ce dernier peut livrer passage à 13 mètres cubes d'eau par vingt-quatre heures.

Les superficies des bassins sont :

Premier du côté de la rivière	335 ^m 2,00
Deuxième	245 ,00
Troisième — —	245 ,00
Quatrième du côté de la rive	365 ,00
Superficie totale de la couche filtrante . . .	1190 ^m 2,00

On peut donc recueillir $1190 \times 13 = 15470$ mètres cubes d'eau filtrée par vingt-quatre heures.

En tête de chacun des bassins sont établies des vannes V permettant de l'isoler de la rivière. En aval de chacun d'eux sont également établies des vannes V₃ (fig. 1, pl. 33-34) dont les seuils sont à la cote 7^m,60, qui se manœuvrent depuis l'intérieur de l'usine. Ces vannes étant ouvertes laissent communiquer directement chacun des bassins avec le canal de fuite général G de l'usine par l'intermédiaire de deux canaux D. Les galeries dans lesquelles l'eau filtrée est recueillie, communiquent avec les puisards C ménagés dans le massif général formant sous-sol de l'usine. Les tuyaux d'aspiration des pompes viennent plonger dans ces puisards où le niveau de l'eau est à la cote de 6 mètres au-dessus de la mer. Les puisards sont mis en relation avec le canal général de fuite, par l'intermédiaire soit des galeries E, soit des canaux de fuite B des turbines au moyen d'ouvertures munies de vannes V₄. Ils peuvent être mis en relation par l'intermédiaire de conduites en fonte munies de robinets-vannes V₅ avec les canaux d'amenée A des turbines.

On procède au nettoyage de la couche filtrante de la manière suivante : après avoir fermé les vannes de tête V du bassin dont on veut nettoyer la couche et

les vannes V_4 du puisard, on ouvre les vannes V_3 et les robinets-vannes V_5 correspondants à ce bassin. L'eau du canal d'aménée de la turbine pénètre dans le puisard et dans les galeries, et vient bientôt refluer dans le bassin après avoir traversé de bas en haut la couche filtrante, car le niveau de l'eau dans le canal d'aménée est à la cote $8^m,50$ et le niveau supérieur de la couche à la cote $7^m,60$.

L'eau se rend ensuite au canal de fuite, et au bief aval par l'intermédiaire des galeries D.

Pendant la durée de cette opération, où l'eau vient bouillonner à la surface du filtre, la couche de sable supérieure serait bientôt profondément ravinée, si on ne laissait, en levant légèrement les vannes de tête V, arriver une mince couche d'eau au-dessus du filtre.

De temps à autre, on est obligé de changer, sur 3 ou 4 centimètres d'épaisseur, la partie supérieure de la couche filtrante.

Installations mécaniques. — L'arbre de couche transversal de l'usine XY (fi. 2, pl. 37-38) est actionné au moyen de courroies par quatre machines à vapeur identiques, dont les axes sont espacés de $8^m,40$. Entre deux machines consécutives, est installée une turbine qui commande l'arbre par l'intermédiaire d'une paire d'engrenages coniques.

Pendant huit mois environ, l'arbre est actionné uniquement par trois turbines; pendant le reste de l'année, les machines à vapeur fonctionnent, soit seules, soit concurremment avec deux ou une turbine.

Pour pouvoir débrayer l'un quelconque des moteurs, les engrenages, commandés par les turbines et les poulies actionnées par les courroies des machines à vapeur, sont montés sur l'arbre de couche, et mènent ce dernier par l'intermédiaire de cliquets entraînant des roues à rochets (fig. 5, pl. 35-36). Quand on veut isoler un des moteurs, on arrête la transmission et on tend les ressorts des cliquets portés par la poulie ou la roue d'engrenage qu'il commande, de sorte que ces derniers ne soient plus en prise.

L'arbre de couche commande quatre groupes de deux pompes du système Girard. L'axe de chacun de ces groupes étant placé dans le prolongement de l'axe d'une des machines à vapeur.

Des manchons M permettent de sectionner l'arbre et d'isoler du reste de la transmission un ou plusieurs groupes de pompes.

Générateurs. — La vapeur est fournie aux machines motrices par cinq chaudières identiques du système Galloway, établies dans la travée aval de l'usine, entre l'atelier de réparations et le magasin de l'usine (fig. 1, pl. 33-34).

La longueur de ces chaudières est de 12 mètres; le diamètre extérieur de $2^m,10$, le diamètre des tubes intérieurs de $0^m,75$.

La machine alimentaire est établie en J, près de l'atelier de réparations; elle

est à action directe. Le diamètre du cylindre à vapeur est de 0^m,15, celui du plongeur de la pompe de 0^m,10 ; la course commune de 0^m,30.

A cause des extinctions, du rallumage en marche, etc., la consommation en charbon s'élève à 2 kilogrammes par cheval indiqué aux machines à vapeur.

Machines à vapeur. — Les quatre machines à vapeur sont identiques. Elles sont à un seul cylindre, à détente et condensation, avec tiroir du système Meyer. Le nombre de tours est de 40 par minute, le degré d'admission de 0,20 à 0,25 de la course. La pression moyenne de la vapeur dans le cylindre est de 2 kgs. 2 par centimètre carré.

Les cylindres ont un diamètre de 0^m,70, la course est de 0^m,80, le volume engendré par le piston est de 308 litres. Le travail de la vapeur est de 120 chevaux, le travail effectif de 84 chevaux ; le rendement est donc de 70 pour cent.

La condensation s'effectue au moyen d'une machine spéciale I. Cette machine comporte deux cylindres à vapeur d'un diamètre de 0^m,40, dont les pistons, qui ont une course de 0^m,40, commandent directement deux pompes à air à simple effet, d'un diamètre de 0^m,70.

Le volume engendré par seconde, par les pistons des machines à vapeur, est de 1,776 litres ; celui engendré par les pistons des pompes à air, de 272 litres ; le rapport est donc environ de 6 à 1.

Turbines (fig. 6, pl 35-36). — Chaque turbine peut débiter 3,150 litres à la seconde, sous une chute de 3^m,50 ; sa force effective est donc de 147 chevaux.

Ces turbines sont du système Mahler, avec un axe vertical et pivot inférieur. La couronne mobile reçoit l'eau par tout son pourtour, et se compose, en somme, de deux turbines superposées venues de fonte ensemble ; la première, D, est une turbine centripète à axe vertical ; la deuxième, E, est une turbine américaine dans laquelle les aubes ont une double courbure, et qui peut être considérée comme dérivant à la fois de la turbine centripète ou de la turbine d'Euler. Les aubes, à la partie extérieure où l'eau pénètre, ont un premier élément vertical, et l'évacuation s'effectue à la partie inférieure comme dans la turbine d'Euler, les derniers éléments des aubes faisant un angle très petit avec un plan horizontal.

Les aubes directrices, à génératrices verticales, sont mobiles autour d'un axe vertical, et constituent en même temps le vannage permettant de faire varier le débit tout en conservant l'arrivée de l'eau par tout le pourtour. A cet effet, chacune de ces aubes verticales V porte un petit secteur denté Q, venu de fonte avec elle, qui engrène, avec un pignon P monté sur un petit arbre vertical O. On voit que la rotation de ces arbres fait varier l'inclinaison des aubes directrices sur la couronne mobile et, par conséquent, augmente ou diminue la section d'arrivée de l'eau motrice.

La manœuvre s'effectue au moyen d'un volant S commandant un arbre vertical H, qui porte à sa partie inférieure un pignon N. Ce pignon commande un secteur denté M, fixé à une roue dentée K, montée folle sur l'arbre de la turbine. Cette roue K actionne les secteurs dentés L, montés sur les petits arbres O, et, par conséquent, son déplacement fait varier l'inclinaison des aubes mobiles.

L'arbre vertical de la turbine, dont l'extrémité supérieure commande, par l'intermédiaire d'engrenages coniques, l'arbre de couche de l'usine, est maintenu par des colliers et repose, par l'intermédiaire d'une partie hémisphérique creuse, sur une demi-sphère en bois de gaïac, P, placée à l'extrémité d'un arbre vertical fixe F.

Pompes. — Chaque groupe de pompes est constitué par deux pompes du système Girard, dont les axes sont à 3 mètres l'un de l'autre, avec réservoirs d'air communs. Les réservoirs d'air d'aspiration et de refoulement sont placés l'un au-dessus de l'autre.

Le diamètre des pistons plongeurs est de 0^m,18, leur course de 0^m,70, le nombre de tours de 35 par minute.

Le volume d'une cylindrée est de 17 lit. 41, le débit d'une pompe par seconde de 23 lit. 75, et celui des huit pompes de 166 litres.

Le débit réel des pompes est de 141 lit. 10 par seconde, soit un rendement de 85 % en eau élevée. Elles peuvent donc élever 12,991 mètres cubes par vingt-quatre heures.

Rendements. — Le niveau de l'eau dans le puisard étant à la cote 6, et dans le tunnel-réservoir où aboutit la conduite de refoulement à la cote 140, la hauteur totale d'élévation d'eau est de 134 mètres.

Le travail en eau élevée est donc de

$$\frac{141,10 \times 134}{75} = 252^{\text{chev.}}, 10.$$

La force indiquée pour les machines à vapeur est de $4 \times 120 = 480$ chevaux; le rendement de l'ensemble est

$$\frac{252,1}{480} = 0,53.$$

La force brute de la chute est de

$$\frac{4 \times 3150 \times 3,50}{75} = 441 \text{ chevaux.}$$

Le rendement de l'ensemble des turbines et des pompes est de

$$\frac{252,1}{441} = 0,58.$$

Conduite de refoulement — Cette conduite part de l'usine élévatrice et aboutit au tunnel-réservoir du mont Jubim (voir profil en long, fig. 1, pl. 37-38).

L'eau refoulée par les pompes est envoyée dans une conduite sur laquelle est établi, dans la partie centrale de l'usine, un réservoir d'air R de 1^m,25 de diamètre et 7^m,50 de hauteur. Cette conduite, à la sortie de l'usine, doit passer sous le chemin communal qui longe cette dernière, à un niveau inférieur à celui qu'elle occupe dans l'usine. Pour cette raison, on a établi dans l'usine un deuxième grand réservoir R, placé à proximité de la sortie de la conduite. Cette dernière y pénètre à une certaine hauteur, et en sort à la partie inférieure ayant rattrapé la différence de niveau.

Immédiatement après ce réservoir est installé, le robinet vanne d'arrêt V₇ (fig. 1, pl. 33-34) et un clapet de retenue.

La conduite d'une longueur de 1,197 mètres est constituée par des tuyaux de fonte à l'emboîtement de 0^m,50 de diamètre intérieur, posés en tranchée. Les 500 premiers mètres de cette conduite ont leur épaisseur renforcée à cause la pression de l'eau.

Vers le milieu de cette conduite, est établi un deuxième clapet de retenue auquel on accède pour la visite, par un regard.

Tunnel-réservoir du mont Jubim (fig. 3 et 4, pl. 37-38).

La cote du sommet du mont Jubim est 176 mètres; on a passé sur 483 mètres de longueur en tunnel, et profité de la galerie creusée pour le passage des conduites pour en faire un grand réservoir.

Ce réservoir est divisé en deux bassins au moyen d'un mur transversal, de manière à ce que l'un des deux puisse être nettoyé pendant que l'autre est en service.

Ces deux bassins communiquent entre eux par une conduite de 0^m,30, munie d'un robinet vanne.

Trois chambres de manœuvre sont installées dans ce tunnel, une à chacune des extrémités et l'autre au milieu; on accède à cette dernière au moyen de barques légères qui permettent en même temps l'inspection des bassins.

La conduite d'eau sous pression, qui aboutit au réservoir d'arrivée a son origine au tunnel-réservoir; afin que le service puisse être assuré par l'un ou l'autre des bassins, elle a son origine dans le bassin le plus proche de l'usine hydraulique et traverse par conséquent l'autre dans toute sa longueur.

La conduite ascensionnelle aboutit dans le bassin le plus éloigné de l'usine, et traverse entièrement l'autre.

Des robinets vannes, convenablement disposés, permettent de desservir la conduite sous pression au moyen de l'eau contenue dans l'un ou l'autre des bassins, ou bien de la relier directement à la conduite ascensionnelle.

La longueur utile du tunnel-réservoir, déduction faite des chambres de manœuvre, est de 473 mètres; sa section est un plein cintre de 5 mètres de diamètre au-dessous duquel se trouve un trapèze de 2 mètres ayant naturellement aux naissances 5 mètres de largeur, et 4^m,80 à la base inférieure. La hauteur de l'eau est de 3 mètres, son niveau est à la cote 140 mètres.

Chaque bassin est muni d'un tuyau de trop plein de 0^m,50 de diamètre, et d'un tuyau de vidange d'un égal diamètre. Un tuyau avertisseur, de 0^m,06 de diamètre a son origine un peu au-dessous de celle du tuyau de trop plein, et vient aboutir à l'usine hydraulique.

L'aération est assurée au moyen d'une cheminée centrale de 36 mètres de hauteur, qui a servi au percement du tunnel.

L'air pénètre par les portes à claire-voie des chambres de manœuvre extrêmes.

Conduite d'eau sous pression entre le tunnel-réservoir et le réservoir d'arrivée. — Le profil en long de cette conduite (fig. 1, pl. 37-38) indique les pressions statiques et le niveau piézométrique en chaque point, car la ligne de charge y est portée.

Cette conduite, de 11103 mètres de développement, est en fonte; son diamètre est de 0^m,60, la charge statique au réservoir d'arrivée est de 140 — 125 = 15 mètres.

Elle débite 175,25 litres par seconde; en effet, en appliquant les formules de l'écoulement de l'eau dans les tuyaux, on a :

$$(1) rj = b_1 u^2 \quad (2) Q = \pi r^2 u.$$

Dans notre cas, $r = 0,30$; b est le coefficient de résistance d'un tuyau de fonte de 0^m,60, en service, on a donc $b_1 = 0,001,056$.

j est la charge par mètre courant, dans notre cas.

$$j = \frac{140 - 125}{11103} = 0,00135.$$

On tire de la formule : $u = 0^m,6,193$. (1)

Le débit d'eau par seconde est :

$$Q = 0^{m^3},17525.$$

Le débit par jour est de 15,141 mètres cubes, c'est-à-dire que la conduite sera encore suffisante quand la ville aura atteint le chiffre de 150,000 habitants.

Cette conduite, qui épouse les ondulations du terrain, est amarrée dans des massifs en béton à tous les changements de direction, soit dans le sens horizontal, soit dans le sens vertical.

A tous les points hauts, au nombre de huit, sont fixées des ventouses ; aux points bas, au nombre de dix-sept, sont établies des décharges. Sur la conduite sont placés onze robinets vannes ; six de ces derniers ont des nourrices de 0^m,10 pour faciliter la mise en charge. De chaque côté de ces robinets-vannes, est établie une décharge.

Tous ces appareils de manœuvre sont installés dans des chambres avec regards ; leurs emplacements sont indiqués sur le profil en long.

La conduite est renforcée au kilomètre 3,230, sur une longueur de 500 mètres, car le niveau piézométrique y atteint 83 mètres. Elle est aussi renforcée sur une longueur de 1,500 mètres à la traversée de la vallée de Campanhaa, où le niveau piézométrique atteint 120 mètres.

Dans la traversée de cette vallée, la conduite passe sur le pont route de Rio Torto ; elle est ensuite, sur une longueur de 200 mètres, placée dans une galerie de 1^m,50 de largeur et 1^m,90 de hauteur, afin de pouvoir être facilement surveillée. Un poste relie téléphoniquement cette galerie avec l'usine élévatoire et avec le bureau de la compagnie dans la ville.

La conduite traverse ensuite le Rio Tinto sur une passerelle de 20 mètres de longueur formée de poutres en treillis, qui la soutiennent au moyen d'étriers.

A partir de là, la conduite remonte dans la ville, et vient aboutir au réservoir d'arrivée de Sao Isidro.

Réservoirs. — Les réservoirs en maçonnerie sont recouverts de voûtes longitudinales en arc de cercle de 2^m,25 de portée, construites en béton de petit gravillon, avec mortier de ciment, ayant 0^m,18 d'épaisseur à la clef, et 0^m,22 aux naissances.

Ces voûtes sont recouvertes d'une couche de terre végétale. Dans les creux formés par la rencontre de deux voûtes, on a ménagé un remplissage en pierres sèches pour assurer l'écoulement des eaux de pluie.

Ces voûtes reposent sur des murs de 0^m,50 d'épaisseur, dans lesquels on a ménagé des voûtes d'évidement en plein cintre de 2^m,90 d'ouverture, ayant à la clef une épaisseur de 0^m,50, et laissant entre elles des piliers de 0^m,50 sur 0^m,50.

Le réservoir d'arrivée est complètement enterré ; le réservoir supérieur du mont Congrégados est bâti sur un rocher, celui de la zone inférieure s'élève sur une éminence.

Usine de relai. — Cette usine, destinée à approvisionner d'eau le réservoir de la zone supérieure, est établie à proximité du réservoir d'arrivée.

Elle renferme une machine à vapeur horizontale du même type que celles de l'usine de Souza, actionnant directement une pompe du système Girard.

La vapeur est fournie par deux chaudières du type Cornouailles, dont l'une est de réserve.

La pompe peut débiter 36 litres d'eau par seconde, à une hauteur de 161 — 125 = 36 mètres ; le travail en eau élevée est donc de 17,3 chevaux.

La conduite de refoulement d'un diamètre de 0^m,25 a une longueur de 275 mètres : elle est munie à sa sortie de l'usine d'un clapet de retenue.

Canalisation en ville. — La canalisation des deux zones supérieures est une canalisation de circulation, c'est-à-dire que les conduites sont disposées de telle manière que les polygones qu'elles forment viennent se fermer, de sorte qu'en un point quelconque l'eau peut arriver, soit de droite, soit de gauche.

Le réservoir de la zone inférieure est alimenté par le réservoir d'arrivée ; à cet effet, sur la conduite principale de la distribution de la zone moyenne, on a, à la cote 87 mètres branché, une conduite de 0^m,250 de diamètre communiquant avec le réservoir inférieur. Cette conduite porte un branchement de 0^m,150 de diamètre, qui dessert une fontaine monumentale. Le trop plein de cette fontaine peut, soit faire retour à la conduite de 0^m,250, et aller au réservoir inférieur, soit être dirigé dans les égouts de la ville.

Au moyen des robinets vannes, on peut :

1° Faire communiquer directement les deux réservoirs :

a. Sans faire jouer la fontaine ;

b. En faisant jouer la fontaine et en envoyant son trop plein à l'égout ;

2° Mettre en communication les deux réservoirs par l'intermédiaire de la fontaine, la conduite directe étant fermée ;

3° Interrompt toute communication entre les réservoirs, et faire jouer la fontaine, son trop plein allant à l'égout.

La canalisation de la zone inférieure est branchée sur la conduite de 0^m,250 partant de la conduite principale de la zone moyenne.

Quand la communication directe entre les deux réservoirs existe, celui de la zone inférieure est simplement un réservoir d'extrémité.

Si la communication des deux réservoirs est établie par l'intermédiaire de la fontaine, le réservoir inférieur est en service de retour.

La longueur totale de canalisation, posée au 1^{er} janvier 1889, était de 72,023 mètres.

DISTRIBUTION D'EAU DE LA VILLE DE NAPLES

Planches 39 à 46.

La ville de Naples compte 500,000 habitants et jusqu'à l'achèvement des travaux que nous allons décrire, elle manquait d'eau pour l'arrosage des voies publiques et le nettoyage des égouts; de plus l'eau potable qui y arrivait en petite quantité n'était pas de bonne qualité.

De grands travaux vont en outre être entrepris au point de vue l'assainissement, particulièrement la construction d'égouts, de sorte que dans un avenir prochain la ville pourra devenir le centre important auquel sa situation lui donne droit.

Dès les temps les plus reculés les eaux du Sabato avaient été amenées à Naples au moyen d'aqueducs.

Du plus ancien qui paraît devoir être attribué aux Samnites, il ne reste que quelques vestiges.

Les Romains construisirent l'aqueduc Claude dont on a pu déterminer le parcours et qui existe encore sur une certaine longueur de telle sorte qu'on a pu à un moment donné, songer à le remettre en état. Le développement de cet aqueduc était de 80 kilomètres.

Au siècle dernier sous le règne de Charles III, l'ingénieur Vantivelli traça et fit construire l'aqueduc de Caserte, alimenté par les sources de Fizzo. Le canal se termine à Caserte et forme une cascade. Le trop plein des eaux de cette dernière vient tomber dans le canal de Carmignano.

Ce dernier canal construit vers 1629 et l'aqueduc de la Bolla, dont l'origine semble remonter au temps de Constantin le Grand (328 ans après Jésus Christ) et qui amène des eaux de source, desservaient seuls jusqu'à ces derniers temps la ville de Naples.

D'après les statistiques municipales, l'aqueduc de la Bolla débite de 12 à 15,000 mètres cubes par jour et le canal de Carmignano de 5 à 10,000, ce qui donnait un débit total journalier de 17 à 25,000 mètres cubes, absolument insuffisant pour une ville comptant 500,000 habitants.

Vers l'année 1841, l'ingénieur italien Felice Abate, étudia l'adduction à Naples d'eaux de source, ses études ont été la base de tous les projets présentés depuis.

Depuis 1866 de nombreux projets furent étudiés, tant par une commission nommée à cet effet par la municipalité que par des Ingénieurs. Dans tous ces projets l'eau des sources de la vallée de Sérino devait être amenée à Naples au moyen d'un aqueduc à écoulement libre aboutissant à une conduite d'eau forcée traversant la plaine qui entoure la ville.

En 1873, MM. Mauby et Roberti furent déclarés concessionnaires de la fourniture des eaux à la ville de Naples et le 11 juillet 1877, fut promulgué le décret d'utilité publique. Dans l'intervalle les concessionnaires avaient été remplacés par la compagnie anglaise *The general credit and discount Company*, qui fit étudier un nouveau tracé par M. Bateman, ingénieur bien connu en Angleterre. Dans ses grandes lignes ce tracé concordait avec celui du projet qui a été exécuté et que nous allons décrire, mais cependant au lieu d'une pente uniforme pour le canal à écoulement libre, il admettait trois pentes différentes.

La Compagnie anglaise offrit bientôt à la Compagnie générale des eaux pour l'étranger, qui avait déjà exécuté de nombreux travaux de distribution d'eau en Italie, de lui céder la concession. La ville de Naples ne voulant pas reconnaître cette dernière compagnie, celle-ci dut prendre le nom de *The Naples water-works company limited*, société spéciale qui avait été fondée par la première compagnie anglaise.

M. Gustave Marchand, ingénieur en chef des Ponts et Chaussées, directeur de la Compagnie générale des eaux de France et de la Compagnie des eaux pour l'étranger, fut appelé à la tête de la nouvelle Compagnie et chargea M. Schnaebeli d'étudier le projet définitif qui a été exécuté. Les divers plans et renseignements concernant ce remarquable travail ont été exposés dans le pavillon de l'Hygiène à l'Esplanade des Invalides.

L'eau provient des sources qui coulent dans le sous-sol des prairies Urcioli, situées à proximité du fleuve Sabato. Ces sources ont été captées et amenées au moyen d'un aqueduc de 59551^m,75 de longueur aux siphons de Cannello. Deux de ces siphons d'une longueur de 1872 mètres alimentent le réservoir du bas et du moyen service de la ville, un troisième siphon de 22720 mètres de longueur alimente le réservoir supérieur.

Les eaux provenant des sources captées sont excellentes et leur température pendant les plus fortes chaleurs ne dépasse pas 12°.

Les travaux, à l'exception du percement du tunnel de Ciardelli exécuté directement par la Compagnie, ont été donnés à l'entreprise à la Société vénitienne de travaux publics, qui avait déjà exécuté pour le compte de la Compagnie des eaux pour l'étranger, les travaux de distribution d'eau de Venise.

Les travaux commencés en 1882, ont été terminés au mois de décembre 1884 et le 10 mai 1885 les eaux arrivèrent à Naples.

Nous allons examiner en détail chacune des parties de ce gigantesque travail que nous pouvons diviser comme il suit :

- 1° Captage des sources.
- 2° Aqueduc à écoulement libre.
- 3° Siphons de Cannello.
- 4° Réservoirs.
- 5° Canalisation en ville.

1° *Captage des sources.* — Après de nombreuses études on a décidé d'amener provisoirement à Naples, l'eau des sources Urcioli, qui jaillissent dans une prairie de la vallée de Serino, dans laquelle coule le fleuve Sabato, et qui sont situées à la cote 330 mètres. Ces sources fournissent les 170,000 mètres cubes d'eau par vingt-quatre heures prévus au traité de concession. Si plus tard le service devenait plus important, on pourrait capter les eaux des sources Acquaro et Pelosi situées à la cote 373 et les amener à Naples par l'aqueduc.

De nombreux sondages ont montré que la couche imperméable au-dessous des sources était en moyenne à une profondeur de 12 mètres. La coupe géologique (fig. 5, pl. 39-40) montre que la veine aquifère placée immédiatement au-dessus du terrain imperméable est formée d'un banc de graviers et de blocs de calcaire détachés d'une hauteur de 3 à 4 mètres. Au-dessus viennent des tufs noirs supportant la couche de terre végétale.

L'eau a été captée et amenée au réservoir ou chambre centrale, d'où part l'aqueduc à écoulement libre, au moyen de trois galeries maçonnées ou collecteurs ayant une pente de 2 millimètres par mètre (fig. 1, pl. 39-40).

Les pieddroits de ces galeries sont construits soit en maçonnerie de moellons, soit lorsque la venue d'eau était trop considérable en maçonnerie de béton.

Les voûtes en plein cintre sont en maçonnerie de briques.

Quand ces galeries reposent sur le tuf elles n'ont pas de radier, quand elles reposent sur le gravier, le radier est fermé par un pavage à sec, maintenu de distance en distance par un chaînage en béton.

L'eau pénètre dans ces collecteurs par des barbacanes percées dans les pieddroits, à cet effet on a ménagé le long de ces derniers à l'extérieur, un espace vide rempli de gros galets, formant drain.

Pour éviter que les eaux de pluie en entraînant les terres ne viennent troubler l'eau captée, on a recouvert d'un corroi d'argile, toutes les surfaces où l'on avait pratiqué des fouilles. On a dans le même but endigué deux ravins qui traversent la prairie et établi sur leur fond un solide radier maçonné.

La zone du terrain situé autour des sources a été en outre close par un mur d'enceinte (fig. 1, pl. 39-40).

Le collecteur principal dont la section a une largeur de 2^m,70 et une hauteur de 1^m,70 (fig. 2, pl. 39-40) vient aboutir du côté sud de la chambre de réunion.

Les deux autres collecteurs ont une largeur de 1^m,60 et une hauteur de 2 mètres.

Celui qui vient aboutir du côté Ouest de la chambre de réunion a une longueur de 155 mètres, l'autre qui aboutit du côté Nord a une longueur de 270 mètres.

Le côté Est de la chambre de réunion a été réservé pour recevoir la conduite d'amenée des eaux des sources supérieures quand on en exécutera la dérivation.

La chambre de réunion ou chambre de départ (fig. 3, pl. 39-40) est un bâtiment à 3 étages ayant environ $12^m,50$ de largeur sur $12^m,50$ de longueur.

Le sol de l'étage le plus élevé est à la cote de 328 mètres, c'est-à-dire à peu près au niveau du sol de la prairie, cet étage comprend une grande chambre de manœuvre, précédée d'un vestibule.

Les collecteurs aboutissent au niveau de l'étage intermédiaire à la cote 323, et les eaux qu'ils amènent tombent à l'étage inférieur dont le radier est à la cote 321 mètres. Pour amortir le choc, cette chute de 2 mètres a été coupée en deux au moyen d'un palier intermédiaire.

L'aqueduc à écoulement libre part de la chambre inférieure du côté Nord, son radier est à la cote 321.

Un canal de décharge part également du côté Nord, son radier est à la cote 323, sa section transversale est un demi cercle de 3 mètres de diamètre (fig. 32 pl. 39-40) il va se jeter dans le Sabato.

Les diverses vannes, commandant, soit le débouché des collecteurs, soit l'entrée de l'aqueduc à écoulement libre, se manœuvrant de l'étage supérieur d'où part un escalier qui permet d'accéder aux étages inférieurs et d'en faire la visite.

2° *Canal à écoulement libre.* — Comme nous l'avons vu, la longueur totale de cet aqueduc est entre la chambre de réunion des sources Urcioli et la colline de Canello, d'où partent les siphons de $59551^m,75$. Sa pente uniforme est de 50 centimètres par kilomètre.

Le canal franchit, immédiatement après sa sortie de la chambre de réunion, le Sabato et le chemin de fer d'Avellino et suit la rive gauche du fleuve, en traversant les territoires de Cesinale, Atripalda, Avellino et Prata (voir la carte générale, fig. 1, pl. 41-42). Entre les sources Urcioli et Prata, le canal et le fleuve suivent à peu près la direction du Nord.

A partir de Prata, le Sabato fait un coude et se dirige à l'Ouest pour reprendre-ensuite à partir d'Altavilla, sa direction vers le Nord.

Le canal suit à peu près la même direction que le Sabato jusqu'à Altavilla, mais à partir de ce point comme il est déjà à une certaine hauteur au-dessus du fleuve, il quitte sa vallée et continue à se diriger vers l'Ouest en passant dans deux souterrains dont le plus important traverse de contrefort de Ciardelli. A l'extrémité du souterrain de Ciardelli, le canal débouche à Pannarano, il traverse ensuite le plateau Cervinara. A partir d'Arpaja il s'infléchit un peu vers le Sud, et arrive en se développant à flanc de coteau au sommet d'un des contreforts de la colline de Canello, qui domine la vaste plaine d'Acerra traversée par les siphons.

Les figures 6 de la planche 41-42, donnent les profils types principaux adoptés pour la section du canal.

Le profil le plus fréquemment employé est celui pour lequel le radier a la forme d'un demi cercle, la largeur est de $1^m,60$ et la hauteur de 2 mètres.

Si l'on admet que l'eau atteint seulement les naissances de la voûte qui recouvre le canal, c'est-à-dire que la hauteur d'eau est de 1^m,20, on a :

$$\begin{aligned} \text{Section transversale } S &= 1^{\text{m}},81 \\ \text{Périmètre mouillé } P &= 3^{\text{m}},58 \\ \text{Rayon moyen } I &= \frac{1,81}{3,58} = 0,506 \end{aligned}$$

La pente est de 0,005 par mètre et si l'on admet le coefficient applicable à des parois simplement unies, la vitesse moyenne de l'eau est donnée par la formule :

$$V = \frac{\sqrt{0,506 \times 0,0005}}{0,00019 \left(1 + \frac{0,07}{0,506}\right)} = 1^{\text{m}},081.$$

Le débit par seconde est donc de

$$D = V \cdot S = 1,81 \times 1,081 = 1^{\text{m}^3},956$$

Soit en chiffres ronds 2 mètres cubes par seconde, ce qui correspond à un débit journalier de 172,800 mètres cubes.

Ce débit pourra du reste être augmenté ultérieurement en élevant le niveau de l'eau dans le canal.

Dans les souterrains pour augmenter la résistance à la poussée, les piedroits ont été légèrement cintrés. Dans le tunnel de Franco le profil intérieur est un cercle de 2 mètres de diamètre, et dans le tunnel de Ponnarana il a une forme ovoïde afin de mieux résister à la poussée.

Pour ne pas exhausser le lit de plusieurs ravins dans la traversée du plateau de Cervinara, on a dû surbaïsser la voûte du canal, ainsi que l'indique le profil type.

Les maçonneries ont été exécutées soit en moellons calcaires, soit en tuf, soit en briques et tuf, soit même en briques seules quand le tuf et le calcaire manquaient.

Le mortier composé de chaux grasse, de pouzzolane et de chaux ordinaire par parties égales a donné d'excellents résultats.

Dans le but de rendre les parois étanches et de faciliter l'écoulement de l'eau le canal a été revêtu intérieurement sur toute la surface d'un enduit en ciment de Grenoble de 15 millimètres d'épaisseur.

La longueur totale des souterrains est de 14,500 mètres.

Le percement de quelques-uns de ces derniers a donné lieu à de grandes difficultés, notamment pour celui de Ciardelli exécuté directement par la Compagnie. Sur presque toute sa longueur on a eu affaire à de l'argile gonflant beaucoup et donnant lieu à de fortes poussées, de plus elle laissait échapper des gaz explosibles constituant

un danger permanent. Le percement des tunnels Selitti, Pannarana, Franco, San Martino, Valle et Arpaja, a donné lieu aux mêmes difficultés.

Le tunnel d'Altavilla a été percé dans un poudingue très dur, on a pu ainsi en plusieurs points de son parcours supprimer la voûte du canal.

Pour le percement des souterrains les plus longs on s'est servi de puits pour l'enlèvement des déblais et l'approche des matériaux. On a dû percer six de ces puits lors de l'exécution de chacun des tunnels de Ciardelli et d'Altavilla, trois pour le tunnel de Pannarana et deux pour plusieurs autres.

Le canal passe sur vingt ponts aqueducs d'une longueur totale de 1800 mètres.

Les deux plus importants franchissant des routes sont : 1° celui d'Atripalda sur la route provinciale de Melfi, il a 20 arches et 303 mètres de longueur. 2° Celui qui franchit la route nationale des Pouilles, il a 12 arches et 163 mètres de longueur.

A deux kilomètres plus loin se trouvent également deux viaducs importants franchissant des vallons. Le premier sur le Rio Virgine a 20 arches et 354 mètres de longueur. Le deuxième sur le vallon de Rio Noci a 31 arches et 493 mètres de longueur.

Tous les ponts ont été construits sur le même type, les voûtes ordinaires sont en plein cintre de 8 mètres de diamètre. Celles qui franchissent les routes et les vallons sont des arcs surbaissés de 13^m,50 de portée. Le profil transversal type de ces ponts est donné fig. 4, pl. 41-42.

Les fondations sont en béton, les maçonneries en élévation sont en brique; et tufs rangés par assises alternatives. Les arches de 13^m,50 de portée sont en moellons calcaires.

Auprès d'Altavilla-Irpina, l'aqueduc doit traverser deux ravins profonds, celui de Tronti et celui des Gruidi, qu'il ne peut contourner à cause du mauvais état du terrain. La traversée s'effectue au moyen de siphons renversés en fonte.

Le siphon de Tronti (fig. 2, pl. 41-42) se compose de quatre files de tuyaux de 0^m,800 de diamètre et de 588 mètres de longueur. Les tuyaux sont à emboîtement et cordons avec joints au plomb, ils sont maintenus par des chaînes transversales en maçonnerie.

Les siphons partent d'une chambre en maçonnerie à deux étages, les eaux du canal arrivent à l'étage inférieur d'où partent les conduites des siphons. La chambre supérieure sert à la manœuvre des vannes, etc...

A la tête aval les siphons débouchent dans une chambre d'arrivée analogue à celle de départ.

Au point bas est installée une chambre de mise en charge et de décharge.

Chacune des conduites est indépendante des autres. La mise en charge s'effectue par le bas au moyen d'une conduite de 0^m,15 de diamètre partant de la chambre de départ et aboutissant à la chambre inférieure de manœuvre.

Quand on veut mettre l'une des conduites composant le siphon, en charge, on la

fait communiquer avec cette conduite de 0^m,15. L'eau s'élève régulièrement dans les deux branches et l'air s'échappe par les deux extrémités. La vidange s'effectue également par le bas.

Le débit de chacune des files du siphon est donné par la formule :

$$Q = \frac{\sqrt{J \cdot D^5}}{\beta \cdot L}$$

J la perte de charge est de 1^m,50, on attribue à β sa valeur pour la surface rugueuse de la fonte et on a :

$$Q = \frac{\sqrt{1,50 \times 0,32768}}{0,0035 \times 588} = 0^m3,500.$$

Le débit des quatre files du siphon est donc bien de 2 mètres cubes par seconde, comme celui du canal.

Le siphon des Gruidi est tout à fait analogue, il se compose de 3 files de de tuyaux de 0^m,80 de diamètre, et d'une longueur de 526 mètres ; la perte de charge est de 2^m,50, le débit est donc par file de :

$$Q = \frac{\sqrt{2,50 \times 0,32768}}{0,0035 \times 526} = 0,667.$$

Le débit des trois files est donc de 2 mètres cubes par seconde. Ce siphon traverse le torrent sur un pont à quatre arches en plein cintre de 10 mètres d'ouverture.

Trois chutes ont été établies sur le parcours du canal, elles sont destinées à fournir de la force motrice et ont été aménagées à cet effet. En tête de chacune d'elles est disposée une chambre de départ (fig. 5, pl. 41-42) dans laquelle on a ménagé les amorces des conduites destinées à amener l'eau aux moteurs hydrauliques à installer. Le radier est disposé en gradins, et se termine à une chambre d'arrivée, à laquelle aboutiront les conduites qui ramèneront au canal l'eau qui aura agi sur les moteurs hydrauliques.

Le tableau suivant donne la désignation de ces chutes, leur hauteur et leur force brute en chevaux.

Désignation des chutes	Hauteur	Force brute en chevaux
Tête amont du pont d'Atripalda . . .	5 ^m ,00	133.80
Aarpaja	36 ,00	960.00
Cancello, à l'extrémité du canal. . . .	37 ,43	998.10
Totaux	78 ^m ,43	2091.40

L'aqueduc est entretenu par des cantonniers logés sur la ligne.

Un chemin de service est établi sur l'axe du canal. Les deux têtes de chacun des tunnels sont reliées entre elles par un chemin muletier.

Tous les 200 mètres environ on a établi dans la voûte du canal, un regard fermé par une trappe et muni d'une échelle en fer permettant la visite. Au droit de chacun de ces regards on a ménagé dans le radier une petite cuvette où viennent se déposer les matières entraînées par les eaux. Ces cuvettes sont nettoyées de temps à autre.

L'aqueduc a été sectionné en tronçons d'environ 5 kilomètres de longueur que l'on peut isoler et vider. A cet effet en tête de chacun d'eux on a construit une chambre de manœuvre en maçonnerie renfermant les vannes d'arrêt et de décharge. Quand on a pu jeter toutes les eaux du canal dans un ravin voisin on a aménagé une décharge totale.

Quand le débit des cours d'eau voisin n'était pas suffisant pour recevoir toute l'eau du canal à la fois, on aménagé des décharges partielles, en ayant soin de les rapprocher de façon qu'elles puissent tenir lieu d'une décharge totale. Le profil en long de l'aqueduc (fig. 4, pl. 39-40) indique la position des décharges totales qui sont au nombre de 10 et des décharges partielles qui sont au nombre de 4.

3° *Grands siphons de Cancellò*. — La ville de Naples a été divisée au point de vue de la distribution d'eau en trois zones, la zone du haut service est alimentée par un réservoir. Le bas et le moyen service ont un réservoir commun.

La population de Naples s'élève à 500.000 habitants, comme le traité de concession établit que la quantité d'eau à amener en ville doit correspondre à 200 litres par tête d'habitant, les siphons doivent débiter $500.000 \times 200 = 100.000.000$ litres ou 100.000 mètres cubes par jour.

Le canal à écoulement libre débite 2 mètres cubes par seconde, soit 172.800 mètres cubes par jour, il reste donc par jour sur la colline de Cancellò 72.800 mètres cubes non utilisés.

Les 100.000 mètres cubes d'eau prévus au traité sont amenés à Naples depuis Cancellò, au moyen de siphons renversés qui traversent la vaste plaine d'Acera.

Le réservoir supérieure de la ville est desservi au moyen d'un siphon de 0^m,70 de diamètre, qui part de la colline de Cancellò à la côte 207^m,77. Ce siphon à une longueur de 22720 mètres et débite 232 litres à la seconde, la perte de charge pour ce débit et cette longueur est de 24^m,77, il aboutit à la côte 183.

Le réservoir inférieur qui dessert la partie la plus peuplée de la ville est alimenté au moyen de deux siphons de 0^m,80 de diamètre. Chacun d'eux à une longueur de 18737 mètres et débite 464 litres, la perte de charge est de 42^m,05. Le départ a lieu à la colline de Cancellò à la côte 135^m,36 ils débouchent à l'entrée d'un aqueduc qui dessert le réservoir inférieur à la cote 93^m,60.

Le profil en long (fig. 1, pl. 43-44) indique les pressions statiques et les niveaux piézométriques dans les tuyaux formant les siphons.

A l'extrémité du canal à écoulement libre est la chute de 37^m,40 de hauteur dont nous avons parlé précédemment. La chambre de départ de cette chute (fig. 5, pl. 43-44) a 6 mètres de longueur sur 2^m,50 de largeur, elle peut être fermée au moyen de deux vannes.

La chute est constituée par des gradins de 3 mètres de longueur et 0^m,685 de hauteur au nombre de 53 (fig. 6, pl. 43-44), elle se termine à la chambre de départ du siphon du haut service. Cette chambre est divisée en trois compartiments, l'eau de la chute arrive dans le compartiment A (fig. 5, pl. 43-44) qui communique par trois ouvertures avec un second compartiment B par lequel la portion qui ne s'écoule pas par le siphon du haut service descend par une chute en gradins à la chambre de départ des siphons du bas et du moyen service.

Le compartiment C qui communique également avec le compartiment d'arrivée A sert au départ des siphons du haut service. L'eau en excès se rend dans le compartiment médian D. de la chambre de départ des siphons du bas service. Ce compartiment communique par deux ouvertures avec un autre compartiment G et de là avec le canal de décharge, dans lequel se rend l'eau arrivant en excès par le canal ou même toute l'eau dans le cas où les vannes V, qui commandent l'entrée du compartiment E d'où partent les siphons de 880 millimètres, sont fermées.

Au-dessus du point haut de la tête des siphons est ménagé un déversoir F qui communique avec le canal de décharge.

La partie supérieure de chacune des chambres de tête des siphons forme une terrasse entourée de balustrades, d'où l'on domine la vaste plaine d'Acerra traversée en ligne droite par les siphons.

A la sortie des chambres de départ les siphons descendent rapidement jusqu'au pied de la colline de Cancellò, puis continuent avec une faible pente jusqu'au canal des Regii Lagni (voir le profil en long, fig. 1, pl. 43-44) où se trouvent les points bas.

De là le profil suit une légère rampe, puis les branches ascendantes traversent horizontalement le plateau de Capodichino, pour former ensuite un nouveau siphon de peu de longueur traversant le vallon de Miano.

Sur la rive droite de ce vallon se terminent les deux siphons desservant le réservoir du moyen et du bas service. Ils aboutissent à une chambre d'arrivée analogue à celle des siphons de Tronti et des Gruidi.

De cette chambre l'eau est amenée au réservoir de Capodimonte au moyen d'un canal à écoulement libre du même type que l'aqueduc principal, ayant une section de 1 mètre de largeur sur 2 mètres de hauteur, une longueur de 2 kilomètres et une pente de 0^m,50 par kilomètre.

Ce canal est en souterrain sur presque tout son parcours, il traverse deux ravins au moyen de ponts aqueducs.

Près de la chambre d'arrivée du bas et moyen service, le siphon de 700 millimètres de diamètre change de direction. Laisant cette chambre à gauche, il

continue sa course ascendante, passe en galerie sous le parc royal de Capodimonte sur une longueur de 1320 mètres, traverse la route provinciale d'Aversa, suit le chemin de Liéto jusqu'à la villa del Batzo, traverse en souterrain deux vallons franchit ensuite le vallon de la Catena sur un pont et vient aboutir au réservoir du haut service à Scudello.

Les tuyaux formant les têtes des siphons sont recourbés de manière à prendre l'eau au fond du compartiment. Ceci pour éviter l'introduction de l'air dans le cas où l'eau viendrait à baisser dans ce compartiment. Au sommet du coude on a placé une ventouse.

En amont de la chambre de départ du siphon du haut service est installée la prise d'une conduite de 0^m,20 de diamètre d'une longueur de 8.420 mètres, qui vient aboutir au point bas des siphons aux Regii Lagni. Cette conduite qui débite 12,8 litres à la seconde sert à la mise en charge des siphons. Cette mise en charge s'exécute donc par le point bas et au moyen des appareils représentés (fig. 7, pl. 43-44) qui servent également à la décharge.

Chacune des lignes de tuyaux peut être mise en charge indépendamment des autres. L'eau pénétrant par la partie inférieure chasse l'air devant elle, cet air s'échappe par des ventouses installées à tous les points hauts.

Des ventouses sont également placées dans les parties horizontales, elles sont espacées au maximum de 500 mètres.

La vidange des conduites en cas de réparation peut se faire au moyen de plusieurs décharges, logées dans des chambres de manœuvre et d'un accès facile.

Les tuyaux formant les siphons sont recouverts d'une couche de terre d'au moins 1^m,25 de hauteur.

Les deux siphons de 0^m,80 ont été placés dans une même tranchée, celui de 0^m,70 a été placé dans une tranchée parallèle à 6 mètres de distance. Cette disposition a été prise pour qu'une rupture des tuyaux du siphon du haut service, n'endommage pas les deux autres siphons qui desservent la partie la plus peuplée de la ville.

On a dû pour la pose des siphons, construire un certain nombre d'ouvrages d'art, notamment pour la traversée de lignes de chemin de fer, de routes, de vallons etc...

Trois lignes de chemins de fer ont été traversées au moyen de galeries passant sous les voies.

La pose des tuyaux qui pèsent en moyenne deux tonnes a été effectuée au moyen d'une voie de service, à rails ordinaires et écartement normal, placée entre les deux tranchées (fig. 4, pl. 43-44) et se reliant d'un côté à la station de Cancello avec la ligne de Naples à Rome et de l'autre à la station de Casovia sur la ligne de Naples à Foggia.

Les tuyaux étaient amenés par des wagons aux divers lieux de dépôt espacés

le long de la ligne et repris ensuite au moyen de grues mobiles montées sur wagons qui venaient les déposer à leur place dans les tranchées.

Les tuyaux ont été fournis par l'usine de Terni, ils sont à emboîtement et cordons avec joints au plomb.

On a adopté pour l'emboîtement une disposition spéciale imaginée par M. Cassian Bon, ingénieur-directeur des usines de Terni. La périphérie de l'emboîtement vers le bord extérieur est légèrement rétrécie, on obtient ainsi un joint conique, dans lequel le plomb se trouve coincé, quand la pression, qui tend à le chasser augmente.

Les épaisseurs des tuyaux ont été calculées au moyen de la formule

$$E = \frac{H \cdot D}{2 R}$$

dans laquelle E est l'épaisseur cherchée, H la hauteur d'eau représentant la pression supportée par le tuyau, D le diamètre de ce tuyau, R le coefficient de résistance de la fonte à la traction.

On a adopté pour R la valeur relativement très faible de 1,75 kilogramme par millimètre carré, ce qui donne toute sécurité.

Pour déterminer les épaisseurs, le profil en long a été divisé en zones, dans chacune desquelles on a donné aux tuyaux l'épaisseur correspondant à la pression la plus forte conformément aux diagrammes de la figure 5, planches 43-44, et aux tableaux ci-dessous.

Siphon du haut service (D = 0^m,700).

Zone n° 1	H	de	0 à 90 ^m	E = 19 millimètres.	Longueur	3256 mètres
» n° 2	»	»	90 à 125	» 25	»	2772 »
» n° 3	»	»	125 à 140	» 29	»	1908 »
» n° 4	»	»	140 à 155	» 31	»	1388 »
» n° 5	»	»	155 à 170	» 34	»	1496 »
» n° 6	»	»	170 à 187	» 37	»	11090 »

Longueur totale du siphon de 0^m,70 de diamètre 22720 mètres

Siphon du bas et moyen service (D = 0^m,800).

Zone n° 1	H	de	0 à 90 ^m	E = 20 millimètres.	Longueur	12168 mètres
» n° 2	»	»	90 à 100	» 23	»	1950 »
» n° 3	»	»	100 à 105	» 24	»	3240 »
» n° 4	»	»	105 à 110	» 25	»	10896 »
» n° 5	»	»	110 à 115	» 26	»	9200 »

Longueur totale pour les deux siphons de 0^m,80 de diamètre 37454 mètres

Les tuyaux ont été essayés à l'usine de Terni à une pression double de celle qu'ils ont à supporter en service, sans toutefois qu'elle dépassât 35 atmosphères.

Après la pose chaque zone a été essayée à une pression dépassant de 5 atmosphères celle qu'elle supporte en service.

Ce gigantesque travail a été très bien conduit et lors de la mise en charge qui a duré plusieurs jours, aucune complication n'est survenue.

Nous avons vu qu'une chute sépare la chambre de départ du siphon du haut service de celle des siphons du bas et moyen service. (fig. 3, pl. 41-42).

Cette chute qui a un débit de 2.000—232=1.768 litres par seconde et une hauteur de 72^m,65 peut donc produire un travail brut de :

$$T = \frac{1768 \times 72.65}{75} = 1712 \text{ chevaux.}$$

ce qui ajouté aux 2.091 chevaux produits par les trois chutes supérieures dont nous avons parlé, donne une force brute totale de 3.803 chevaux, qui peut facilement être utilisée.

Nous avons vu aussi que le canal à écoulement libre débite 2.000 litres à la seconde, et que les siphons ne débitent que 232+928=1.160 litres.

L'eau en excès soit 840 litres par seconde passe dans le canal de décharge depuis la chambre de tête des siphons du bas et du moyen service. Si l'on voulait utiliser ce trop plein on pourrait augmenter la force brute utilisable d'au moins 1.000 chevaux.

4° *Réservoirs.* — Les réservoirs de Naples présentent un grand intérêt tant au point de vue de leurs vastes dimensions qu'au point de vue de leur construction toute spéciale.

La constitution du sous-sol de sol de la ville de Naples a permis de creuser ces réservoirs dans le tuf à une certaine profondeur au-dessous du niveau du sol, de sorte qu'ils présentent toute garantie de solidité et que l'eau y est complètement à l'abri des influences extérieures de la température.

Le réservoir du bas et du moyen service qui est le plus important a été creusé dans la colline de Capodimonte.

Le projet comportait cinq grandes galeries parallèles dont la section a la forme d'un ovale à cinq centres se rétrécissant vers le sommet, le radier étant presque plat (fig. 2, pl. 45-46).

Ces cinq galeries devaient avoir même longueur et être séparées par des pieds droits d'une épaisseur égale à leur largeur, c'est-à-dire de 9^m,25.

On est tombé lors du percement des galeries 4 et 5, les plus au nord, sur d'anciennes carrières abandonnées et on a dû leur donner la forme indiquée au plan général (fig. 1, pl. 45-46) en augmentant la longueur des trois premières galeries et la portant à 254^m,80.

La rencontre de ces carrières a permis de réaliser une grande économie dans la

construction, car on a pu y transporter les déblais de toute nature qui, sans cela, auraient dû être remontés au jour par les puits.

Les 4^e et 5^e galeries ont ensemble une longueur de 371^m,09, de sorte que la longueur cumulée des galeries est de 1135^m,49.

Comme la section transversale jusqu'au niveau de l'eau (dont la hauteur, le réservoir étant plein, ne dépasse pas 8 mètres) est de 69 mètres carrés, la capacité totale du réservoir est de $1135,49 \times 69 = 78,348$ mètres cubes.

Les galeries n^o 1 et 2 communiquent entre elles par des galeries secondaires ayant mêmes sections qu'elles. Les galeries 4 et 5 communiquent également entre elles.

On a obtenu ainsi trois compartiments indépendants qui peuvent fonctionner soit séparément, soit ensemble.

Les parois ont reçu un enduit de ciment de Grenoble d'une épaisseur de 0^m,05 dans le bas et de 0^m,013 dans le haut.

Cet enduit est placé jusqu'à 0^m,50 au-dessus du niveau de l'eau, qui atteint la cote 92.50. Il a été appliqué en deux couches, la première composée en volume de deux cinquièmes de pouzzolane, de un cinquième de sable et un cinquième de ciment. La deuxième couche est composée de parties égales de sable et de ciment.

L'aération du réservoir est obtenue au moyen de sept puits débouchant à l'air libre.

Le service s'effectue dans trois galeries superposées placées normalement aux galeries du réservoir à leur extrémité sud-est.

La galerie supérieure sert au service de l'arrivée. L'eau du canal à écoulement libre y pénètre du côté nord dans une cunette de 1 mètre de largeur et 2 mètres de hauteur.

Cette cunette communique avec les compartiments 2, 3 et 4 au moyen de branchements qui ont même section qu'elle, et sont munis de vannes. L'eau passant par ces branchements tombe dans les compartiments du réservoir par des rapides se raccordant aux radiers.

La galerie du milieu est la galerie de départ (fig. 4 et 5, pl. 45-46), elle est percée au niveau des radiers (à la cote 84.50), elle contient une conduite maîtresse de distribution de 0^m,80 de diamètre, alimentée par trois tuyaux de prise munis de robinets-vannes, partant des réservoirs n^o 1, 3 et 5 à hauteur du radier. Une deuxième conduite maîtresse de distribution de 0^m,60 de diamètre est placée un peu en contrebas de la galerie de départ, communiquant par des conduites munies de robinets-vannes avec les trois mêmes compartiments.

Les conduites maîtresses de distribution peuvent être alimentées par les uns ou les autres des compartiments ou par tous à la fois.

La galerie inférieure sert de canal de décharge. Les conduites de vidange des compartiments du réservoir viennent y aboutir. Ces conduites partent du bas

du radier et sont munies de vannes qui se manœuvrent depuis la galerie de départ.

Dans cette galerie inférieure viennent également se jeter les eaux provenant des déversoirs de surface E, qui règlent la hauteur de l'eau dans les divers compartiments du réservoir.

Ces déversoirs sont des ouvertures demi circulaires de 4 mètres de diamètre pratiquées dans les parois des galeries, leur seuil est placé à la cote 92.50 ; ils communiquent avec un puits vertical percé au milieu du mur de séparation des compartiments. Ces puits verticaux aboutissent à des canaux qui viennent déboucher dans la galerie de décharge.

Il n'y a que deux puits verticaux, l'un percé dans le massif de tuf qui sépare les galeries 2 et 3, reçoit l'eau des deux déversoirs pratiqués dans le mur de la galerie n° 2 et qui provient du premier compartiment, c'est-à-dire des galeries 1 et 2.

L'autre puits percé entre les galeries 3 et 4, reçoit de l'eau de deux déversoirs installés dans la galerie n° 3 et de deux autres déversoirs installés dans la galerie n° 4. Les deux derniers déversoirs reçoivent le trop plein des galeries 4 et 5 c'est-à-dire du troisième compartiment.

La galerie de décharge reçoit également le trop plein des eaux du canal d'amenée, qui à l'extrémité de la galerie de service supérieure y arrive par un puits vertical.

La galerie de départ communique également avec la galerie de décharge, au moyen d'un puits vertical, de sorte que si un tuyau venait à crever dans cette galerie, l'eau qui en proviendrait puisse s'écouler.

Dans le cas fort peu probable où les trois compartiments du réservoir seraient vides, on peut faire communiquer directement l'eau du canal d'arrivée avec les conduites maîtresses de distribution et assurer ainsi le service de la ville.

On accède à ces diverses galeries de service au moyen d'un escalier à vis placé dans un puits de 4 mètres de diamètre et duquel se détachent des couloirs donnant accès aux divers étages.

Le réservoir est établi à une profondeur moyenne de cinquante mètres au-dessous du niveau du sol.

Le réservoir du haut service est situé au lieu dit le Scudillo, il se compose de trois grandes galeries parallèles et indépendantes se dirigeant de l'est à l'ouest.

Ces galeries sont percées dans un tuf beaucoup plus dur et résistant que celui dans lequel est installé le réservoir inférieur, à une profondeur moyenne de 30 mètres au-dessous du niveau du sol.

La fig. 9 pl. 45-46, donne la section transversale des galeries de ce réservoir, qui sont séparées par des massifs du tuf que l'on a conservés, dont l'épaisseur est égale à leur largeur, c'est-à-dire de dix mètres.

Le niveau de l'eau atteint la cote 183, sa profondeur dans le réservoir est de 6 mètres.

La longueur de chacune des galeries est de 114 mètres et la contenance totale du réservoir de 2000 mètres cubes.

Le radier et les parois latérales jusqu'à 0^m,50 au-dessus du niveau de l'eau, sont revêtus d'un enduit de ciment de Grenoble, identique à celui décrit ci-dessus.

Le service se fait au moyen de deux galeries superposées, disposées à une des extrémités des galeries, normalement à celles-ci (fig. 7, pl. 45-46).

Dans la galerie supérieure ou d'arrivée, vient déboucher le siphon de 0^m,70 de diamètre. L'eau amenée par ce siphon tombe dans une cunette qui la conduit dans les compartiments au moyen de branchements munis de vannes, comme dans le réservoir de Capodimonte.

La galerie inférieure sert au départ et à la décharge, elle contient les conduites de départ.

Ces conduites sont alimentées par des tuyaux partant du fond de chaque compartiment et munis de vannes (fig. 7, pl. 45-46).

L'une des conduites de départ déverse son eau dans la conduite libre de l'Arenella, les deux autres dont les diamètres sont respectivement de 0^m,15 et 0^m,20 se dirigent vers la ville.

Les eaux de trop plein provenant du siphon sont amenées dans le canal de décharge au moyen d'un rapide.

A l'origine de ce rapide est établi un déversoir qui maintient l'eau dans le réservoir au même niveau que dans la cunette d'aménée.

La vidange de chaque compartiment s'effectue au moyen de conduites qui communiquent avec le canal de décharge et qui ont leur origine aux points bas des compartiments.

5° *Canalisation en ville.* — Du réservoir du haut service partent trois conduites principales.

La première débite 162 litres par seconde et débouche dans le canal à écoulement libre de l'Arenella qui traverse la montagne sur une longueur de 1950 mètres et débouche à Antignano où il se divise en deux conduites secondaires forcées.

La deuxième conduite maîtresse débite 50 litres par seconde, elle revient en arrière sur la ligne déjà parcourue par le siphon et s'arrête au village de Micano.

La troisième conduite débite 20 litres par seconde, elle descend par la rampe des Fontanelles et se divise au pied de cette rampe en divers branchements.

Du réservoir du bas et du moyen service partent deux conduites maîtresses, l'une de 0^m,80 de diamètre et l'autre de 0^m,60, on a assigné à chacune d'elles un débit de 464 litres par seconde.

Ces conduites forment les grandes artères de la canalisation elles alimentent les conduites secondaires qui parcourent les diverses voies de la ville.

Le diamètre moyen des conduites pour le réseau du haut service est de 15 millimètres et pour le bas et moyen service de 17 millimètres.

Pour faciliter l'exécution des branchements destinés à desservir les maisons particulières, en face des portes de ces dernières on a installé des pièces spéciales avec tubulures d'attente sur lesquelles viendront se raccorder les tuyaux de branchement.

La canalisation du haut service dessert une population de 60,000 âmes, elle distribue 20,000 mètres cubes d'eau par jour ce qui fait plus de 200 litres par habitant.

La quantité d'eau en excès est destinée à alimenter les villages environnants et à renforcer le débit des conduites des réseaux inférieurs.

A cet effet on a installé trois cuves réservoirs alimentées par les conduites du haut service. L'arrivée de l'eau dans ces cuves est réglée au moyen de robinets à flotteurs automatiques, de façon que le niveau de l'eau dans la cuve ne dépasse jamais la cote 92,50 qui est celle de l'eau dans le réservoir de Capodimonte.

Ces cuves communiquent avec les conduites du bas service et jouent le rôle de régulateurs de pression.

Les conduites ont été autant que possible établies à 1 mètre de profondeur afin de les soustraire aux vibrations et de conserver à l'eau sa fraîcheur.

La canalisation a été divisée en tronçons que l'on peut isoler au moyen de robinets-vannes. Ces robinets sont disposés de telle façon que la circulation de l'eau continue dans le réseau quoique l'un des tronçons soit isolé.

Chaque tronçon est muni d'un robinet de décharge. Des ventouses sont disposées aux points hauts.

Les tuyaux employés pour la canalisation ont été essayés à l'usine de Terni à une pression double de celle qu'ils ont à supporter en service.

Les conduites du haut service ont été essayées après la pose au moyen de pompes manœuvrées à bras.

On a procédé après la pose, aux essais de la canalisation inférieure, de la manière suivante : la Compagnie avait établi dans le jardin de l'Observatoire une cuve dans laquelle le niveau de l'eau pouvait atteindre la cote 145. Cette cuve remplie au moyen de pompes à vapeur avec de l'eau des canaux de Carmignano, communiquait avec le réseau du bas et du moyen service.

Distribution d'eau de la ville de Venise.

Planches 47 à 54.

La Compagnie générale des eaux pour l'étranger a exposé, dans le Palais de l'Hygiène, à l'Esplanade des Invalides, les plans et documents relatifs à cette importante entreprise.

Jusqu'en 1866, l'eau d'alimentation à Venise provenait de citernes spéciales, tant publiques que particulières, dans lesquelles l'eau de pluie, préalablement filtrée, se rendait. Il existe encore à Venise 120 citernes de genre, appartenant à la municipalité; actuellement, elles sont disposées de manière à être alimentées par l'eau de la canalisation.

Dès le *xvi*^e siècle, ces citernes, dans le cas où l'eau de pluie venait à manquer étaient alimentées au moyen de barques que l'on amenait pleines d'eau.

Ces barques étaient remplies à Moranzano d'eau dérivée de la Brenta, au moyen d'un canal nommé la Seriola Veneta. A cet endroit, le canal aboutissait à des bouches surplombant le canal navigable de Fusina, par lesquelles arrivaient les barques. Ces dernières étaient placées au-dessous des bouches et remplies.

En 1866, lors de la cessation de la domination autrichienne, la question de la distribution d'eau fut étudiée, mais ce ne fut qu'en 1875 qu'une société fut déclarée adjudicataire de la distribution des eaux.

Cette dernière céda, et 1879, l'affaire à la Compagnie des eaux pour l'étranger, qui procéda immédiatement à des études définitives.

La Compagnie s'engageait à amener en ville 60 litres d'eau par seconde, soit 5200 mètres cubes par vingt-quatre heures, ce qui représente 40 litres par habitant et par jour. Cette quantité d'eau est tout à fait suffisante pour une ville qui, comme Venise, n'a pas de voitures et peu de jardins importants.

Dans les premiers moments, la Compagnie avait l'intention de dériver les eaux de la Brenta, mais des difficultés s'élevèrent avec le gouvernement italien, de sorte que, pour arriver à une prompt solution, la Compagnie décida d'amener provisoirement à Venise les eaux de la Seriola Veneta, prises à Moranzano. après avoir été préalablement filtrées.

Les travaux ont été exécutés par la Société vénitienne des travaux publics. Commencés en 1881, ils furent terminés en 1884, et le service fut inauguré le 23 juin de cette même année.

Les eaux de la Seriola Veneta, en sortant des filtres, sont envoyées par une

conduite, passant au-dessous de la lagune, dans le réservoir de Sant'Andrea, situé dans la ville. Des pompes puisent l'eau dans ce réservoir, et l'envoient dans les conduites de distribution.

Comme la conduite qui est placée dans la lagune se trouve dans des conditions spéciales, on n'a pas voulu la soumettre à une forte pression, de sorte que l'eau dans le réservoir est à un niveau peu élevé, et qu'on doit avoir recours à des pompes pour alimenter la conduite de distribution.

Les eaux de la Seriola Veneta ont à effectuer un long parcours à l'air libre, avant d'être envoyées dans la conduite sublagunaire; elles ne sont donc pas, malgré la filtration à Moranzano, d'une très bonne qualité, ni à une température convenable.

La Compagnie, tout en exécutant les travaux, s'est préoccupée de la question de trouver des eaux de meilleure qualité.

M. Lavezzari, ingénieur, représentant de la Compagnie en Italie, après de nombreuses études, a proposé la dérivation des sources souterraines qui se trouvent sur le territoire de Sant'Ambrogio, à environ 25 kilomètres de Moranzano et les travaux nécessaires vont prochainement être entrepris.

Les sources se trouvent à environ 15 ou 20 mètres de profondeur, et le sol à Sant'Ambrogio est environ à la cote 15 mètres au-dessus du niveau de la mer.

On ne peut, pour capter ces sources, avoir recours à des tranchées, car, pour les exécuter, il faudrait épuiser continuellement l'eau, et de plus, après le captage, il faudrait élever l'eau pour la conduire à Moranzano. Mais si dans le sol on perce des puits artésiens, l'eau jaillit bientôt à la surface.

Après de nombreuses expériences, qui ont duré plus de dix-huit mois, on a décidé de percer des puits d'un diamètre de 8 à 10 centimètres. Des puits d'un diamètre plus grand s'engorgent très vite, car l'eau entraîne alors une si grande quantité de sable qu'il se forme une cavité au-dessous du tube, et le terrain environnant, s'affaissant autour, vient boucher le tuyau.

Un puits, d'environ 10 centimètres de diamètre, ne présente pas cet inconvénient. On a remarqué en outre que le débit d'un tel puits, qui est d'environ de 1 litre par seconde, ne diminue pas quand on en perce plusieurs autres à proximité.

Comme on veut faire de suite l'installation nécessaire pour fournir 100 litres d'eau par seconde à la ville, la Compagnie se propose de faire percer 100 de ces puits en les disposant en quinconce. L'eau qui en jaillira sera réunie dans une chambre de manœuvre d'où partira la conduite qui viendra aboutir à l'origine de la conduite sublagunaire à Moranzano, et aura un diamètre de 0^m,65

Comme la charge sera très faible (la cote de départ étant moindre que 15,00, et le niveau de l'eau dans le réservoir étant à la cote de 3,00), cette conduite pourra être établie au moyen de tuyaux en ciment avec carcasse métallique, que la Compagnie a déjà employés avec succès.

Comme cette conduite viendra aboutir à Moranzano, tous les travaux déjà exécutés seront utilisés.

Les eaux des sources sont à une température constante de 11°, on voit donc que quand la seconde partie des travaux sera terminée, la ville de Venise aura de l'eau excellente, tant au point de vue de la qualité que de la température.

Nous allons examiner successivement toutes les parties des travaux achevés, que l'on peut classer ainsi qu'il suit :

- 1° Filtres et usine élévatoire de Moranzano ;
- 2° Conduite sublagunaire ;
- 3° Réservoir de Sant' Andréa ;
- 4° Usine élévatoire refoulant l'eau du réservoir dans les conduites de la ville ;
- 5° Canalisation en ville.

Filtres et usine élévatoire de Moranzano (fig. 1, 2, 3, 4 et 5, pl. 47-48). — L'eau de la Brenta est parfaitement potable, mais elle n'est pas toujours très limpide, et, quoique dans le canal de la Seriola Veneta, où sa vitesse est très faible, elle dépose la plus grande partie de ses impuretés, la Compagnie, ne voulant négliger aucune précaution, a installé, à côté de l'usine élévatoire, des bassins filtrants.

Les filtres sont formés de quatre bassins carrés, placés deux à deux symétriquement de chaque côté d'un canal collecteur qui recueille l'eau filtrée, et qui est établi perpendiculairement à la direction de la Seriola.

Ces bassins communiquent deux à deux, et reçoivent l'eau dérivée de la Seriola au moyen d'un canal qui fait le tour du rectangle formé par eux. Ces bassins sont alimentés au moyen d'ouvertures munies de vannes ; on y entretient ainsi un courant constant, ce qui empêche les végétations et le gel.

Les radiers de ces bassins sont légèrement inclinés du côté du collecteur central, et y amènent ainsi l'eau filtrée au moyen de barbacanes percées dans les pieddroits de ce dernier.

L'eau traverse deux couches filtrantes ; la couche supérieure est formée d'un lit de sable fin de 0^m,80 d'épaisseur, et la couche inférieure est formée de graviers.

La surface filtrante totale est de 1,224 mètres carrés, mais on doit admettre que l'un des bassins est toujours, par suite de nettoyage, mis en dehors du service, de sorte que la surface utile se réduit à 918 mètres carrés.

D'après Darcy, il faut avec cette surface, et l'épaisseur de la couche filtrante, une charge d'eau de 1^m,06 pour filtrer les 60 litres d'eau à la seconde prévus par le traité de concession.

Le radier du collecteur a été établi assez bas pour qu'on puisse au besoin, si la consommation d'eau devenait plus importante, augmenter la charge et donner ainsi une plus grande activité aux filtres.

Le collecteur amène l'eau filtrée dans une chambre située au-dessous de l'usine élévatoire.

Le radier du réservoir est à la cote 2 mètres au-dessous de la mer, et la hauteur de l'eau dans ce dernier de 5 mètres, de sorte que le niveau supérieur est à la cote de 3 mètres.

Pour faire arriver 60 litres d'eau par seconde au réservoir au moyen de la conduite sublagunaire, qui a une longueur de 6 400 mètres, et un diamètre de 0^m,80, il faut que le point de départ de l'eau soit à la cote de 3^m,80 au-dessus de la mer, c'est-à-dire qu'il faut élever l'eau filtrée amenée par le collecteur.

On élève cette eau à la cote de 5 mètres, de sorte que l'on peut amener à Venise 134 litres d'eau par seconde au moyen de la conduite, c'est-à-dire 11,500 mètres cubes par vingt-quatre heures.

Si l'on maintenait dans le réservoir le niveau de l'eau à mi-hauteur, c'est-à-dire à la cote 0^m,50, on pourrait dans ce cas amener à Venise 24,000 mètres cubes par vingt-quatre heures.

Pour élever l'eau, on s'est servi de la force produite par une chute que l'on a créée en profitant de la différence d'altitude du canal Naviglio à Moranzano, et d'un de ses canaux de décharge, le canal Bondante. On a barré le bras du canal Naviglio, nommé le Purgo, qui se jetait dans le canal Bondante, et obtenu ainsi une chute de 1^m30 de hauteur.

L'eau motrice est amenée à l'usine par trois conduites en fonte de 1 mètre de diamètre, où elle actionne une turbine Girard, à axe vertical. L'eau après avoir agi sur la turbine est amenée au canal Bondante par un petit canal de fuite.

La turbine actionne par l'intermédiaire de courroies (fig. 3, 4 et 5, pl. 47-48) une pompe centrifuge qui puise directement l'eau filtrée amenée dans la chambre de réunion par le collecteur. Cette pompe refoule l'eau à la cote 5 mètres dans une cuve d'une contenance de 35 mètres cubes qui sert de réservoir de régularisation au départ, et du fond de laquelle part la conduite sublagunaire.

Une disposition spéciale empêche que la cuve se vide complètement, de sorte que l'air ne peut pénétrer dans la conduite.

Dans l'Adriatique les marées se produisent quoique faiblement, et il arrive qu'aux époques où elles sont les plus fortes, elles se font sentir dans le canal Bondante de sorte que les eaux de la turbine ne peuvent plus y être déchargées.

Pour parer à cette éventualité on a installé dans le bâtiment de l'usine, une locomobile destinée à actionner la pompe dans les cas fort rares où la turbine ne peut marcher.

Du reste même dans le cas où la pompe serait arrêtée, on pourrait toujours, au moyen d'une tubulure, qui permet de faire passer directement l'eau du collecteur dans la conduite sublagunaire, alimenter le réservoir. En maintenant la hauteur d'eau dans ce dernier à 1^m,90, la conduite débite les 60 litres par seconde prévus au traité.

2° *Conduite sublagunaire.* — La conduite sublagunaire dont le profil en long est donné fig. 3, pl. 51-52, en partant de l'usine de Moranzano, traverse d'abord la zone paludéenne qui précède la lagune, franchit cette dernière et vient aboutir dans la ville au réservoir de Sant' Andréa, après un parcours de 6400 mètres. Dans la lagune cette conduite est en contact avec l'eau de mer mais on n'a aucune crainte de détériorations, car les conduites de gaz posées dans les mêmes conditions depuis plus de quarante ans, n'ont subi aucune altération.

Dans la lagune cette conduite a été posée en tranchée à une profondeur moyenne de 1^m,50 au dessous du fond. Il reste donc au-dessus de la partie supérieure du tuyau une épaisseur de terre d'au moins 0^m,50 qui le protège contre le choc des rames.

La plus grande partie de la conduite a été posée à sec au moyen de batardeaux parallèles d'environ 100 mètres de longueur placés chacun à environ 2 mètres de l'axe du tracé de la conduite, de part et d'autre (fig. 6, pl. 49-50). On fermait au moyen de deux autres batardeaux les deux extrémités, on obtenait ainsi une enceinte dans laquelle on épuisait l'eau au moyen de pompes centrifuges actionnées par des locomobiles installées sur des barques.

Quand l'eau était épuisée, on ouvrait la fouille en soutenant le terrain par des boisages. On battait à tous les deux mètres environ, au moyen d'une sonnette quatre pieux placés suivant une ligne perpendiculaire à l'axe. Ces pieux étaient battus jusqu'à refus, on arrasait ensuite leurs têtes et y fixait une traverse sur laquelle on encastrait le tuyau.

Chacun de ces derniers, d'une longueur de 4 mètres était ainsi soutenu par deux chevalets, l'un placé à 1 mètre du cordon, l'autre à 1 mètre de l'emboîtement.

Après la pose des tuyaux, la fouille était remblayée et les batardeaux emportés plus loin.

La pose de la conduite à la traversée de la lagune s'est effectuée au moyen de trois chantiers fonctionnant simultanément.

La pose de la conduite à la traversée des nombreux canaux qui sillonnent la lagune et servent de voies de communications a été un peu plus difficile. Ces canaux ont de 7 à 100 mètres de largeur et une profondeur variant de 3 à 7 mètres.

Le plus important d'entre eux est le canal de Donena (fig. 4, pl. 51-52) il a 7 mètres de profondeur et une largeur de 104 mètres. La profondeur de l'eau et la rapidité du courant qui y règne et qui est dû aux marées, ont empêché l'emploi de batardeaux pour la pose de la conduite.

Après avoir pratiqué la fouille au moyen de dragues, on a battu les pieux destinés à recevoir les traverses formant chevalets. Ceci fait, la pose de ces dernières et le scellement des tuyaux ont été exécutés par des scaphandriers.

En quittant la lagune, à l'entrée de la ville, la conduite traverse la gare ma-

ritime. A cet endroit elle a été installée dans une galerie maçonnerie (fig. 7, pl. 47-48) dans laquelle on peut facilement circuler et par suite procéder aux visites et aux réparations sans gêner le service de la gare.

Pour le nettoyage et la visite de la conduite on a installé 23 regards de manœuvre (fig. 6, pl. 47-48) formées d'espèces de tourelles en fonte de 1^m,50 de diamètre s'élevant au-dessus du niveau atteint par les plus hautes marées.

Ces tourelles sont protégées contre le heurt des barques par des pieux, on descend à l'intérieur par une échelle en fer et on peut ainsi pénétrer dans la conduite dont le diamètre de 0^m,80 permet à un homme de circuler.

Neuf des regards renferment deux vannes, l'une fermant la conduite à droite, l'autre à gauche, de sorte que cette dernière peut être partagée en tronçons qui peuvent être isolés et vidés au moyen d'une pompe, ce qui en permet la visite et les réparations.

Lorsque la conduite a été installée, on a procédé à son nettoyage, les détritons ont été enlevés au moyen de petits chariots poussés par un homme et tirés par un autre jusqu'au plus prochain regard.

La conduite est formée de tuyaux en fonte de 4 mètres de longueur provenant des usines de Marquise, ces tuyaux sont à emboîtement et cordons avec joints au plomb. A la traversée des canaux les joints sont à brides avec bague en caoutchouc.

3^e *Réservoir de Sant'Andréa*. — (Fig. 1, 2, 3 et 4, pl. 49-50). Ce réservoir est en somme une grande citerne, pouvant contenir 10,000 mètres cubes d'eau. Le radier est établi à 2 mètres au-dessous du niveau de la mer et comme la hauteur de l'eau peut atteindre 5 mètres, le niveau le plus élevé de cette dernière est à la cote 3.

Ce réservoir construit en maçonnerie de briques, a une longueur de 66^m,50 et une largeur de 32^m,90 entre les parements intérieurs des murs de pourtour. Il est divisé en trois compartiments absolument séparés, de sorte que l'un d'eux peut être nettoyé, les autres étant en service.

Le compartiment du milieu formant galerie, règne sur toute la largeur du réservoir et est recouvert d'une voûte en plein cintre. Les deux autres placés symétriquement à droite et à gauche, en sont séparés par des murs de 1^m,80 d'épaisseur formant piédroits de la voûte, ils ont comme dimensions intérieures 28^m,70 sur 32^m,90.

Il sont recouverts de voûtes à calotte sphérique reposant chacune sur quatre piliers, à section carrée de 1 mètre de côté avec socle de 1^m,50 de côté. Les axes de ces piliers sont placés aux sommets de carrés de 4^m,70 de côté, de sorte que chacun des grands compartiments est divisé en 42 carrés recouverts par des voûtes. La section des piliers est réduite de moitié lorsqu'ils s'appliquent contre les murs et au quart dans les angles.

Les murs extérieurs qui ont 2^m,10 d'épaisseur à la base sont construits avec

redans extérieurs, l'épaisseur au sommet est de 1^m,44. Des contreforts également à redans ayant 1 mètre de saillie et 1^m,20 de largeur renforcent ces murs sur toute la hauteur correspondante à l'eau contenue dans le réservoir. Ces contreforts espacés de 4^m,70 d'axe en axe correspondent aux files de piliers supportant les voûtes sphériques recouvrant les deux grands compartiments.

Les murs extérieurs sont enterrés jusqu'à la cote 3, de sorte que ces contreforts ne sont pas apparents.

La partie délicate des travaux a été naturellement la consolidation du terrain destiné à supporter les fondations. Ces dernières sont établies sur des pieux en mélèze de 0^m,20 de diamètre moyen et d'une longueur minimum de 5 mètres. Ceux destinés à supporter les murs et les piliers ont été battus au refus, les autres qui n'ont à supporter que le radier ont été enfoncés de manière à comprimer suffisamment le terrain (voir le plan fig. 1, pl. 49-50). Sur la tête de ces pieux on a établi le radier en béton de chaux hydraulique ayant 1^m,20 d'épaisseur, car il doit non seulement résister aux pressions de l'eau contenue dans le réservoir mais encore aux sous pressions quand celui-ci est vide.

Les vides à la partie extérieure entre les voûtes de recouvrement ont été remplis de béton et le tout recouvert d'une chape, au-dessus de laquelle on a établi un terre-plein de 1 mètre d'épaisseur, destiné à soustraire l'eau aux influences de la température extérieure. On accède à ce terre-plein au moyen d'un escalier à double rampe accolé à la façade.

L'aération est obtenue au moyen de fenêtres ménagées dans le mur de façade et le mur opposé et placées au-dessus du niveau que l'eau peut atteindre.

On accède à chacun des compartiments au moyen d'une porte ménagée dans le mur de façade et correspondant à un escalier intérieur.

A 5 mètres au-dessus du radier dans chaque compartiment est établi un déversoir qui amène l'eau de trop plein dans un canal de fuite.

La conduite d'amenée pénètre dans le compartiment du milieu près du mur de façade, se prolonge jusqu'à une petite distance du mur opposé et se termine par une conduite perpendiculaire dont chacune des extrémités aboutit dans un des grands compartiments. Trois vannes qui se manœuvrent depuis le dessus du terre-plein permettent d'alimenter à volonté l'un ou l'autre des compartiments.

Pour qu'il s'établisse un courant dans le réservoir, la prise de l'eau se fait à l'opposé de l'arrivée c'est-à-dire près du mur de façade, au moyen d'un tuyau parallèle à ce dernier, dont les extrémités ont leur origine dans chacun des grands compartiments. Vers le milieu de ce tuyau, dans le compartiment du milieu est branchée perpendiculairement la conduite allant à l'extérieur. Trois vannes que l'on manœuvre également depuis le dessus du terre-plein permettent d'aspirer l'eau de l'un quelconque des compartiments (fig. 4, pl. 49-50).

3° *Usine élévatoire refoulant l'eau du réservoir dans les conduites de distribution.* (Fig. 1 et 2, pl. 51-52 et pl. 53-54).

Nous avons déjà vu qu'il avait été impossible de construire le réservoir à une cote assez élevée pour qu'il puisse desservir directement les conduites de distribution de la ville. L'eau est puisée par des pompes dans le réservoir et refoulée directement dans les conduites.

Les auteurs du projet définif avaient l'intention d'installer des pompes qui auraient refoulé l'eau dans de vastes cloches métalliques dans lesquelles la pression nécessaire aurait été obtenue au moyen d'air comprimé.

M. Barret, ingénieur de la Compagnie des docks et entrepôts de Marseille, que les concessionnaires chargèrent d'étudier cette partie du projet, fit rejeter cette disposition. Il fit remarquer que l'air étant compressible et l'eau ne l'étant pas, il se produirait des oscillations permanentes dans la charge des conduites, ce qui aurait rendu l'écoulement de l'eau irrégulier et son jaugeage impossible.

On pourrait atténuer ces oscillations de la charge en injectant à intervalles rapprochés, au moyen de pompes, de l'air pour renouveler celui qui est entraîné en dissolution dans l'eau ou qui s'échappe par les joints, mais cette solution est à peu près impossible dans une distribution d'eau de cette importance.

M. Barret proposa d'employer le système des accumulateurs employé avec succès aux docks de Marseille et son idée fut acceptée.

L'usine élévatoire que l'on avait d'abord projeté d'établir sur le terre-plein du réservoir, fut installée à proximité de ce dernier car on a craint les ébranlements causés par la marche des machines.

L'usine est divisée en deux parties, dans l'une sont installées les chaudières dans l'autre les machines à vapeur et les pompes qu'elles actionnent.

Actuellement le bâtiment contient deux machines à vapeur identiques actionnant par engrenages, chacune un groupe de deux pompes Girard, aspirant l'eau dans le réservoir et la refoulant dans les conduites de distribution.

Comme les machines doivent marcher alternativement, chacune d'elles a été calculée pour pouvoir élever les 60 litres d'eau par seconde prévus au traité de concession.

On a réservé l'emplacement nécessaire à l'installation d'un troisième groupe de machines à vapeur et de pompes pour l'époque à laquelle on voudra envoyer 100 litres d'eau à la seconde dans les conduites.

La Compagnie fait procéder actuellement à l'installation de ce troisième groupe.

La hauteur de l'élévation étant de 30 mètres, le travail pour l'élévation de l'eau est de :

$$\frac{60 \times 30}{75} = 24 \text{ chevaux,}$$

que l'on a porté à 25 chevaux.

Chacune des machines a une force effective de 32 chevaux.

Chaudières et Cheminée. — Les chaudières au nombre de trois sont horizontales à foyer intérieur et retour de flammes.

Afin qu'elles aient une grande durée on les a établies à combustion lente, en donnant à la grille une surface de $0^{\text{m}^2},02$ par cheval ; aux carnaux et à la base de la cheminée une section égale au tiers de celle de la grille.

Cette disposition présente en outre l'avantage d'assurer une combustion complète et une très faible production de fumée, circonstance qui n'est pas à dédaigner dans le cas d'une usine établie au centre d'une ville.

Comme nous le verrons, chaque machine à une force nominale de 50 chevaux. On a admis une surface de chauffe de $0^{\text{m}^2},50$ par cheval, de sorte que chaque chaudière a une surface de chauffe totale de

$$50 \times 0,50 = 25 \text{ mètres carrés.}$$

Afin de pouvoir au besoin forcer la production de vapeur, on a porté cette surface à 30 mètres carrés.

La longueur totale de chacune des chaudières est de $5^{\text{m}},50$, les diamètres du corps et du foyer sont respectivement de $1^{\text{m}},70$ et 1 mètre.

La pression effective de la vapeur est de 5 kilogrammes par centimètre carré.

La grille a une surface de $1^{\text{m}^2},20$ (ce qui est même un peu plus fort que $0^{\text{m}^2},02$ par cheval) les carnaux ont une section de $0^{\text{m}^2},40$.

La cheminée de 25 mètres de hauteur a été calculée en admettant deux chaudières en marche. Le diamètre intérieur est de $1^{\text{m}},40$ à la base et de $0^{\text{m}},80$ au sommet.

Machines à vapeur. — Comme le volume de l'eau à envoyer dans les conduites varie beaucoup suivant les heures de la journée, et que l'on a pas de réserve d'eau, il faut nécessairement que les machines élévatoires puissent fonctionner à des allures variant beaucoup. Le nombre de tours des machines à vapeur a été fixé à 60 par minute, pouvant s'abaisser à 15 et même à 12 pour le même espace de temps, c'est-à-dire dans le rapport de 1 à 4 et même de 1 à 5.

Les machines sont horizontales et du type compound.

Le condenseur à surface (car on emploie de l'eau de mer pour la condensation) et la pompe à air sont placés dans le prolongement du grand cylindre.

La pompe de circulation du condenseur et le cheval alimentaire sont actionnés par le petit cylindre.

Comme nous l'avons vu, le travail en eau élevée est de 25 chevaux, le rendement des pompes étant de 0,85 la force nécessaire à leur fonctionnement, mesurée sur l'arbre moteur est de

$$\frac{25}{0,85} = 29,4, \text{ soit } 30 \text{ chevaux.}$$

Pour une pareille force le rendement d'une machine compound est de 0,65 environ, la puissance indiquée ou développée sur le piston est donc de

$$\frac{30}{0,65} = 46,5 \text{ chevaux}$$

que l'on a portée à 50 chevaux, c'est le chiffre que l'on a admis pour le calcul des chaudières.

Les données suivantes ont servi au calcul des machines :

Puissance indiquée en chevaux	50
Nombre de tours par minute	60
Pression effective de la vapeur.	5 kil.
Vide au condenseur	0 ^k ,20
Détente totale.	8

Le volume de vapeur dépensé par machine et par seconde est de 0^m3,024, soit 24 litres.

Les introductions sont de 0,60 dans l'un et l'autre des cylindres. Le condenseur a une surface refroidissante de 14 mètres carrés; ce qui fait en mètres carrés un peu plus du quart de la puissance indiquée en chevaux.

La pompe de circulation du condenseur a été calculée de manière à donner 50 litres d'eau par kilogramme de vapeur à condenser.

La pompe à air a les mêmes dimensions.

Le poids total de vapeur fourni par heure par chaque chaudière est de :

$$0^m3,024 \times 3600 \times 3^k,18 = 274,75 \text{ kilogrammes,}$$

soit 300 kilogrammes. La pompe alimentaire a été calculée pour fournir un débit trois fois plus grand, elle peut débiter 900 litres ou kilogrammes à l'heure. Elle est alimentée par l'eau du réservoir et l'eau de condensation.

Le tableau suivant donne les dimensions principales des machines à vapeur.

Diamètre du petit cylindre	0 ^m ,230
Diamètre du grand cylindre	0 ^m ,505
Course commune	0 ^m ,500
Nombre de tours par minute.	60
Introduction au petit cylindre	0,60
Introduction au grand cylindre	0,60
Diamètre de la pompe de circulation.	0 ^m ,15
Diamètre de la pompe à air	0 ^m ,15
Diamètre de la pompe alimentaire	0 ^m ,035
Course commune à ces pompes commandées directement par la machine à vapeur	0 ^m ,500
Surface de condensation	14 ^m 2

Pompes. — Ainsi qu'il est indiqué sur le plan de l'usine, chaque machine à vapeur commande par l'intermédiaire d'engrenages, un arbre auquel sont attelées deux pompes du système Girard. Ces deux pompes sont placées de part et d'autre de la machine à vapeur, parallèlement à cette dernière, leurs axes sont à 4^m,20 l'un de l'autre.

Les engrenages qui commandent l'arbre auquel sont attelées les pompes sont dans le rapport de 1 à 3. De sorte que si le nombre de tours de la machine varie de 12 à 60 par minute, les pistons des pompes donneront de 3 à 20 coups doubles dans le même espace de temps.

Les dimensions principales des pompes sont les suivantes .

Diamètre du cylindre	0 ^m ,480
Diamètre du piston	0 ^m ,310
Section du piston	0 ^{m²} ,18096
Section de la tige du piston	0 ^{m²} ,09079
Nombre de tours par minute	20
Course	0 ^m ,600
Diamètre des clapets	0 ^m ,400
Débit par pompe et par seconde	50 litres
Débit par coup double	90 litres

RAPPORT ENTRE L'EFFORT MOTEUR ET L'EFFORT RÉSISTANT

(a) *Effort résistant.* — Les pompes étant du système différentiel, l'effort total sur les deux pistons est égal à l'action résultant de la pression de l'eau sur une surface égale à la section d'un piston, soit :

$$1809 \text{ cm}^2 \times 3^k,00 = 5428,8 \text{ kilogrammes.}$$

(b) *Effort moteur.* — Les efforts moyens, sur le petit et le grand piston de la machine à vapeur, sont :

$$\begin{aligned} \text{Petit piston : } & 415 \text{ cm}^2 \times 4^k,12 = 1709^k,8 \\ \text{Grand piston : } & 203 \text{ cm}^2 \times 0^k,844 = \underline{1690^k,5} \\ \text{Effort moyen total.} & \quad 3400^k,3 \text{ kilogr.} \end{aligned}$$

Les pignons et les roues ont respectivement 0^m,500 et 1^m,500 de diamètre, et la course des pistons est pour la machine à vapeur de 0^m,500, et pour les pompes de 0^m,600; en rapportant ces efforts à la jante des pignons et roues d'engrenages, on a :

Effort résistant :

$$\frac{5428,8 \times 0,60}{1,50} = 2178,0 \text{ kilogr.}$$

Effort moteur :

$$\frac{3400,3 \times 0,50}{0,50} = 3400,3 \text{ kilogr.}$$

Le rapport des efforts est donc de :

$$\frac{2178,0}{3400,8} = 0,64.$$

Accumulateurs régulateurs. — Le plongeur de l'accumulateur commande la marche des machines à vapeur, de sorte que la quantité d'eau élevée par les pompes varie avec la quantité d'eau débitée par la canalisation.

La capacité de l'accumulateur, ou plutôt le volume d'eau déplacé par le plongeur, a été calculée en admettant un débit maximum de 100 litres par seconde, et en ayant égard aux considérations suivantes :

Si, à un moment donné, le plongeur était au bas de sa course, les pompes fonctionnant à leur allure normale, et débitant 100 litres par seconde, et que, pour une cause ou pour une autre la consommation d'eau cessait brusquement, ce plongeur serait projeté de bas en haut. Si la vitesse de ce dernier était trop forte, elle donnerait lieu à un choc susceptible de mettre tout l'appareil hors de service.

Pour éviter ce danger, on s'est arrangé pour que la vitesse du plongeur ne dépasse pas 0^m,10 par seconde.

On a admis une course de 4^m,50 ; le temps employé pour la montée ou la descente doit donc être de $\frac{4,50}{0,10} = 45$ secondes. Puisque les pompes débitent 100 litres à la seconde, le volume déplacé doit être de 4500 litres, ou 4^m³,500, ce qui donne une section de 1 mètre carré au plongeur.

Le poids de ce dernier sera de :

$$10000 \text{ cm}^2 \times 3^k,00 = 30000 \text{ kilogrammes}$$

La force vive de cette masse animée d'une vitesse de 0^m,10 par seconde, est :

$$m v^2 = \frac{30000}{9,81} \times (0,10)^2 = 30^k,58,$$

ce qui est tout à fait insignifiant.

Il y a deux régulateurs de pression placés dans la salle des machines : le premier chargé d'un poids de 30,000 kilogrammes, l'autre de 29,800 kilogrammes. Ce dernier, chargé d'un poids moins lourd, reste au haut de sa course, tandis que l'autre suit le mouvement du débit de la consommation et règle la marche des machines.

Le deuxième accumulateur peut au besoin remplacer le premier, mis temporairement hors de service ; il suffit pour cela de le charger d'un poids supplémentaire de 200 kilogrammes et d'isoler le premier.

Cet accumulateur supplémentaire n'est pas seulement utile dans ce cas : il porte la réserve de 4^m3,50 d'eau à 9^m. De plus, si par le fait d'un fort tirage le plongeur du premier accumulateur vient à descendre sur ses appuis, le deuxième maintient à peu près la pression dans les conduits.

Chacun des accumulateurs se compose d'un cylindre en tôle, renforcé par des arcs à T verticaux, boulonné à sa partie inférieure sur une embase en fonte portant les tubulures qui le mettent en communication avec les pompes et avec la canalisation.

La partie supérieure du cylindre est assemblée à une couronne qui porte le presse-étoupe du plongeur. Ce dernier est muni à sa partie supérieure de deux glissières qui courent le long de deux colonnes leur servant de guides.

L'intérieur du plongeur porte le lest moulé qui, ajouté à son poids propre, doit faire équilibre à la charge d'eau de 30 mètres.

La surface de l'accumulateur à sa base est de 2^m3,26, ou 22600 centimètres carrés; comme son poids n'atteint pas 4400 kilogrammes, il en résulte que la charge sur les fondations est inférieure à 2 kilogrammes par centimètre carré.

Les dimensions principales des accumulateurs sont :

Diamètre du plongeur	1 ^m ,130
Section du plongeur	1 ^m 2,00287
Course du plongeur	4 ^m ,500
Volume d'eau déplacé par le plongeur	4 ^m 3,50
Diamètre du cylindre.	1 ^m ,230
Épaisseur des tôles du cylindre.	12 m/m

La mise en train, l'arrêt et l'allure des machines sont obtenus au moyen d'une valve de gorge placée sur la conduite d'amenée de la vapeur aux machines, et commandés par le plongeur.

Aux 4/5 de la course ascendante du régulateur, la valve se ferme et les machines s'arrêtent.

Aux 4/5 de la course descendante, la valve de vapeur s'ouvre, et les machines se mettent en mouvement.

Entre les deux points ci-dessus, les machines ralentissent ou accélèrent leur marche, selon que le régulateur est plus rapproché ou plus éloigné de ces deux points extrêmes.

Deux soupapes de sûreté sont placées l'une entre l'accumulateur et la canalisation, l'autre entre les pompes et l'accumulateur.

La première de ces soupapes, dans le cas de rupture dans la canalisation, immobiliserait le plongeur de l'accumulateur, et la seconde a pour but d'arrêter la machine.

La liberté de puisage qu'ont les particuliers, depuis que le système de la jauge, a été remplacé par celui des compteurs d'eau, produit de grandes variations dans le débit des conduites.

Aux heures de fortes consommations, qui ont lieu généralement dans la matinée, le débit des pompes devient insuffisant, quoiqu'elles aient été établies pour un débit double de celui prévu au cahier des charges de la concession.

A ces heures, le tirage des particuliers atteint 85 litres par seconde, et si l'arsenal de la marine militaire et la gare du chemin de fer ouvrent au même moment, une grande partie de leurs robinets, dont le débit dépasse 40 litres à la seconde, il arrive que l'on prend plus d'eau sur les conduites que les pompes peuvent en fournir.

Ces raisons ont amené la Compagnie à étudier la construction d'un réservoir élevé à 30 mètres au-dessus du niveau de la mer. Ce dernier, d'une capacité de 300 mètres cubes, suffira pour fournir, deux fois par jour, une quantité supplémentaire de 20 litres par seconde pendant quelques heures.

Ce réservoir servira de point de départ à la conduite de distribution qui en recevra toujours la pression.

La Compagnie s'occupe, en outre, d'installer dans l'usine élévatoire le troisième groupe de machines et de pompes, pour lequel un emplacement a été réservé lors de la construction.

5° *Canalisation en ville.* — L'eau est distribuée aux divers quartiers de la ville et aux 120 citernes municipales dont nous avons déjà parlé.

Le système adopté pour la canalisation a été celui dit de la circulation.

La conduite principale, de 0^m,400 de diamètre, forme un anneau fermé de 4680 mètres de longueur, dont les deux extrémités se joignent à proximité du réservoir, auquel elles sont reliées par un tronçon de conduite de 0^m,600 de diamètre et de 500 mètres de longueur.

De chaque côté de la conduite principale, se détachent les conduites secondaires. Chacune d'elles forme un anneau sur lequel se branchent les conduites d'ordre inférieur allant porter l'eau sur les divers points à desservir.

Ces conduites secondaires sont les suivantes :

Diamètre de 0 ^m ,300	Longueur de 2300 mètres
Id. 0 ^m ,200	Id. 2600 id.
Id. 0 ^m ,150	Id. 5500 id.

Les conduites d'ordre inférieur ont 0^m,080, 0^m,060 et 0^m,40 de diamètre; leurs longueurs respectives sont de 13000, 2200 et 19000 mètres.

Le système, dit de circulation a l'avantage de réduire les pertes de charge au minimum, et de permettre la réparation d'un tronçon de conduite, la circulation s'effectuant quand même dans le reste de cette dernière.

Les tuyaux de conduite, fournis par les usines de Terni, sont en fonte grise de deuxième fusion; ils sont à emboîtement et cordon avec joints faits au plomb.

Après la pose, toutes les conduites ont été essayées à une pression de 10 at-

mosphères. En service, elles supportent au maximum une pression de 4 atmosphères.

La pose de la canalisation a été assez difficile, par suite des circonstances particulières dans lesquelles se trouve la ville. Cette dernière est divisée en un grand nombre d'îlots communiquant entre eux par des ponts auxquels on accède au moyen d'escaliers.

On a traversé, dans l'intérieur de la ville, 86 canaux; 45 de ces derniers ont été franchis au moyen de siphons, et 41 en suspendant les tuyaux sous la voûte des ponts.

En général, les siphons ont sur chaque rive une branche verticale. Ces deux branches sont reliées entre elles au moyen d'une conduite horizontale qui passe au fond du canal et qui est maintenue au moyen de chevalets en mélèze.

Le dessus de cette conduite est protégé contre le choc des rames au moyen d'un fort plancher recouvert de terre.

La conduite principale franchit deux fois le grand canal, et une fois le canal de l'arsenal de la marine militaire, moins large mais plus profond.

Ces trois siphons ont été placés par des plongeurs, comme la conduite subalgunaire à la traversée du canal Donena.

Les autres siphons ont été posés au moyen de batardeaux.

On a placé des ventouses au sommet de la courbe qui suivent les conduites placées sur le côté ou au-dessous des ponts.

Les citernes municipales qui, à Venise, remplacent les fontaines publiques, sont actuellement alimentées par l'eau de la Compagnie.

Ces citernes (fig. 5, pl. 49-50) sont établies dans les endroits qui présentent la plus grande surface; elles se composent d'un bassin ayant la forme d'une pyramide tronquée dont la base est tournée vers le ciel.

L'intérieur de ces bassins est rempli de sable; les parois en sont revêtues d'un corroi d'argile qui empêche les infiltrations d'eau de mer.

Dans l'intérieur est un cylindre en briques qui se prolonge au-dessus du sol, et est couronné d'une pierre, comme la margelle d'un puits.

Le bassin et la surface environnante sont recouverts d'un dallage. L'eau de pluie, amenée par des pentes aménagées sur ce dallage, pénètre par de petits regards B dans une espèce de canal rectangulaire A, nommé caisson. De ce caisson, les eaux pénètrent dans les sables filtrants, les traversent et viennent se réunir en prenant leur niveau dans le cylindre central, d'où on les retire au moyen de seaux.

Ces citernes sont actuellement alimentées par les eaux de la Compagnie, amenées dans le caisson par un branchement en plomb de 0^m,02 de diamètre, qui, pour couper la pression et amortir la puissance du jet, débouche d'abord dans un tuyau en fonte de 0^m,08 de diamètre.

Usines élévatoires pour l'irrigation du Béhéra

(BASSE ÉGYPTE)

(Planches 55 à 60)

Le débit du Nil subit d'énormes variations ; à l'étiage, il est d'environ 500 mètres cubes à la seconde, et il peut s'élever pendant les crues à 10000 mètres cubes. Au Caire, la différence de niveau atteint 9 mètres.

Il commence à croître à partir du mois de juin ; au mois d'octobre, la crue atteint son maximum, puis il commence à baisser jusqu'au mois de juin.

Depuis la plus haute antiquité, on a profité des crues pour l'irrigation du sol, au moyen de bassins d'inondation.

Lors des crues, les bassins se remplissent, les eaux déposent leur limon, puis se retirent. Aussitôt après leur retrait, on ensemeince la terre. La récolte se fait au mois de mai.

Avec ce système d'irrigation, on ne peut faire qu'une récolte annuelle, et de plus il ne permet pas la culture du coton et de la canne à sucre, dont la récolte s'effectue juste au moment de la crue. Cette culture est cependant plus rémunératrice que celle des céréales.

Jusqu'au règne de Mehemet Ali, l'Égypte était presque entièrement arrosée par le système décrit ci-dessus. Ce souverain résolut de changer le mode d'irrigation de la basse Égypte (partie en aval du Caire), afin d'y améliorer la culture.

Son projet était le suivant : il endiguait les deux bras du Nil dans le Delta et construisait en tête de ce dernier un barrage de retenue surélevant les eaux de 4^m,50, et permettant ainsi l'irrigation directe de tout le territoire en aval.

Le barrage fut construit ; mais, malheureusement, il ne put effectuer la retenue d'eau prévue, car son radier fut affouillé. On ne put, pour cette cause, avoir une retenue de plus de 2 mètres de hauteur, ce qui est insuffisant.

Les irrigations en basse Égypte se font au moyen de canaux de deux genres différents, les premiers, qui sont des canaux profonds ou Sêïs, ont leur plafond assez bas pour pouvoir recevoir en tout temps l'eau du Nil. Les riverains de ces canaux arrosent leurs propriétés en y puisant l'eau par divers moyens plus ou moins perfectionnés.

Les canaux du second genre, ou canaux Nili, ont leurs plafonds plus élevés et ne peuvent recevoir l'eau du Nil que pendant les crues.

La province du Béhéra, située à l'ouest de la branche de Rosette (branche ouest du Nil), devait être arrosée par un canal principal ou rayah.

L'insuffisance de la retenue ne permit pas de fournir assez d'eau à ce canal, dont du reste l'entretien était énorme, car il est creusé dans le sable qui, à chaque instant, s'éboule et vient l'obstruer, ce qui donne lieu à des curages trop fréquents.

Le canal du Mahmoudieh, un canal Nili, de près de 80 kilomètres de longueur, dont la prise est à l'Atfeh, approvisionne d'eau la ville d'Alexandrie et sert aux irrigations. Il était déjà, lors de la construction du barrage, alimenté par des pompes centrifuges établies à l'Atfeh. L'usine élevait environ 800,000 mètres cubes d'eau par jour et fonctionnait environ six mois par an.

Un second canal, le Khatatbeh, qui est aussi un canal Nili, a une prise indépendante sur le Nil; d'un développement de 120 kilomètres environ, il se dirige d'abord parallèlement au Nil, puis traverse la province, et vient se jeter dans le Mahmoudieh.

Ces deux canaux ne purent recevoir l'eau du Rayah, comme on l'avait projeté.

Le gouvernement égyptien, en 1880, voulant assurer les irrigations de la province et assurer l'approvisionnement en eau de la ville d'Alexandrie, donna à M. Édward Easton, ingénieur anglais, la concession de la fourniture des eaux.

Tout en installant une usine au Khatatbeh, on devait augmenter la puissance de celle de l'Atfeh.

Le concessionnaire fonda alors la société anonyme d'irrigation du Béhéra, dont il devint directeur.

La société s'engageait à fournir pendant 25 ans, et suivant les besoins, une quantité maximum de 1,500,000 mètres d'eau par jour pour chaque usine.

On estimait à 120 jours la marche annuelle de l'usine du Katatbeh, et à 180 celle de l'usine de l'Atfeh. L'eau devait être jaugée et payée par le gouvernement. On estimait à 180 millions de mètres cubes la fourniture annuelle de l'usine du Khatatbeh, et à 270 millions de mètres cubes celle de l'usine de l'Atfeh.

Dans l'usine du Khatatbeh, M. Easton fit installer des vis d'Archimède pour l'élévation des eaux. Ces vis, mal construites, ne purent fonctionner avec régularité, et, pendant la campagne de 1881, elles ne purent presque pas fournir d'eau.

La Compagnie se sépara alors définitivement de M. Easton, et M. Boghos Pacha Nubar fut appelé à sa tête.

D'un autre côté, le gouvernement avait reconnu que le débit prévu au traité de concession était trop faible; celui-ci fut porté à 3 millions de mètres cubes par 24 heures pour l'usine de Khatatbeh, et à 2 millions 1/2 pour l'Atfeh.

Le nouveau directeur de la Compagnie, ancien élève de l'École centrale, confia l'étude et la construction des nouvelles machines du Khatatbeh à MM. Farcot, de Saint-Ouen. M. Léon Vigreux, professeur à l'École centrale, fut chargé des études relatives à l'usine de l'Atfeh, et la construction en fut confiée à MM. Feray, d'Essonnes.

Nous allons examiner en détail chacune de ces vastes installations dont les plans ont été exposés dans la Section égyptienne au Champ de Mars.

1° *Usine du Khatatbeh* (pl. 55 à 58). — L'usine de Khatatbeh, installée par M. Easton, comportait 10 vis d'Archimède du système Airy, provenant des ateliers de la maison Easton et Anderson, d'Erith.

Ces vis étaient placées dans un bassin de 50 mètres de longueur et 16^m50 de largeur, disposé dans le prolongement d'un canal d'aménée des eaux du Nil de 35 mètres de largeur. Ce bassin était séparé du canal par une digue de fermeture en béton de 5 mètres d'épaisseur et de 10 mètres de hauteur au-dessus du radier, et communiquant avec lui au moyen de trois ouvertures de 7 mètres de portée percées dans cette digue.

Ces ouvertures étaient munies de vannages à commande hydraulique.

Le radier général du bassin était en béton de ciment, renforcé sous chacune des extrémités des vis par deux lignes de puits maçonnés.

Les vis avaient leurs axes inclinés et placés dans une direction perpendiculaire à l'ouvrage de fermeture, ils étaient à 5 mètres environ les uns des autres.

Par le bas, les vis plongeaient dans l'eau d'aval, et déversaient directement l'eau dans le canal de fuite.

Ces vis avaient une longueur de 12 mètres et un diamètre de 3^m,69. Chacune comportait quatre spires formées de surfaces hélicoïdales, développables d'un pas de 7^m,60. Le noyau, de 1^m,22 de diamètre, formé d'une tôle de 1 centimètre d'épaisseur, n'était relié à l'enveloppe extérieure, formée d'une tôle de 9 millimètres d'épaisseur, que par l'intermédiaire des quatre spires en tôle de 4 millimètres d'épaisseur.

Elles étaient actionnées par l'intermédiaire d'un arbre de couche de 50 mètres de longueur, commandé par trois machines Compound verticales, à réservoir intermédiaire, du type de la marine, installées dans un bâtiment spécial.

Chacune de ces machines comportait un petit cylindre de 0^m,60 de diamètre, et un grand cylindre de 1^m27. La course commune des pistons, conjugués à 90 degrés, était de 0^m,77.

L'arbre de chacune d'elles était placé dans le même plan vertical que l'arbre de couche général, et l'actionnait par l'intermédiaire d'engrenages droits égaux, de sorte que l'on pouvait la débrayer même en marche. La vitesse commune des arbres était de 70 tours par minute.

L'arbre de couche actionnait, par l'intermédiaire d'engrenages coniques, des petits arbres auxiliaires parallèles aux axes des vis. Chacun de ces arbres auxiliaires commandait la vis correspondante au moyen d'un pignon qui engrenait avec une roue dentée fixée sur l'enveloppe extérieure de cette dernière.

Les vis exécutaient de 5 à 6 révolutions par minute, et élevaient environ 24 mètres cubes d'eau par révolution. Leur rendement était d'environ 80 %, c'est-à-dire excellent.

Les noyaux de ces vis étaient trop faibles, ce qui fait qu'au bout de quelques jours de marche, toutes sans exception se brisèrent, de sorte que, pendant la campagne de 1881, l'usine ne put pas presque fournir d'eau.

La rupture du noyau avait lieu à peu près au tiers de la hauteur.

On essaya bien de renforcer le noyau, en employant des tôles plus épaisses, et en le reliant à l'enveloppe extérieure par l'intermédiaire de tirants en fer, mais ces améliorations furent insuffisantes.

C'est alors que M. Boghos Pacha Nubar fit appel à MM. Farcot, de Saint-Ouen, pour l'installation de machines capables d'élever 2500000 mètres cubes d'eau par 24 heures, à une hauteur variant de 0^m,50 à 3 mètres.

Dans le traité qu'ils passèrent avec la Compagnie d'irrigation, ces habiles constructeurs garantirent une consommation maximum de 1 kilog. 750 de charbon par cheval-heure, mesurée en eau élevée. Ils consentaient à subir une retenue de 40000 francs pour chaque 100 grammes de charbon dépensés en plus; mais, par contre, la Compagnie s'engageait à leur payer une prime égale pour chaque 100 grammes économisés. Hâtons-nous de dire que l'installation a parfaitement réussi, et que les constructeurs ont touché une prime de 100000 francs, car la consommation de charbon ne dépasse pas 1 kilog. 500 par cheval-heure.

La tâche de MM. Farcot était d'autant plus difficile qu'ils devaient utiliser les anciennes fondations établies sur le terrain d'alluvions sableux et limoneux, de la Basse Égypte et que l'on avait constaté la présence de sources dans le bassin de l'usine.

Comme la digue de fermeture, par sa masse compacte présentait évidemment le point d'appui le plus solide, les constructeurs résolurent d'y reporter les charges principales et l'origine des vibrations, en y installant les machines à vapeur motrices, qui sont ainsi à l'abri des hautes eaux, car elles se trouvent à environ 8^m,50 au dessus du niveau du Nil à l'étiage.

La solution hardie proposée par les constructeurs et acceptée par la Compagnie était d'installer d'immenses pompes centrifuges à axe vertical et pivot hors l'eau, commandées directement par ces machines à vapeur.

Les arbres verticaux de ces pompes reposent sur la ligne centrale des puits. A cet effet ces derniers ont été rendus solidaires au moyen d'une forte poutre en fer scellée dans chacun d'eux, et qui reçoit toute la charge des arbres verticaux.

Comme le radier vers la partie centrale du bassin manquait absolument de solidité, la Compagnie s'est résolue à conserver les 3 vis installées à cet endroit, comme machines de réserve. M. Boghos Pacha Nubar fit consolider ces vis, en réduisant la charge sur les tourillons extrêmes, à cet effet la vis a été entourée vers les 2/3 de sa hauteur d'une couronne de galets, qui roulent sur un coursier en fonte fixé au radier.

Ces 3 vis sont commandées par un arbre de couche, actionné par une des

machines compound de l'ancienne installation que l'on a conservée pour cet usage.

MM. Farcot ont installé 5 machines à vapeur actionnant chacune une pompe centrifuge. Trois de ces machines sont placées à gauche des vis que l'on a conservées et ont leurs axes à 6^m,90 les uns des autres, deux autres sont placées à l'extrémité droite du bassin et ont également leurs axes à 6^m,90 l'un de l'autre.

Les cylindres à vapeur sont installés comme nous l'avons vu, sur la digue de 5 mètres de largeur. Leurs bâtis sont placés en porte à faux au dessus du bassin et sont soutenus à leur extrémité au moyen de poutres en tôle et cornières (fig. 1, pl. 57-58).

Ces dernières reposent par l'intermédiaire de colonnes en fonte sur de grandes arcades en maçonnerie placées entre chaque pompe et entre ces dernières et les vis.

Ces arcades s'appuient d'un côté sur la digue et de l'autre reposent sur le radier, en dehors de la ligne centrale des puits, par l'intermédiaire d'une large base de 3 mètres de largeur et 6 mètres de longueur.

Chacune des machines à vapeur commande directement une pompe centrifuge dont l'arbre vertical creux portant la roue à ailettes vient reposer par l'intermédiaire d'un pivot hors l'eau, sur un arbre fixe muni d'une poelette reposant sur la poutre qui relie les puits maçonnés.

L'arbre vertical creux porte en outre un volant de 6^m,70 de diamètre pesant 22 tonnes, ainsi que la manivelle actionnée par la machine à vapeur.

Les pompes peuvent élever 2500000 mètres cubes en 24 heures à une hauteur maximum de 3 mètres.

La quantité d'eau élevée par seconde est donc environ de 30 mètres cubes, la force est de :

$$\frac{30000 \times 3}{75} = 1200 \text{ chevaux.}$$

Chacune des pompes peut élever $\frac{30000}{5} = 6000$ litres par seconde.

L'adjonction des 3 vis de réserve porte la capacité journalière de l'usine à 3500000 mètres cubes et sa force à 2000 chevaux.

Nous allons étudier chacune des parties principales de l'usine dans l'ordre suivant :

- 1° Générateurs de vapeur ;
- 2° Machines à vapeur ;
- 3° Pompes et leurs accessoires.

1° *Générateurs de vapeur.* — La pression effective de la vapeur est de 5 kilogrammes. Elle est fournie par une batterie de 11 chaudières installées dans un bâtiment à proximité du bassin, sur la rive droite du canal de fuite (fig. 1, pl. 55-56),

Les chaudières sont du système tubulaire, trois d'entre elles ayant chacune une surface de chauffe de 190 mètres carrés ont été fournies par les usines du Creusot.

Les huit autres ayant chacune une surface de chauffe de 175 mètres carrés, sont été fournies par MM. Farcot.

2° *Machines à vapeur.* — Les machines à un seul cylindre à condensation sont du type Farcot à quatre distributeurs. On a dû y faire quelques modifications dues à la verticalité de l'arbre à manivelle.

Les cylindres ont un diamètre de 1 mètre, la course du piston est de 1^m,800.

Le régulateur du système Farcot est agencé de manière que les machines et les pompes suivant la hauteur de l'eau dans le canal d'aménée, puissent exécuter de 16 à 40 révolutions par minute.

A cet effet le contre-poids qui charge le pendule est mobile le long d'un levier fileté. En outre il y a deux engrenages différents disposés au pied du régulateur, ce qui augmente encore l'amplitude de la variation de vitesse.

Un index, solidaire de la position du contre-poids indique à chaque instant la vitesse correspondante du moteur.

3° *Pompes.* — L'arbre moteur est en fer forgé, il porte la manivelle et le volant de 22 tonnes, à la partie inférieure il vient se visser sur un arbre en fonte creux qui porte la roue à ailettes de la pompe.

L'arbre creux est percé à son extrémité supérieure d'un œil de 0^m,850 de hauteur, de 0^m,600 de largeur et de 0^m,700 de profondeur, dans lequel un pivot analogue à celui que M. Fontaine avait imaginé pour les turbines, est installé

La première disposition de ce pivot (fig. 3, pl. 55-56) n'a pas réussi.

Ce pivot de 220 millimètres de diamètre était terminé à sa partie inférieure par un grain en bronze phosphoreux qui faisait corps avec lui. Au dessous étaient disposés quatre autres grains de même diamètre que le pivot, deux d'entre eux ayant la forme de lentilles convergentes étaient en acier. Les deux autres étaient en bronze phosphoreux, l'un d'eux intercalé entre les deux grains d'acier avait la forme d'une lentille divergente ; l'autre placé à la partie inférieure en contact avec le fond de la boîte crapaudine avait sa partie supérieure convexe. En dessous il présentait la forme d'une calotte sphérique, forme affectée également en creux par le fond de la boîte, de sorte que ce grain qui était destiné à ne pas tourner, permettait une oscillation en tout sens.

Dans l'axe des grains, qui n'étaient pas guidés, était percé un petit conduit cylindrique de 26 millimètres de diamètre. Les grains en bronze présentaient sur chacune de leurs faces des pattes d'araignées de 10 millimètres de largeur et d'égale profondeur, dirigées suivant le rayon.

Le fond de la boîte crapaudine, en forme de calotte sphérique creuse, était également muni de pattes d'araignées de mêmes dimensions dont les axes étaient situés dans des plans verticaux passant par l'axe de l'arbre.

L'ensemble des grains était enfermé dans une boîte cylindrique à parois de fonte, renfermant environ douze litres d'huile. Cette boîte était entourée d'une autre boîte annulaire dans laquelle circulait de l'eau provenant du condenseur.

Les constructeurs pensaient que l'huile s'introduirait par les rainures pratiquées sur le fond de la boîte crapaudine, remonterait par le trou percé dans l'axe des grains et viendrait se refroidir contre les parois de la boîte, après avoir lubrifié les faces des grains en passant par les rainures ménagées entre les lentilles.

A la première tentative de mise en marche à vide, l'huile au bout de quelques minutes entra en ébullition, les grains grippèrent, les lentilles non guidées se décentrèrent, l'une d'elle échappa même et l'arbre retomba de la hauteur de cette dernière.

Pour obvier à ce dernier inconvénient on supprima deux des grains.

On crut d'abord que la cause de ces accidents était due à la mauvaise qualité du bronze employé à la confection des lentilles, mais on reconnut bientôt que, quoique la qualité du métal ait une certaine influence, la cause principale était le refroidissement insuffisant de l'huile.

Comme on était en pleine campagne et qu'il fallait marcher à tout prix, le directeur de la Compagnie fit procéder à plusieurs essais et sur la fin de la campagne on put élever un peu d'eau quoique avec beaucoup de difficultés.

Pour forcer la circulation de l'huile, l'arbre fut percé et on fit arriver cette dernière en charge d'un réservoir placé concentriquement à l'arbre au dessous du volant. En même temps la cloison de fonte qui séparait le réservoir d'huile de la capacité concentrique dans laquelle circulait l'eau de condensation fut enlevée. On remplaça cette dernière dont la température atteignait de 35 à 40°, par de l'eau froide puisée dans le Nil.

Le pivot et les 3 grains qui restaient étaient donc entourés d'un courant d'eau froide qui entraînait l'huile au fur et à mesure que cette dernière avait lubrifié les parties frottantes.

Cette marche n'était donc pas économique et de plus elle était dangereuse, car au moindre engorgement des canaux amenant l'huile, l'eau pénétrait entre les grains et y produisait des grippements.

Pivot de M. Vigreux. — La Compagnie s'adressa à M. L. Vigreux pour qu'il procédât à l'étude d'un autre système de pivot. Ce dernier lui fit parvenir peu après, les dessins de la nouvelle disposition qui a été appliquée à deux pompes et que nous allons décrire.

M. Vigreux renonce à l'emploi du courant d'eau froide dont il avait reconnu l'inutilité, et força l'huile à circuler.

Comme il ne pouvait loger dans l'œil de l'arbre un réservoir d'huile d'une capacité suffisante, il prit les dispositions suivantes (Fig. 5, pl. 55-56).

L'huile arrive en charge dans l'axe du pivot, pénètre entre les grains par les pattes d'araignée, et se déverse ensuite dans un réservoir concentrique à l'arbre. Elle est puisée dans ce réservoir par une petite pompe actionnée par le balancier de la pompe à air de la machine motrice, et refoulée dans un réservoir fixé à la toiture après avoir passé dans un réfrigérant tubulaire de 9 mètres carrés de surface refroidissante placé au fond du bassin (Fig. 2, pl. 57-58).

De ce réservoir placé à plus de 7 mètres au-dessus du pivot l'huile revient dans ce dernier; elle circule donc d'une manière continue.

Pour que le tuyau amenant l'huile du réservoir supérieur au pivot ne gênât pas la manivelle, M. Vigreux a employé la disposition indiquée sur la figure 3 des planches 57-58.

Le pivot et la partie de l'arbre situées au dessus de lui furent percés suivant leur axe, d'un trou cylindrique de 40 millimètres de diamètre. Cette conduite se raccorde par l'intermédiaire d'une conduite horizontale d'égale diamètre percée dans la manivelle, avec une autre conduite semblable percée dans l'axe du tourillon de la manivelle.

Au dessus du tourillon cette conduite aboutit à un tuyau d'égale diamètre intérieur placé dans son prolongement. Ce tuyau se coude à angle droit un peu plus haut et devient parallèle à la manivelle, formant ainsi une contre-manivelle dont le point placé dans le prolongement de l'axe de l'arbre de la pompe reste immobile.

Dans le prolongement de cet axe, le tuyau fait un nouveau coude à angle droit, et sa partie verticale tourne dans un boîtier maintenu par des supports fixés au bâti de la machine. Cette partie verticale se raccorde au moyen d'un presse-étoupes avec le tuyau vertical communiquant avec le réservoir supérieur, qui reste fixe.

Le pivot proprement dit fut transformé. M. Vigreux employa comme dans la première disposition cinq grains dont un en acier et trois en bronze, mais reconnaissant que la forme lenticulaire était trop difficile à obtenir, il employa des surfaces planes. Il reconnut en outre la nécessité de guider ces grains et pour cela il les maintint au moyen d'un fourneau en bronze muni de vis de centrage.

Ce système de pivot fut installé par les agents de la Compagnie sur deux pompes et l'expérience prouva bientôt que cette solution était satisfaisante.

2^{me} *Pivot de MM. Farcot.* (Fig. 4, pl. 55-56). — Aussitôt prévenus des inconvénients de leur premier système de pivots, les constructeurs procédèrent à des expériences dans leurs ateliers de Saint-Ouen et purent installer sur les trois dernières pompes des pivots d'un fonctionnement tout à fait satisfaisant.

Comme dans le pivot de M. Vigreux, l'huile circule à travers le pivot et vient se refroidir dans un réfrigérant, mais les dispositions employées étaient différentes.

Le pivot ne comporte que trois grains lenticulaires, deux en bronze phosphoreux, le troisième en acier. L'huile arrive sous pression traverse huit petites rainures placées sur chacune des parties frottantes et vient se déverser par un trop plein dans une cuvette annulaire tournant avec l'arbre.

Deux petites pompes rotatives logées dans l'œil de l'arbre aspirent cette huile et la refoulent dans les tubes d'un réfrigérant, boulonné à la partie extérieure de l'arbre. Autour des tubes de ce dernier cercle de l'eau de condensation.

Du réfrigérant, l'huile sous pression se rend dans l'axe du pivot et continue ainsi sa circulation.

Les petites pompes rotatives sont actionnées de la manière suivante : elles sont entraînées par l'arbre dans son mouvement de rotation, et sur l'arbre de chacune d'elles est fixé un petit pignon denté engrénant avec une roue dentée fixée à la crapaudine, qui par conséquent reste immobile.

On conçoit donc que les palettes reçoivent ainsi un mouvement de rotation, et que le débit de ces pompes c'est-à-dire la quantité d'huile qui circule dans le pivot varie proportionnellement avec le nombre de tours de la pompe.

Pompe proprement dite. — Avant de décrire le système de pompes employé nous ne pouvons mieux faire que de donner ici, un compte-rendu des expériences faites par la maison Farcot sur les pompes centrifuges. Ce compte-rendu a été publié par M. Farcot dans les annales des ponts et chaussées de septembre 1888, auxquelles nous l'empruntons.

« *Expériences et résultats.* — Comme il peut être de quelque intérêt de faire connaître les diverses phases que nous avons traversées avant d'arriver à notre type actuel de pompes centrifuges, voici en quelques mots la ligne de conduite que les résultats de chaque série d'expériences nous ont suggérée.

Nous ferons observer tout d'abord que tous nos travaux ont été poursuivis avec méthode en ce sens que la simultanéité de deux ou plusieurs modifications a toujours été évitée par principe ; de sorte que, en opérant ces modifications successivement, une à une, il nous a été par cela même possible d'estimer chacune d'elles à sa juste valeur.

Nous avons de plus, et cela pour échapper complètement à l'influence perturbatrice de la gravitation, placé l'axe de la pompe verticalement en sorte que les surfaces de niveau, qui affectent la forme de paraboloides, devaient bien se présenter sous leur vraie forme de révolution, sans l'aplatissement qui existe forcément avec les pompes à axe horizontal et qui doit y produire par conséquent plus ou moins son effet. Ajoutons toutefois dès maintenant que les effets de la gravitation sont insignifiants même pour la petite hauteur d'élévation de 1^m,80, comme nous l'avons constaté en faisant fonctionner une même pompe, munie

des mêmes organes de frottement mécaniques et hydrauliques successivement dans les positions horizontale et verticale ; nous obtenions sensiblement les mêmes résultats dans les deux cas.

La première série d'essais, à des hauteurs d'élevation variant de 1 à 3 mètres a été consacrée principalement à l'étude, dans ces conditions, de l'influence des formes et proportions des passages d'eau sur les phénomènes hydrauliques dans l'intérieur de la pompe et à celle des effets dynamiques qui s'ensuivent.

Dans cette première série d'expériences, qui nous a occupés de novembre 1883 à mars 1884, voici dans quel ordre nous avons procédé pour l'essai des turbines :

1° Roue (Farcot Perrigaud) à aubes planes radiales et avec plateaux plans (A fig. 6, pl. 55-56).

2° Roue à aubes planes radiales avec plateaux à méridiens paraboliques (B fig. 6, pl. 55-56).

3° Roue à aubes planes radiales avec plateaux à méridiens paraboliques (C fig. 6, pl. 55-56).

4° Roue à aubes hélicoïdales et 1/2 aubes hélicoïdales avec plateaux à méridiens paraboliques (D fig. 6, plan, pl. 55-56).

5° Roue à aubes hélicoïdales avec plateaux à méridiens paraboliques (E fig. 6, pl. 55-56).

Pour les *conduits annulaires* nous avons essayé successivement.

(a) Canal circulaire à section rectangulaire (A et B fig. 6, pl. 55-56).

(b) » spirale » » (A et B id.).

(c) » circulaire à section trapézoïdale (C id.).

(d) » spirale » » (C id.).

(e) » circulaire à section curviligne (D id.).

(f) » spirale » » (E id.).

Or, c'est dans ce même ordre que les résultats dynamiques se sont améliorés de telle sorte que *c'est la combinaison de la roue 5 avec le canal spirale (f) qui nous a fourni le rendement maximum de 81 %*.

Dans les conduits en forme spirale, les sections de la veine d'eau, étaient à peu de chose près proportionnelles aux angles parcourus en prenant comme point de départ le rayon passant par la buse.

Si nous ajoutons que *ce chiffre de rendement ainsi constaté entre 1 et 3 mètres d'élevation est resté sensiblement constant dans toutes les autres séries d'essais qui ont été faites en automne 1884 et mars 1885 avec des roues construites d'après les mêmes principes, et pour des hauteurs d'élevation respectivement de 8 à 10 mètres et de 18 à 22 mètres* on conviendra sans peine que c'est là une opération excellente et décisive en faveur d'une combinaison hydraulique rationnelle.

Nous pourrions certes multiplier les preuves expérimentales du degré de perfection de cette nouvelle combinaison hydraulique ; mais, sans plus nous étendre ici, parlons maintenant des conditions théoriques du fonctionnement de notre appareil.

2° *Eléments consécutifs de nos nouvelles pompes centrifuges*

Discussion théorique. — La partie E de la fig. 6, pl. 55-56 indique les éléments essentiels de la combinaison.

La roue se compose de deux plateaux de révolution à méridien de forme parabolique entre lesquels se contournent un certain nombre d'aubes. On s'est astreint dans l'étude de la forme des aubes et des plateaux à obtenir pour chaque molécule d'eau :

1° Un amortissement uniforme de la vitesse axiale V_0 dans l'ocillard.

2° Une accélération angulaire constante des molécules dans le sens circulaire.

3° Un mouvement radial de chaque molécule déterminé par la force centrifuge résultant en chaque point de la vitesse angulaire ainsi définie.

Mais ces trois conditions formulées dans les trois équations :

$$1^{\circ} \frac{d^2 y}{dt^2} = \text{constante}$$

$$2^{\circ} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \text{constante}$$

$$3^{\circ} \frac{d^2 r}{dt^2} = r \omega^2$$

conduisent dans leur développement ultérieur à des intégrales elliptiques de formes spéciales, difficiles ou impossibles à résoudre avec quelque approximation.

Nous avons donc été conduits à abandonner en partie la détermination analytique de la solution théorique générale du problème ainsi posé ; mais il faut dire aussi qu'il ne convient pas d'attacher à cette solution purement mathématique la haute importance qu'à première vue on serait tenté de lui attribuer.

C'est qu'en effet, à part la couche infiniment voisine d'une ailette qui serait construite en conformité absolue, avec les exigences théoriques, il ne se trouverait en raison des perturbations inévitables provenant des frottements internes, aucune tranche élémentaire dans le secteur enfermé par deux aubes voisines, qui voulut bien suivre exactement ces prescriptions théoriques, prescriptions en apparence logiques et rationnelles, mais au fond simples conséquences d'abstractions arbitraires.

Tracé des ailettes. — Nous avons toutefois pris ces trois principes théoriques comme la base essentielle de notre combinaison et avons d'autre part dé-

terminé la forme de l'aube à chacune de ses extrémités par les considérations suivantes :

4° Que le *premier élément* de l'aube soit dirigé en chacun de ses points suivant la résultante prise en ce point, de la vitesse tangentielle V_t et de la vitesse axiale V_o , de la molécule qu'elle doit recueillir.

5° Que le *dernier élément* chargé d'imprimer à la molécule sortante la vitesse même de la roue soit dirigé suivant le rayon de cette roue.

Cette dernière condition a pour but de conserver à notre nouvelle pompe l'avantage capital de notre ancien type à ailettes planes radiales, à savoir la diminution de la vitesse de rotation ou du nombre de tours correspondant à une hauteur d'élevation donnée ; ce résultat est important dans la pratique pour la diminution du frottement et de l'usure, et par suite pour la durée et le rendement final de tout l'appareil ; il facilite aussi la commande directe de la pompe par son moteur dans les installations importantes. Or l'expérience nous a montré que conformément à nos prévisions, *ce dernier élément radial équivalait pour ce but à l'ailette radiale tout entière.*

Quant à la vitesse ainsi imprimée à l'eau sortant de la roue, elle n'est nullement perdue, les formes de notre corps de pompe réalisant parfaitement la transformation de cette vitesse en pression, suivant le principe de Bernoulli, ainsi que nous le verrons plus loin et comme le prouve le chiffre même du rendement obtenu.

Entre ces deux éléments limites de l'ailette, nous nous sommes appliqués à donner à celle-ci, en chacun de ses points, telle forme qu'il convient *pour assurer les transitions* les plus douces possibles, *tout en évitant un trop grand développement des surfaces frottantes, en même temps tout étranglement de la veine d'eau.*

Nous y sommes parvenus en déterminant les deux courbes génératrices, c'est-à-dire les intersections de l'arbre avec les plateaux de révolution *par le procédé suivant :*

Pour construire la courbe située sur le plateau inférieur, nous la considérons comme étant l'intersection du plateau de révolution à forme parabolicoïde avec une surface hélicoïdale, cylindrique ou non, de l'inclinaison initiale α_1 , cet angle étant donné par

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{V_o}{V_t}$$

Quant à la courbe tracée sur le plateau supérieur, elle est déterminée par l'intersection de ce plateau de révolution avec une surface hélicoïdale dont la génératrice, située sur le cylindre extérieur de la roue, satisfait à ces deux conditions :

a) De former à son origine l'angle d'entrée α_2 donné par la formule

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{V_0}{V_1}$$

b) De présenter sur un parcours angulaire, égal à celui de la courbe du plateau inférieur, une transition la plus douce possible; le dernier élément de l'ailette se trouvera ainsi tout entier sur la même génératrice du cylindre limitant la roue.

Ces deux courbes, ainsi tracées, sont reliées entre elles par une surface réglée, qui sera la surface de l'ailette.

Nombre des ailettes. — Le nombre des ailettes, qui ne doit pas être inférieur à 6, n'a pas sur le rendement dynamique une influence sensible, comme nous l'ont montré nos expériences. Il produit plutôt une légère variation de la vitesse moyenne de sortie de la roue, et de là des petites différences dans les hauteurs de refoulement correspondant à une même vitesse circonférentielle de la roue.

Vitesse circonférentielle. — Pour ce qui est de la valeur numérique de cette vitesse circonférentielle, nos expériences nous ont démontré qu'il suffit d'une vitesse

$$V = 0,88 \sqrt{2gh}$$

En comparant cette formule avec celle indiquée par Rankine, dans ses déductions théoriques sur les tourbillons mixtes (forcés et libres), et qui est

$$V' = \sqrt{gh} = 0,706 \sqrt{2gh}$$

on remarque que le rapport

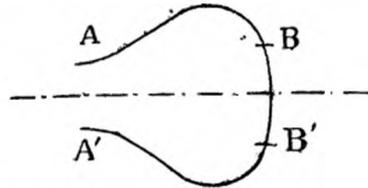
$$\frac{V'}{V} = 0,801$$

représente sensiblement le chiffre de rendement constaté dans nos essais. Si nous rapprochons ce résultat du fait (constaté par nous comme une règle constante) que toute diminution de rendement se trouve invariablement accompagnée d'une augmentation de vitesse pour un même débit et pour des formes différentes, il nous serait facile de déduire de cette coïncidence une nouvelle preuve de l'exactitude minutieuse de nos expériences.

Canal annulaire. — Au sortir des aubes hélicoïdales de la roue à ailettes, l'eau arrive sans ressaut, et partant sans perte d'énergie dans un canal annulaire représenté en D et E (fig. 6, pl. 55-56).

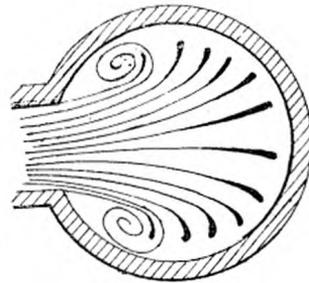
La forme de la section transversale ou du profil de ce canal est celle qui, pour une surface donnée, présente le *minimum de développement des parois mouillées, tout en évitant les changements brusques de direction.* Elle

doit donc se rapprocher du cercle, mais elle *affecte en réalité la forme d'une ligne élastique* déterminée par un encastrement en A tangentiel au plateau de la turbine, et par un autre encastrement en B tangentiel à un arc de cercle convenablement déterminé en vue d'un moindre développement des parois mouillées.



Ce profil transversal de la section, en forme de ligne élastique, n'est pas arbitraire, mais contribue, au contraire, beaucoup au rendement total. Il continue *tangentiellement* les derniers éléments des plateaux paraboliques, et son avantage principal réside *dans l'absence de tout jarret pouvant produire un remou ou un changement brusque quelconque de vitesse ou de direction*; dans tous les points et dans tous les sens, l'eau n'y rencontre que des transitions douces et progressives.

Jusqu'à présent, les types, même les plus étudiés en apparence, présentaient en divers points, et notamment à l'entrée annulaire de l'eau dans le canal, un remou plus ou moins brusque, du genre de celui indiqué au croquis ci-contre. On voit que notre système supprime radicalement ces remous par le profil nouveau de notre canal circulaire qui épouse la forme naturelle de la veine d'eau.



C'est la première fois qu'on réunit cet avantage avec ceux connus d'une section peu différente du cercle à développement de paroi minimum et à grande résistance à la pression.

Au profil ainsi caractérisé, est due également la transformation totale, déjà signalée plus haut, de la vitesse d'eau en pression, suivant la théorie de Bernoulli. En suivant, en effet, le trajet d'une molécule à l'intérieur de ce canal annulaire, à partir du moment où elle quitte la roue à ailettes, on conçoit (quelque rapides que puissent paraître au premier abord les inclinaisons successives dans l'entrée tangentielle de la section transversale de ce conduit) *que l'angle d'ouverture du cône effectif se trouve en réalité rendu presque nul par la forme spirale très allongée de la trajectoire* située sur une surface de révolution dont cette section transversale ne représente que le méridien générateur.

Notre canal circulaire se trouve donc combiné pour être dans les conditions mêmes de ralentissement lent et progressif exigées pour l'application du théorème de Bernoulli, c'est-à-dire pour la transformation complète de la vitesse en pression.

Troussage en spirale.— Dans certains cas, et notamment pour nos grandes pompes d'Égypte, dont nous parlons plus loin, nous avons engendré ce canal annulaire en forme de spirale, avec des sections de formes et dimensions constamment variables, depuis celles toutes concaves jusqu'aux autres à double courbure, comme la figure 6, pl. 55-56 en montre quelques-unes, et cela au moyen d'une lame élastique en acier dont la longueur aussi ou le développement est constamment et automatiquement variable, et qui est gouvernée par un trousseau de fonderie ayant la forme spéciale que représente la figure 7, pl. 55-56.

A est un bras de trousseau ordinaire, pouvant tourner autour de l'axe vertical B. Dans l'intérieur de ce bras coulisse dans le sens radial, un second trousseau C avec la lame d'acier EFG, fixée d'une part sur l'extrémité du levier C, et d'autre part encastrée horizontalement dans l'extrémité du bras A, tout en conservant la faculté d'un mouvement radial. Le bras C, et la lame flexible EFG, sont munis à leur extrémité d'axes portant des galets qui, roulant dans les rainures N et M, formées par deux couples de rails, déterminent pour chaque position angulaire du bras A, les positions correspondantes conjuguées du coulisseau C et de la lame élastique EFG.

Cet appareil de troussage, spécialement imaginé pour la construction de nos pompes centrifuges, nous a permis d'obtenir sans modèle, sans difficulté pour le mouleur, et avec une remarquable exactitude et rapidité, la forme extrêmement complexe de ce canal; il a toujours fonctionné à l'entière satisfaction de ceux qui l'employaient.

Ce conduit spiral a pu être troussé en deux étapes, ainsi que l'indique la vue en plan du plateau-guide (fig. 7, pl. 55-56). Bien que les lames d'acier qui ont servi dans les deux cas fussent d'épaisseurs différentes, les sections extrêmes, ainsi engendrées par des lames différentes, se sont raccordées avec la plus rigoureuse exactitude et sans nul besoin de retouche.

Les conduits annulaires, en forme de révolution, nous ont donné dans certains cas sensiblement les mêmes rendements dynamiques que ceux en forme spirale. La perte de charge par frottement, due à la plus grande vitesse uniforme dans le conduit spiral, paraît donc compenser presque en totalité la perte de charge provenant des remous que le raisonnement indique devoir exister dans le conduit à section constante et à vitesse variable.

Nous devons donc dire cependant que le canal spiral a généralement surpassé de 3 % le rendement du canal circulaire, et qu'alors les vitesses de rotation, toutes choses égales d'ailleurs, augmentaient à peu près dans la même proportion (ce qui s'accorde du reste parfaitement avec ce qui a été dit plus haut).

Dans les petites pompes, il devient plus avantageux de sacrifier à la simplicité de construction la légère augmentation de 3 % de rendement, qui n'est qu'une

très faible proportion du progrès réalisé sur tous les types anciens; aussi adopte-t-on pour les petites pompes le conduit annulaire à section constante.

D'autres considérations aussi peuvent, dans certains cas, par exemple quand la nature des eaux fait paraître désirable l'adoption de très larges passages, imposer le conduit à section constante, même pour des appareils de grandes dimensions.

Toujours est-il que, lors même que nous admettons ou que nous nous imposons le conduit à section constante, nous le modifions toujours légèrement, dans le sens du conduit spiral, en rétrécissant sa section aux $\frac{2}{3}$ à son origine et en raccordant avec la partie circulaire cette section réduite, tout en nous conformant aux principes de l'hydraulique relatifs aux changements progressifs des passages d'eau dans leurs formes et dans leurs dimensions.

Pressions dans le corps de pompe. — Si maintenant on jette un regard sur le corps de pompe dans lequel tourne notre roue à ailette, on aperçoit au-dessus et au-dessous de cette roue deux fortes capacités. Ces capacités constituent simplement d'épais matelas d'eau entre les parties en mouvement et celles en repos.

Nous avons dans les divers cas constaté que la pression par centimètre carré sur le plateau supérieur de la roue pouvait sensiblement égaler la pression sur le plateau inférieur mais qu'elle ne la surpassait jamais. Sa valeur varie entre la pression d'aspiration et celle au refoulement.

Il résulte de ce fait essentiel de l'équivalence des pressions agissant sur les deux plateaux de la roue, *que l'effort dans le sens longitudinal de l'arbre atteint au maximum la valeur due à l'effet de succion sur la surface de l'aillard; cet effort sera donc insignifiant*, et même négligeable partout où les hauteurs d'aspiration ne dépassent pas les limites convenables.

Cette poussée quelque faible qu'elle soit est supportée dans notre type de pompe courante par une crapaudine ou par un palier à cannelures dont le fonctionnement a toujours été parfait.

La vitesse dans le canal annulaire étant naturellement supérieure à celle généralement admise dans les conduites, ce canal a été relié à la tubulure de refoulement par un cône à faible pente, grâce à laquelle la loi de Bernoulli déjà amplement satisfaite, comme on l'a vu, dans notre canal circulaire décrit ci-dessus, continue à se réaliser jusqu'à la faible vitesse qui convient pour la conduite de refoulement.»

Le corps de pompe en forme de spirale est construit d'après les principes établis ci-dessus, son plus grand diamètre atteint près de 8 mètres.

MM. Farcot avaient exposé dans la classe 52 sur la berge de la Seine un modèle de ces spirales en grandeur naturelle, ainsi que l'appareil qui avait servi au troussage.

Le couvercle supérieur (fig. 1, pl. 57-58) des pompes a la forme d'un dôme,

il soutient un boitard dans lequel tourne l'arbre creux. Le tuyau d'aspiration qui a un diamètre de 3 mètres à la partie inférieure plonge de 0^m,40 au-dessous de l'étiage prévu qui est à la cote 6^m,40, et se raccorde à la partie supérieure avec les plateaux de la roue à ailette.

L'ensemble des trois pièces fixes, c'est-à-dire du couvercle, de la spirale et du tuyau d'aspiration est supporté par six colonnes en fonte munies à leur partie supérieure de vérins de réglage.

La roue à ailettes d'un diamètre de 3^m,80 d'une hauteur de 1^m,40 près de l'axe et de 0^m,70 à la circonférence extérieure a été construite d'après les principes énoncés dans le compte-rendu de M. Farcot. Elle est en deux parties et pèse 12200 kilogrammes.

Le corps de pompe en spirale est prolongé par la conduite de refoulement qui a un diamètre de 1^m,60 à l'origine. Cette dernière qui d'abord s'abaisse jusqu'au dessous de l'étiage, puis se relève peu à peu va en s'évasant et aboutit avec un diamètre de 2^m,10 à un canal voûté en maçonnerie.

Ce canal ascendant va également en s'évasant et débouche dans le canal du Khatatbeh par un orifice de 4 mètres de largeur et 2^m,50 de hauteur, muni d'une vanne de retenue.

La conduite de refoulement en s'abaissant au-dessous de l'étiage forme siphon et empêche le désamorçage de la pompe à chaque arrêt.

L'amorçage des pompes s'effectue au moyen de deux éjecteurs assez puissants pour que chacun d'eux puisse remplir une pompe en cinq minutes.

Le montage de cette importante installation a été exécuté sous la direction de M. A. Poirson, ingénieur des Arts et Manufactures.

Expériences de rendement. — Comme nous l'avons dit le chiffre de la consommation en charbon, peut descendre à 1 kil. 500 par cheval mesuré en eau élevée.

M. Brüll ancien président de la société des Ingénieurs civils, bien connu par son important travail du jaugeage du Danube, a procédé en Juin 1886, contrairement avec les constructeurs à des expériences sur le rendement des nouveaux appareils élévatoires.

Pendant ces expériences quatre pompes étaient en fonctionnement.

Le débit de l'eau élevée par les pompes fut mesuré en relevant des profils en travers, sur le canal qui a une ligne d'eau de 30 mètres et une hauteur moyenne d'eau de 1^m,90, et en mesurant la vitesse moyenne.

Cette vitesse fut mesurée, au moyen de bouteilles à moitié remplies d'eau et de tubes en zinc de 0^m,10 de diamètre environ et de 1 mètre à 1^m,85 de hauteur convenablement lestés avec de la terre, ainsi qu'au moyen du moulinet Baumgarten.

La vitesse moyenne a été trouvée de 0^m,598 à la seconde et le débit de 27472 litres, soit 6868 litres par pompe.

Le niveau moyen de l'aspiration était à la cote 6^m,98 et celui de l'entrée du canal de refoulement à la cote 9^m,61.

La hauteur d'élevation était donc de 3^m,13, un peu supérieure à celle prévue au contrat.

Le travail en eau élevée était donc de :

$$3,13 \times 27472 = 85987 \text{ kilogrammètres}$$

soit 1146,5 chevaux.

Pendant que l'on procédait aux jaugeages on relevait d'autre part des diagrammes sur les moteurs et leur nombre de tours était enregistré au moyen d'un compteur système Deschiens.

Le travail moyen moteur fut trouvé de :

$$132075,6 \text{ kilogrammètres, soit } 1761 \text{ chevaux.}$$

Le rapport du travail utile au travail de la vapeur sur les pistons est donc de :

$$\frac{85987}{132075,7} = 0,651$$

Il est à remarquer que le travail résistant dû au parcours de l'eau dans la conduite de refoulement, a été compté dans le travail moteur.

Usine de l'Atfeh, pl. 59-60.

Cette usine avait été créée par le gouvernement égyptien qui l'exploita jusqu'au jour où il la céda à la compagnie d'irrigation à la tête de laquelle était M. Easton.

La prise du canal Mahmoudieh est située sur un canal communiquant avec le Nil.

L'usine était installée sur un canal de prise dans lequel l'eau était puisée pour être refoulée dans un canal de décharge communiquant avec le Mahmoudieh. Elle ne comportait à cette époque que le bâtiment A de 56 mètres de longueur et de 12^m,80 de largeur qui renfermait les machines élévatoires et le bâtiment C situé un peu en arrière dans lequel étaient installés les générateurs.

Quatre groupes de machines à balancier actionnaient des pompes centrifuges à axe horizontal. Ces axes étaient placés au-dessous de l'étiage de sorte que les pompes refoulaient simplement l'eau dans le canal de décharge.

Chaque groupe comportait deux machines à balancier à un seul cylindre, à distribution par cames et soupapes du type Cornouailles. Ces deux machines jumelles actionnaient un arbre commun par l'intermédiaire de manivelles calées à 90°. Sur cet arbre était montée une roue avec dents en fonte, de 7^m,07 de dia-

mètre primitif commandant un pignon avec dents en bois de 1^m,40 de diamètre monté sur l'arbre de la pompe centrifuge.

Les machines tournaient à une vitesse de 17 tours par minute et par conséquent les pompes exécutaient 86 révolutions dans le même espace de temps.

La hauteur d'élévation de l'eau variait entre 0^m,50 et 2^m,60. Les machines à condensation avaient des cylindres de 0^m,92 de diamètre, la course était de 1^m,98.

Les roues à ailettes des pompes avaient un diamètre de 1^m,98.

Les chaudières installées dans le bâtiment C, étaient à bouilleurs.

Cette usine ainsi installée pouvait élever environ 800000 mètres cubes d'eau par jour.

Lorsque le gouvernement céda cette usine à la Compagnie fondée par M. Easton, avec la condition de porter son débit à 1500000 mètres cubes par jour, ce dernier y apporta d'importantes modifications.

Les chaudières à bouilleurs très anciennes furent remplacées par des chaudières tubulaires d'un meilleur rendement.

Les machines à balancier à un seul cylindre furent transformées en machines du type Woolf, par l'adjonction d'un second cylindre de 0^m,648 de diamètre avec une course de 0^m,990. On obtint ainsi une notable économie de vapeur. Le nouveau cylindre fut installé verticalement à côté du premier dans l'axe de la pompe à air, qui était placée dans les fondations. On profita de cette circonstance pour monter le nouveau piston sur la tige de cette dernière.

Les roues à ailettes des pompes furent remplacées par des roues mieux construites et d'un meilleur rendement.

Toutes ces modifications améliorèrent beaucoup le rendement de l'usine et en rendirent surtout le fonctionnement beaucoup plus économique, mais on ne put atteindre le débit de 1500000 mètres cubes par vingt-quatre heures stipulé dans la convention.

Sur ces entrefaites M. Boghos Pacha Nubar fut nommé directeur de la compagnie, qui passa avec le gouvernement égyptien une nouvelle convention aux termes de laquelle elle s'engageait à fournir un débit de 2000000 de mètres cubes par vingt-quatre heures en dehors des machines de réserve.

M. L. Vigreux fut chargé d'étudier le projet de la nouvelle usine et proposa de remplacer les pompes centrifuges par des roues à aubes planes du type Sagebien. Ses propositions furent acceptées et MM. Féray, d'Essonnes furent chargés de la construction de ces roues.

Les machines à balancier installées dans l'ancienne usine et modifiées par M. Easton furent conservées. Chacun des groupes de ces dernières actionne actuellement une roue du type Sagebien.

Comme en outre deux des machines compound de l'usine du Khatatbeh devenaient disponibles par suite de la suppression de 7 des vis sur 10 qui existaient, il fut décidé de les employer chacune à actionner de nouvelles roues.

Ces quatre roues ont été installées dans un bâtiment B placé à côté de l'ancien.

Comme l'ancienne prise d'eau du Nil était insuffisante pour les nouveaux débits imposés, la Compagnie fit en même temps agrandir le canal de prise dont la largeur au plafond a été portée à 25 mètres.

D'importantes modifications ont été apportées aux machines à vapeur afin de rendre leur fonctionnement plus économique. Les machines jumelles à balancier furent transformées en machines compound, avec réservoir intermédiaire, en faisant communiquer dans chaque groupe le petit cylindre de l'une avec le grand cylindre de l'autre.

Le réservoir intermédiaire des machines compound, dont la capacité était insuffisante, fut agrandi. En outre, le tiroir sans détente du grand cylindre de ces machines fut remplacé par un tiroir à détente fixe et compensateur.

Les chaudières, installées par M. Easton, trop faibles pour supporter la pression de 6 kilogrammes par centimètre carré que l'on voulait atteindre, furent remplacées.

On installa à leur place 4 chaudières tubulaires fournies par les usines du Creusot, de 180 mètres carrés de surface de chauffe, et des chaudières tubulaires du système Galloway, que la Compagnie avait déjà en sa possession.

Par suite de la disposition des machines à balancier dans le bâtiment A, les roues qu'elles actionnent n'ont pas toutes la même largeur.

Deux d'entre elles, désignées par la lettre E ont 3 mètres de largeur ; les deux autres, désignées par la lettre F, ont 3^m,60.

Leur diamètre extérieur commun est de 10 mètres.

La vitesse des machines à balancier a été réduite ; elles n'exécutent plus que 12 révolutions à la minute.

Les roues menées par elles ont une vitesse de 1^m,20 à la circonférence extérieure, ce qui correspond à 2,29 révolutions par minute.

Cette vitesse, qui est exagérée, diminue un peu le rendement des roues, mais on a dû l'adopter afin d'utiliser toute la puissance des machines, tout en ne disposant pas d'un espace suffisant.

L'arbre du volant, commandé par les deux machines jumelles, qui est placé entre elles, a été relié par une manivelle d'accouplement à un autre arbre placé dans son prolongement. Ce dernier arbre porte un pignon denté qui actionne une roue dentée montée sur l'arbre de la roue.

Les roues, emboîtées dans un coursier circulaire plongent de 1^m,70 au plus bas étiage du Nil, pour lequel le niveau de l'eau est à la cote de 0^m,30.

L'arbre en fer des roues, de 3 mètres de largeur, a un diamètre de 0^m,460, et celui des roues de 3^m,60 un diamètre de 0^m,540. Les premiers comportent quatre embrassures, les autres cinq.

Ces embrassures sont formées de tourteaux en fonte, de 1 mètre de diamètre

extérieur, avec lesquels les bras sont assemblés au moyen de boulons. Les bras sont au nombre de dix.

Ces bras sont formés de fers en U, dont l'âme a une largeur de 250 millimètres, et une épaisseur de 15 millimètres. Les ailes ont 70 millimètres de hauteur et une épaisseur moyenne de 11 millimètres.

Ils sont réunis par une jante en fer plat de 120 millimètres de largeur et 15 millimètres d'épaisseur, dont le diamètre extérieur est de 2^m,600.

Les aubes, en sapin rouge du Nord, de 25 millimètres d'épaisseur, sont au nombre de 80, et ont leurs plans moyens tangents à un cylindre de 1 mètre de rayon, concentrique à l'axe de la roue.

La profondeur de cet aubage est de 2^m,500.

Les aubes sont fixées à des coyaux formés de fers cornières dont les ailes inégales ont respectivement 100 et 85 millimètres de largeur. Ces coyaux, rivés sur la jante, sont en outre maintenus par quatre cercles de chaînage de 60 millimètres de largeur et 10 millimètres d'épaisseur.

Dans chacun des secteurs, formés par deux bras consécutifs, un des coyaux est prolongé et réuni à un des bras, à l'intérieur de la jante. Il forme donc, avec le bras et cette dernière, un triangle indéformable.

Le coursier circulaire en maçonnerie est recouvert, ainsi que les bajoyers, d'une couche de ciment, lissée et dressée, d'environ 2 centimètres d'épaisseur. La courbure exacte de ce coursier a été obtenue au moyen de règles circulaires en fonte, dont la section est un T simple. L'aile de chacun de ces T placée en dessous est encastrée dans la maçonnerie.

Cette disposition a permis de réduire le jeu entre la roue et le coursier à moins de 5 millimètres.

Comme les roues commandées par les machines compound ont été établies dans un bâtiment neuf, on a pu leur donner des dimensions telles que leur vitesse correspond au maximum de rendement.

Les machines compound ont une vitesse de 50 tours à la minute (la vitesse de 75 tours qu'elles avaient à l'usine du Khatatbeh ayant été reconnue trop grande et incompatible avec un bon rendement).

Les roues, de 10 mètres de diamètre, et de 3^m,600 de largeur, ont une vitesse de 1^m,20 à la circonférence extérieure, ce qui correspond à 1,91 révolutions par minute.

Le nombre et la direction des aubes sont les mêmes que pour les roues décrites ci-dessus; la profondeur de l'aubage est plus réduite; elle n'est que de 2 mètres, car ces roues ne plongent que de 1^m,200 au plus bas étiage.

L'arbre en fer de chacune de ces roues a 0^m,480 de diamètre. Les embrassures, au nombre de cinq, sont également formées de tourteaux en fonte de 1 mètre de diamètre extérieur.

Les dix bras, formés de fers en U, de 250 millimètres de largeur et 80 milli-

mètres de hauteur d'ailes sont fixés d'une part au tourteau, et de l'autre à la jante dont le diamètre extérieur est de 5 mètres.

Cette jante en fer plat a 120 millimètres de largeur et 15 millimètres d'épaisseur.

Les coyaux, rivés sur la jante, sont formés de cornières de 100 et 80 millimètres d'aile, ils sont reliés par trois cercles de chaînage en fer plat de 60 millimètres de largeur et 10 millimètres d'épaisseur.

Comme dans les roues commandées par les machines à balancier, les extrémités extérieures des coyaux sont redressées afin que la planche formant l'aube en cet endroit soit dirigée suivant un plan diamétral.

Cette disposition, contraire à la théorie, a été prise à cause du faible jeu régnant entre la roue et son coursier, afin qu'une pierre ou un corps dur entraîné n'amène pas la rupture d'un organe essentiel, car dans ce cas la première planche cède seule.

Afin d'éviter toute perte de chute, les roues sont munies de vannes de réglage. Ces vannes se manœuvrent à la main et sont guidées par des poteaux inclinés, formés de fers en U, scellés dans la maçonnerie de chaque côté du canal de décharge.

Les roues du système Segebien, outre leur rendement élevé, ont l'avantage d'être de véritables compteurs d'eau. Il suffit, pour ce genre de roues, de connaître la hauteur d'élévation et le nombre de tours pour avoir le débit en eau élevée.

Des jaugeages, exécutés par les agents de la compagnie, contradictoirement avec les ingénieurs du gouvernement égyptien, ont montré que les débits calculés concordaient parfaitement avec la réalité.

Le jaugeage et les calculs ont montré, qu'en plus bas étiage, les roues débitent par tour :

Roues de 3 ^m ,00 menées par les machines à balancier...	119 mètres cubes
Id. 3 ^m ,60 id. id. id. id. ...	144 id.
Id. 3 ^m ,60 id. id. id. compound.	108 id.

Les roues, menées par les machines à balancier, exécutent 2,29 révolutions par minute, soit en vingt-quatre heures

$$24 \times 60 \times 2,29 = 3297,6 \text{ révolutions.}$$

Le débit journalier de ces roues est donc de :

Roues de 3 ^m ,00 de largeur...	2 × 119 × 3297,6 = 784829 mètres cubes
Id. de 3 ^m ,60 id. ...	2 × 144 × 3297,6 = 949709 id.
Débit total.....	1734538 mètres cubes

Les roues menées par les machines compound, exécutent
 $24 \times 60 \times 1,91 = 2750,4$ révolutions en 24 heures.

leur débit journalier est donc de :

$$4 \times 108 \times 2750,4 = 1188173 \text{ mètres cubes.}$$

Le débit journalier, au plus bas étiage du Nil, peut donc s'élever à 2922711 mètres cubes.

Nous extrayons d'une note sur les irrigations en Égypte, de M. Boghos Pacha Nubar, directeur de la Société d'irrigation du Béhéra, parue dans le *Génie civil*, note à laquelle nous avons emprunté nombre des renseignements donnés ci-dessus, le paragraphe suivant :

« Les nouvelles installations de l'Atfeh ont été inaugurées en 1885 ; elles ont donc fonctionné pendant les deux dernières campagnes. Elles ont très bien réussi dès le premier jour et ont donné surtout de beaux résultats comme consommation de charbon. L'économie réalisée de ce chef sur le travail des anciennes installations, toutes choses égales d'ailleurs, est de plus de 35 %. La consommation de charbon en pleine marche d'exploitation est descendue jusqu'à 1 kilog. 40 par heure et par cheval en eau élevée, pour l'ensemble des huit roues, bien que les machines à balancier, de construction ancienne, ne puissent, malgré les modifications faites, avoir un rendement comparable à celui des machines neuves ».

« Ce chiffre, qui n'est pas le résultat d'une expérience isolée, faite dans des conditions spéciales, mais d'une marche courante en pleine exploitation, serait même trouvé inférieur si on considérait à part les roues menées par les machines compound ».

« Ces résultats, il est à peine besoin de l'ajouter, font le plus grand honneur, tant à M. L. Vigreux, qui a élaboré les projets, qu'aux constructeurs des roues, MM. Féray et C^{ie}, et nous tenons à déclarer que l'exécution de tous les appareils, fournis par leur maison, s'est trouvée être parfaite en tous points. »

« Le succès des roues a eu un certain retentissement en Égypte, où l'on voyait fonctionner pour la première fois des appareils de ce genre. Son altesse le Kédive, qui encourage en toutes circonstances, et protège les entreprises destinées au développement des ressources du pays, et, qui, à ce titre, s'intéresse spécialement aux travaux d'irrigation, fit même le voyage de l'Atfeh pour se rendre compte des résultats obtenus. Son altesse visita l'établissement dans ses moindres détails, et voulut bien exprimer sa satisfaction sur la marche des roues élévatoires, qui attirèrent surtout son attention, et parurent l'intéresser tout particulièrement. »

F. LOPPÉ

POMPE A VAPEUR A ACTION DIRECTE (Système de M. Fontaine)

(Planche 32)

Une pompe de ce système a servi pendant la durée de l'Exposition à l'alimentation du générateur, que M. Fontaine constructeur à la Madeleine-lez-Lille, avait installé dans la cour de la force motrice, pour le service du Palais des Machines.

L'appareil se compose de deux cylindres à vapeur actionnant chacun directement une pompe à double effet. La distribution de chacun des cylindres à vapeur est commandée par la tige du piston de l'autre.

Chacun des cylindres à double effet, comporte deux pistons. La vapeur n'agit que sur la partie extérieure de chacun de ces pistons et non dans leur intervalle.

La distribution de la vapeur s'effectue au moyen de tiroirs rotatifs. A cet effet la tige de chacun des pistons porte une vis L à 8 filets allongés glissant dans un écrou fixe X.

Le mouvement de va-et-vient de chacun des pistons et de sa tige est donc accompagné d'un mouvement de rotation d'une faible amplitude dans un sens et dans l'autre.

La partie de la tige qui relie les deux pistons d'un même cylindre est rectangulaire, et glisse dans le guide J du tiroir. Ce dernier ne participe qu'au mouvement de rotation de la tige et non au mouvement dans le sens longitudinal, car il est retenu par une bague fixe M.

Le tiroir installé dans la partie médiane de chacun des cylindres, commande la distribution de vapeur de l'autre cylindre, au moyen de petits conduits N qui partent des orifices de sa glace et aboutissent aux extrémités de ce dernier cylindre.

Ces tiroirs fonctionnent absolument comme des tiroirs plans à coquille, faisant communiquer les extrémités de chaque cylindre, tantôt avec l'admission tantôt avec l'échappement.

La vapeur d'admission pénètre par la tubulure P, qui communique avec la partie extérieure de chacun des tiroirs.

L'échappement s'effectue par la partie intérieure de la coquille de chaque tiroir, qui communique avec la conduite N'.

Cette vapeur se rend soit à l'air libre, soit dans le cas où la pompe fonctionne comme cheval alimentaire, dans un petit ballon placé sur la conduite d'aspiration de la pompe. On récupère ainsi le calorique contenu dans la vapeur d'échappement en bénéficiant de la condensation.

Chacun des pistons à vapeur commande directement une pompe à double effet et à piston plongeur. Ces pistons plongeurs se meuvent dans un anneau rigide, qui peut être facilement enlevé, soit pour être remplacé par une pièce identique, soit par une autre plus grande ou plus petite, dans le cas où l'on veut proportionner exactement le travail de la résistance à celui de la puissance disponible.

Les soupapes d'aspiration sont appliquées sur leurs sièges par des ressorts à boudin, elles sont très accessibles et peuvent facilement être visitées.

Les pompes refoulent l'eau dans un réservoir d'air commun, auquel sont adaptées les tubulures de refoulement q q' .

La machine est sans point mort puisque l'un des tiroirs est toujours ouvert, il en résulte qu'elle est toujours prête à fonctionner et qu'elle ne peut s'arrêter même à la vitesse la plus réduite, ce qui est un avantage très réel pour un cheval alimentaire.

La mise en marche s'effectue en ouvrant le robinet de vapeur.

Pour l'alimentation des chaudières, on règle la vitesse de la pompe de manière à compenser le débit de vapeur en marche normale de l'usine, on obtient ainsi une alimentation continue et un niveau constant dans le générateur.

On peut aussi avoir une alimentation intermittente, en actionnant un obturateur équilibre placé sur la prise de vapeur, par un flotteur adapté à la chaudière.

Le graissage de toutes les parties frottantes s'obtient facilement en plaçant un graisseur sur le tuyau d'arrivée de vapeur.

POMPE A VAPEUR A CONDENSATION

(Système Lefer)

(Planches 61 et 62)

La maison Lecouteux et Garnier a exposé dans son installation de la classe 52 au Palais des Machines, un cheval alimentaire de ce système, que nous allons décrire.

Un cylindre à vapeur A actionne directement deux pompes. La première P'

aspire l'eau et la refoule dans une capacité C, dans laquelle arrive également la vapeur d'échappement du cylindre, qui s'y condense. L'eau contenue dans cette capacité est ensuite aspirée par une deuxième pompe P qui l'envoie dans la conduite de refoulement.

La tige D du piston à vapeur B, porte également le piston de la deuxième pompe P. Vers le milieu de cette tige est adaptée une traverse E, à laquelle est fixée la tige Q' de la pompe P' et qui sert également à actionner la distribution du cylindre à vapeur.

Cette distribution est des plus simples ; la traverse E en se déplaçant actionne un système de leviers, qui commande la rotation dans un sens ou dans l'autre d'une tige F (fig. 1, pl. 61-62).

A cette dernière est fixée une came qui par l'intermédiaire d'un épaulement commande un petit tiroir G, qui se déplace dans un sens ou dans l'autre.

La vapeur motrice est amenée par une conduite dans la capacité qui contient ce petit tiroir, et suivant la position de ce dernier repousse, dans un sens ou dans l'autre, un tiroir cylindrique H qui commande la distribution du cylindre à vapeur.

La vapeur d'échappement de ce dernier se rend par une conduite I soit à l'air libre, soit au condenseur réchauffeur C, suivant la position du robinet d'inversion R.

La pompe P' aspire l'eau par la tubulure L ou la tubulure L', et la refoule dans le condenseur réchauffeur, où elle se mélange avec la vapeur d'échappement qui s'y condense.

La pompe P, qui a un volume un peu plus grand que la première, puisqu'elle doit débiter un peu plus, reprend l'eau dans le condenseur réchauffeur et la refoule par la tubulure M.

Chacune des deux pompes est munie d'un réservoir d'air. Dans chacune d'elles, les soupapes d'aspiration et de refoulement en bronze sont placées l'une au-dessus de l'autre. L'ensemble est fixé solidement par son patin au moyen de boulons.

Les joints du cylindre, de la boîte à vapeur et des corps de pompe sont faits soit avec des plaques de caoutchouc mince, soit avec des feuilles de papier trempées dans de l'huile de lin.

Pour la mise en marche, il suffit d'ouvrir le robinet de prise de vapeur.

Dans le cas où par suite de condensation, il y aurait de l'eau dans la conduite de vapeur et dans le cylindre, la mise en marche est très lente. On l'active au moyen d'une poignée R qui permet d'agir à la main sur le petit tiroir G.

Lors de la première mise en marche, on doit avoir soin de remplir préalablement d'eau la pompe P' et son tuyau d'aspiration. On ouvre le robinet de purge du condenseur réchauffeur, placé au pied de ce dernier et tant qu'il en sort de la vapeur c'est un signe que la pompe d'aspiration n'est pas amorcée.

On la laisse alors marcher jusqu'à ce que cet échappement de vapeur cesse, puis on referme le robinet de purge.

Cet appareil est principalement employé comme cheval alimentaire, il peut cependant servir utilement pour l'élévation des eaux, surtout quand il est nécessaire que l'eau élevée ait une certaine température soit pour combattre le gel, soit pour toute autre cause.

Il peut donc être très bien employé à cet usage dans les usines, dans les chemins de fer, pour l'alimentation des réservoirs de gares, dans les bains, dans les blanchisseries, etc. Dans la marine on peut l'employer à l'alimentation des chaudières, pour vider la cale, pour actionner les appareils hydrauliques, pour la manœuvre des gouvernails, des cabestans, affuts de pièces d'artillerie, etc.

Il peut être employé à actionner des appareils hydrauliques, car il refoule l'eau à toute pression.

Dans le cas particulier où cette pompe sert de cheval alimentaire, elle présente les avantages suivants :

Elle peut alimenter d'eau à température élevée, la condensation de la vapeur d'échappement ayant lieu même quand l'eau d'alimentation est à 80°.

Elle restitue à la chaudière la chaleur contenue dans la vapeur d'échappement qui l'a faite fonctionner, de sorte que son emploi est très économique.

On peut utiliser dans le condenseur réchauffeur tout ou partie de la vapeur d'échappement des moteurs sans condensation et récupérer ainsi une notable partie des chaleurs perdues.

Comme elle introduit dans le générateur de l'eau à une température relativement élevée, les tôles de ce dernier ne sont pas soumises à des contractions, amenant des fuites et des ruptures, comme il s'en produit quand on alimente à l'eau froide.

La vitesse de marche peut être réglée de manière que le volume de l'eau introduite dans la chaudière, corresponde exactement à la quantité de vapeur dépensée dans le même temps ; de sorte que le niveau ne varie pas dans cette dernière.

On peut aussi rendre son fonctionnement automatique au moyen d'un flotteur adapté à la chaudière, de sorte que l'eau n'y soit introduite que lorsque le niveau baisse et qu'elle n'y entre plus lorsque ce niveau est remonté.

La hauteur d'aspiration ne doit dépasser 7 mètres pour de l'eau à température ordinaire et elle diminue progressivement avec la température de l'eau. Quand l'eau à aspirer est à 60°, cette dernière doit arriver au niveau des clapets de la pompe d'aspiration. Si la température de cette eau est plus élevée, elle doit arriver en charge de 50 à 80 centimètres au-dessus de la tubulure d'aspiration.

La maison Lecouteux et Garnier construit couramment cinq modèles de chevaux alimentaires de ce type, établis pour fournir 25 litres par cheval et par heure, ainsi que l'indique le tableau ci-dessous.

Numéros des pompes	Force de la chaudière en chevaux	Diamètre du tuyau de vapeur en millimètres	Diamètre du tuyau d'aspiration et de refoulement en millimètres	Nombre maximum de coups doubles par minute	Débit en litres par heure
1	50	25	45	110	1250
2	100	28	55	95	2500
3	200	30	70	80	5000
4	300	35	80	65	7500
5	500	40	100	55	12500

Les dessins des pl. 61-62, représentent une pompe alimentaire du modèle n° 3.

POMPE A COLONNE D'EAU

(Système Roux)

(Planches 63 et 64)

MM. Crozet et C^{ie}, constructeurs au Chambon (Loire), concessionnaires du brevet de M. Roux, exposent dans la classe 52 au Palais des Machines, une pompe à colonne d'eau de ce système, à distribution automatique sans mécanisme apparent.

L'ensemble comporte deux pompes à simple effet, actionnées directement par une machine à colonne d'eau à double effet. L'appareil en mouvement se compose de deux pistons A et C reliés par une tige, dont les extrémités forment les pistons plongeurs des pompes. L'eau motrice agit sur la partie annulaire des pistons A et C, la partie annulaire comprise entre les deux pistons est toujours en relation avec l'échappement.

Pour obtenir le mouvement de va-et-vient des pistons, la face de gauche de A et la face de droit de C, sont mises successivement et alternativement en relation avec l'amont et l'aval.

Dans la machine représentée figure 4, planche 63-64, l'eau motrice arrive par une tubulure communiquant avec les conduits H. Le conduit h sert à l'échappement et dans le cas particulier représenté (exhaure de Montceau-les-Mines) l'eau d'échappement se rend dans la conduite de refoulement des pompes, qui est munie d'un réservoir d'air annulaire.

Les conduites d'aspiration sont accolées à celles d'échappement et également munies d'un réservoir d'air. Les lumières a et b font communiquer alternativement les faces des pistons avec l'admission et l'échappement. Le distributeur est formé de quatre pistons Q, P, P_1, Q_1 réunis par une tige et qui peuvent se déplacer dans un cylindre.

Les intervalles entre les pistons Q et P et P_1 et Q_1 sont constamment en communication avec l'amont, et l'intervalle entre les pistons P et P_1 avec l'échappement.

Pour que la distribution s'effectue, il faut que P et P_1 soient placés tantôt à droite tantôt à gauche des lumières. Ce déplacement est obtenu en faisant communiquer soit la face de gauche du piston Q , soit la face de droite de Q_1 avec l'amont. Dans le premier cas les pistons occupent les positions indiquées au dessin et la face de gauche du piston A est en relation avec l'amont, tandis que la face de droite du piston C est en relation avec l'aval, l'ensemble des pistons exécute alors sa course dans le sens de la flèche f . Dans le deuxième cas, l'inverse a lieu et les pistons exécutent leur course dans le sens de la flèche f' .

Pour obtenir automatiquement ces déplacements, on emploie un deuxième cylindre auxiliaire dans lequel se meuvent quatre pistons q, p, p_1, q_1 , reliés également par une tige. Les intervalles des pistons q et p et p_1 et q_1 communiquent constamment avec l'amont, l'intervalle entre les pistons p et p_1 avec l'aval.

Les deux cylindres auxiliaires communiquent entre eux par des lumières qui mettent, suivant les positions occupées par les pistons q, p, p_1, q_1 , la face de gauche du piston Q ou la face de droite du piston Q_1 , en communication avec l'amont ou avec l'aval.

Le mouvement alternatif des pistons p, q, q_1, p_1 est obtenu de la manière suivante : Deux petits tuyaux qui se croisent, mm' et nn' , mettent en communication les orifices m et n percés dans les parois du cylindre et les orifices m' et n' dont le premier débouche à gauche du piston q et l'autre à droite du piston q_1 .

Les orifices m et n sont disposés de telle sorte qu'ils sont alternativement découverts par le piston arrivant à fin de course, et que pendant tout le reste du temps, ils communiquent avec la partie annulaire comprise entre les pistons A et C , c'est-à-dire avec l'aval.

Le jeu de la distribution est le suivant : supposons, comme il est indiqué sur la coupe (figure 4, planche 63-64) que le piston arrive à la fin de sa course dans le sens f , la partie de droite de ce dernier communique avec l'amont. L'orifice m vient d'être découvert et l'eau sous pression est venue par l'intermédiaire du tuyau mm' agir sur le piston q , qu'elle a repoussé de gauche à droite, car, l'arrière du piston q_1 par l'intermédiaire du tuyau nn' communique avec l'aval et les pressions sur les autres faces de ces pistons, et sur celles des pistons q et q_1 , se font équilibrer. L'ensemble des pistons a donc pris la position indiquée au dessin, ce qui fait que par l'intermédiaire des lumières, la gauche

du piston Q communique avec l'amont et la droite du piston Q_1 avec l'aval.

Pour les mêmes raisons que celles données ci-dessus, l'ensemble des pistons Q P P_1 Q_1 prend la position indiquée au dessin. A ce moment, la gauche du piston de la machine communique avec l'amont et la droite avec l'aval ; ce dernier commence alors sa course de gauche à droite à la fin de laquelle l'orifice n est découvert. Les pistons distributeurs sont alors successivement repoussés de droite à gauche et la distribution est renversée, etc....

L'arrêt et la mise en train de la machine sont obtenus en manœuvrant les robinets vannes, car la main n'a pas à intervenir dans le placement des pistons distributeurs.

Les organes étant tous enfermés, la machine à l'avantage de pouvoir fonctionner même quand elle est sous l'eau ou sous les décombres.

Par contre, il est impossible de pouvoir surveiller les garnitures des divers pistons, les fuites peuvent mettre en communication directement l'amont et l'aval et on ne s'en aperçoit que par un déchet notable dans le débit des pompes.

La machine dont la coupe est dessinée (figure 4, planche 63-64) est appliquée à l'exhaure de Montceau-les-Mines. L'eau d'une chute de 170 mètres de hauteur est employée pour actionner des pompes qui élèvent l'eau du fond à dix-sept mètres de hauteur. Comme on a fait communiquer l'échappement du moteur avec le refoulement des pompes, la chute motrice effective est de $170 - 17 = 153$ mètres. Le débit en eau motrice est de $0^m,0053$ par seconde, le piston moteur a un diamètre de $0^m,162$, celui des pompes de $0^m,145$, la surface sur laquelle agit l'eau motrice est donc de :

$$\frac{\pi}{4} (0,162^2 - 0,145^2) = 0^m,004112.$$

La machine donne 38 coups doubles par seconde, la vitesse moyenne du piston est de $0^m,362$, le diamètre des pistons $q p p_1 q_1$ est de 13 millimètres, celui des pistons distributeurs de 40 millimètres.

Le rendement en eau élevée est de 0,625.

Aux mines du Creusot on a également installé une pompe du même genre, mais le fonctionnement en est un peu différent. La force motrice d'une chute d'eau y est utilisée pour élever une partie de cette eau à une plus grande hauteur. La chute est de 85 mètres et l'eau est refoulée par les pompes à 352 mètres de hauteur. L'aspiration des pompes a lieu sur la conduite d'amenée de l'eau motrice à la machine.

L'effet utile est de 0,61 et le rendement mécanique atteint 0,80.

Quand on a à établir une machine de ce système, on doit calculer les diamètres qu'il convient de donner aux deux systèmes de pistons distributeurs.

Le diamètre des petits pistons $q p p_1 q_1$ se déduit de la considération que, le

temps de leur déplacement ne doit être qu'une fraction assez petite (le cinquième au maximum) du temps total qui sépare deux coups de piston.

Le diamètre des autres pistons, c'est-à-dire des pistons distributeurs proprement dits peut se calculer en partant des considérations suivantes.

L'emploi de ces pistons donne lieu à trois pertes de travail :

1° Celle causée par l'emploi d'eau motrice pour la manœuvre des pistons ;
2° celle causée par la perte de charge due au frottement dans le petit conduit annulaire ; 3° celle due à l'augmentation de vitesse de l'eau passant dans ce conduit.

On voit que la première perte de travail augmente avec le diamètre des pistons, tandis que les deux dernières diminuent au contraire quand ce diamètre augmente. Il y a donc dans chaque cas un diamètre pour lequel la perte de travail est minimum et c'est naturellement ce diamètre qu'il faut choisir.

Evaluons ces diverses pertes de travail par seconde :

La première sera, si x est le diamètre des pistons, cherché, c leur course, N le nombre de coups doubles de la machine par seconde, H la chute motrice effective en mètres :

$$(1) \quad T_1 = 1000 \frac{2N}{60} \pi \cdot \frac{x^2}{4} \cdot c \cdot H$$

La deuxième perte de travail est due à la perte de charge dans les conduits annulaires qui a lieu aussi bien pour l'admission que pour le refoulement. Si Q est le débit en eau motrice par seconde, l la longueur du conduit annulaire (on a ordinairement $l = c$) on a pour le travail perdu par seconde à l'admission et à l'échappement

$$T_2 = 2 \times 1000 Q \cdot \frac{4l}{x} b_1 u^2$$

mais on a $u = \frac{Q}{\Omega} = \frac{4Q}{\pi x^2}$, on aura donc

$$(2) \quad T_2 = 2 \times 1000 \cdot \frac{64}{\pi^2} \cdot b_1 l \cdot Q^3 \frac{1}{x^5}$$

En réalité, la quantité d'eau qui passe dans les conduites annulaires est plus petite que Q , en effet il faudrait en retrancher la quantité employée par seconde pour actionner les pistons, mais cette quantité est excessivement petite et son introduction dans les calculs les compliquerait beaucoup.

La troisième perte de travail a pour cause la vitesse que doit prendre l'eau pour passer dans les conduits annulaires lors de l'admission et lors de l'échappement.

En réalité, la vitesse de l'eau dans les conduits annulaires et la vitesse du

piston varient à chaque instant, mais pour simplifier, nous calculerons ces pertes de travail en considérant la vitesse moyenne.

Soit V la vitesse de l'eau dans la conduite d'amenée, V_1 la vitesse moyenne du piston, V' la vitesse moyenne dans les conduits annulaires. La perte de travail, si les conduits annulaires n'existaient pas, serait :

$$\frac{1000 Q}{2g} (V - V_1)^2$$

En réalité, la perte est :

$$\frac{1000 Q}{2g} (V' - V_1)^2$$

La différence est donc :

$$\frac{1000 Q}{2g} \left\{ (V' - V_1)^2 - (V - V_1)^2 \right\}$$

L'eau se rendant à l'échappement doit également prendre la vitesse V' à la traversée du conduit annulaire, or, comme on peut admettre sans grande erreur que sans cela elle conserverait la vitesse moyenne V_1 du piston, la perte de travail par le fait des conduits annulaires lors de l'échappement sera :

$$\frac{1000 Q}{2g} (V' - V_1)^2$$

La perte totale de travail due à l'augmentation de vitesse sera donc

$$T_3 = \frac{1000 Q}{2g} \left\{ 2 (V' - V_1)^2 - (V - V_1)^2 \right\}$$

ou bien comme on a

$$V' = \frac{Q}{\Omega} = \frac{4Q}{\pi x^2}$$

$$(3) \quad T_3 = \frac{1000 Q}{2g} \left\{ 2 \left(\frac{4Q}{\pi x^2} - V_1 \right)^2 - (V - V_1)^2 \right\}$$

Le diamètre x des pistons se calculera de manière que la somme $T_1 + T_2 + T_3$ soit minimum, c'est-à-dire que :

$$1000 \frac{2\pi}{4.60} Nc.Hx^2 + 1000 \frac{128}{\pi^2} b_1 l. Q^3 \frac{1}{x^3} + \frac{1000 Q}{2g} \left\{ 2 \left(\frac{4Q}{\pi x^2} - V_1 \right)^2 - (V - V_1)^2 \right\}$$

soit minimum. Pour cela prenons la dérivée et égalons la à zéro, on aura bien affaire à un minimum, car pour x infini et pour x égal à zéro, la fonction devient infinie.

$$2. \frac{2\pi}{4.60} N c H x - 5 \cdot \frac{128}{\pi^2} b_1 l Q^3 x^{-6} - \frac{2Q}{g} \left(\frac{4Q}{\pi} x^{-2} - V_1 \right) \frac{8Q}{\pi} \cdot x^{-3} = 0$$

ou bien :

$$\frac{\pi}{60} \times N. c. H x^7 + \frac{16Q}{\pi \cdot g} Q^3 V_1 x^3 - \frac{2 \cdot 4 \cdot 8}{g \cdot \pi^2} Q^3 x - 5 \cdot \frac{128}{\pi^2} b_1 l Q^3 = 0$$

Ou bien en prenant les valeurs :

$$g = 9,81 \quad \pi = 3,14 \quad b_1 = 0,0004.$$

l'équation deviendra

$$0,0524 \cdot N c H x^7 + 0,5192 \cdot Q^3 V_1 x^3 - 0,6610 \cdot Q^3 x - 0,0259 l Q^3 = 0$$

ou bien :

$$524 \cdot N c H x^7 + 5192 \cdot Q^3 V_1 x^3 - 6610 Q^3 x - 259 l Q^3 = 0.$$

On tirera la valeur de x de cette équation.

En appliquant au cas de la machine de Montceau-les-Mines, pour laquelle on a :

$$N = 38 \quad c = l = 0,04 \quad v_1 = 0,362 \quad Q = 0,0053 \quad H = 153$$

l'équation devient

$$121861,44 \cdot x^7 + 0,052795 x^3 - 0,000984 \cdot x - 0,000001542 = 0$$

Après quelques tâtonnements, on trouve que la racine est 0,044. On aurait dû donner aux pistons distributeurs un diamètre de 0^m,044, au lieu de 0^m,04.

POMPE A PISTON ET A DÉBIT CONSTANT (Système de M. Girodias)

(Planches 61-62)

Un modèle de ce système de pompe a été exposé par l'inventeur dans l'annexe de la classe 52 sur la berge de la Seine.

La pompe comporte deux cylindres communiquant directement entre eux par leurs extrémités antérieures. A l'arrière de l'un de ces cylindres est établie la tubulure d'aspiration, à l'arrière de l'autre la tubulure de refoulement.

Dans chacun de ces cylindres se meut un piston muni d'un clapet.

Le clapet du piston qui se meut dans le cylindre portant la tubulure d'aspiration ouvre pendant la course rétrograde de ce piston, celui du piston qui se meut dans le cylindre portant la tubulure de refoulement ouvre pendant la course avant de ce dernier piston.

Le mouvement est donné par l'intermédiaire d'un arbre *xy* (fig. 3, pl. 61-62) qui reçoit un mouvement uniforme d'un moteur. Ce mouvement est transmis par des engrenages cylindriques d'une forme particulière placés à droite et à gauche du bâti, à deux arbres placés dans le prolongement l'un de l'autre et portant chacun la manivelle actionnant l'un des pistons.

Les courbes primitives des engrenages sont tracées de telle façon que pendant que l'un des pistons agit, il ait une vitesse uniforme et que dès qu'il cesse d'agir l'autre lui succède avec la même vitesse.

Pendant que le piston I exécute avec une vitesse uniforme la plus grande partie de sa course avant, son clapet est fermé et il chasse devant lui l'eau qui passe à travers le piston J dont le clapet est ouvert et se rend dans la conduite de refoulement. Dès que ce piston I cesse d'agir, le piston J qui a déjà commencé sa course rétrograde et dont le clapet se ferme, refoule l'eau dans la conduite de refoulement avec la même vitesse, tandis que l'eau qu'il aspire traverse le piston I dont le clapet est ouvert.

Soient (fig. 2, pl. 61-62) pour une telle pompe placée verticalement, C l'arbre qui reçoit un mouvement uniforme du moteur ; E et F deux roues d'engrenages calées sur cet arbre, commandant, le premier, une roue d'engrenage G calée sur l'arbre qui porte la manivelle DA de l'un des pistons, et le deuxième une roue d'engrenage H montée sur un autre arbre placé dans le prolongement du premier, portant la manivelle DB qui actionne le deuxième piston.

Divisons par exemple une révolution complète de l'arbre de commande C en 20 parties égales correspondant chacune à un angle de $\frac{360^\circ}{20} = 18^\circ$. Ces angles 1 C 2, 2 C 3, etc., seront parcourus dans des temps égaux.

Si KL est la course commune des deux pistons les roues d'engrenage E et G sont tracées de manière que dans la partie médiane RS, la vitesse du piston qui agit alors sur le liquide (son clapet étant fermé) soit uniforme. Cette partie RS de la course correspondant à une demi révolution de l'arbre moteur.

Pendant l'autre demi révolution de cet arbre, le piston parcourt les espaces RK, KL et LS, c'est-à-dire exécute un retour rapide.

Sur la figure les 10 divisions 3 à 13 sont égales et correspondent à des temps égaux, la vitesse est donc bien uniforme.

Pendant que le piston parcourt l'espace RS, son clapet est fermé, il ouvre pendant le parcours de l'espace RK, reste ouvert pendant la course rétrograde KL et se referme pendant que le piston parcourt l'espace LS.

Les roues d'engrenages H et F qui commandent l'autre piston sont tracées

de la même manière et calées par rapport aux premières de sorte que le second piston entre en action dès que le premier cesse d'agir.

La partie des courbes des roues d'engrenages correspondant au retour rapide peuvent être tracées comme on le veut. M. Girodias, fait en sorte que dans la course pendant laquelle le piston n'agit pas sa vitesse soit également uniforme.

Les courbes primitives des engrenages correspondant à la partie médiane SR de la course du piston, avec la condition que le contact ait toujours lieu sur la ligne qui joint les centres, peuvent être tracées de la manière suivante.

L'arbre moteur C, (figure ci-contre) tournant dans le sens indiqué par sa flèche, l'arbre sur lequel est calée la manivelle tournera dans le sens indiqué par l'autre flèche. Quand le piston commence à parcourir avec une vitesse uniforme la partie SR de sa course, le bouton de la manivelle est en s et les courbes primitives des engrenages sont en contact au point E. Divisons l'espace SR en m parties égales, et soit A un des points de division; divisons également l'angle de 180° ECZ en m parties égales et soit CE', le rayon de division de même numéro que le point A.

Quand le piston sera en A, le bouton de la manivelle sera en a , et si l'angle $EOE' = aOs$, à ce moment les rayons CE', et OE' seront dans la direction de la ligne CO et les points E' E', des courbes primitives en contact.

Soient, n le nombre de tours de l'arbre moteur par seconde, d la distance, CO des centres, r le rayon de la manivelle, x et y les rayons vecteurs, CE', et OE' des courbes primitives des engrenages, α l'angle aOl et D l'espace RS.

Les rayons vecteurs doivent d'abord satisfaire à la condition.

$$(1) \quad x + y = d$$

La vitesse commune des points E' et E', comptée normalement à ces rayons est :

$$2 \pi n x$$

La vitesse tangentielle du point a est :

$$2 \pi n \frac{x}{y} \cdot r$$

La vitesse du piston est :

$$V = 2 \pi n r \cdot \frac{x}{y} \cdot \sin \alpha.$$

Cette vitesse V peut être comptée d'une autre façon : en effet l'espace RS=D doit être parcouru par le piston avec une vitesse uniforme, pendant une demi-révolution de l'arbre moteur c'est-à-dire en $\frac{1}{2n}$ secondes. On aura donc :

$$V = \frac{D}{\frac{1}{2n}} = 2n D$$

La conduite de refoulement de la pompe est mise en relation avec la tubulure H de l'appareil. L'eau refoulée par cette dernière soulève plus ou moins le piston B, suivant le poids dont ce dernier est chargé, ouvre ainsi une quantité plus ou moins grande des orifices C et s'écoule en G à l'air libre.

Un manomètre branché sur la tubulure H, indique la pression. Si la pompe essayée est à débit constant, le piston B de l'appareil après s'être soulevé d'une certaine hauteur et avoir débouché la quantité de trous percés dans le cylindre en C, correspondant au débit, restera immobile.

Si au contraire la pompe ne donne pas un débit constant et uniforme le piston B indiquera par ses oscillations plus ou moins grandes les intermittences du courant.

Sous une pression de 1 kilogramme par centimètre carré un appareil dont le piston B a un diamètre de 21 millimètres débite 17448 litres à l'heure.

TURBINES POUR HAUTES CHUTES

(Système de M. Bergès)

(Planches 61-64)

M. Bergès, ingénieur des Arts et Manufactures, a exposé dans la classe 63, au Palais des Machines, une turbine de construction très simple destinée à l'exploitation des hautes chutes, et un plan en relief de la vallée de Lancey (Isère).

Cet ingénieur qui possède au Lancey d'importantes papeteries, a commencé en 1869 l'exploitation d'un ruisseau, en y créant successivement des chutes de plus en plus élevées.

Avant cette époque ce ruisseau insignifiant, débitant une centaine de litres d'eau à la seconde, faisait à peine mouvoir quelques moulins et quelques battoirs à chanvre.

Aujourd'hui il actionne la papeterie de M. Bergès, utilisant 2.000 chevaux et il peut fournir 15.000 chevaux pour l'éclairage électrique de la ville de Grenoble.

M. Bergès établit sur ce ruisseau d'abord une chute de 200 mètres de hauteur, puis en 1883, il termina l'installation d'une chute de 500 mètres, actuellement il est en train d'aménager une chute de 1.728 mètres.

Les turbines centripètes à axe horizontal destinées à utiliser la chute de 500 mètres fonctionnent depuis 1883, en marche continue et régulière, action-

nant les unes des défibreurs ayant chacun une puissance de 1.200 chevaux, et les autres, divers engins de papeterie d'une puissance de 20 à 500 chevaux.

Les difficultés à vaincre étaient dues : 1° à la grande vitesse tangentielle des moteurs ; 2° à l'usure rapide du métal, usure provenant de la pression et de la vitesse correspondante de l'eau.

Nous allons examiner en détail chacune des parties de ces turbines :

1° *Distributeurs*. — Les distributeurs sont placés à l'extrémité des conduites d'amenée en tôle, dans lesquelles l'eau a une vitesse de 2 à 3 mètres par seconde.

Les premiers distributeurs étaient en fonte avec tiroir, mais on dut bientôt abandonner ce système, car la manœuvre en est excessivement difficile et l'usure d'orifices non coniques, très rapide. M. Bergès actuellement emploie des ajutages coniques d'une durée relativement élevée, et d'un remplacement facile.

Chaque ajutage est formé d'une buse conique en bronze d'aluminium ou en bronze phosphoreux vissée à l'extrémité d'un tuyau branché sur le canal d'amenée et pesant de 1 à 4 kilogrammes (fig. 8, pl. 61-62).

Au bout de quelques mois, l'eau a usé et corrodé l'intérieur du distributeur, qui cesse alors d'être poli et s'agrandit. Mais le remplacement n'en est ni difficile ni coûteux.

La fonte quoique aussi dure que le bronze s'use beaucoup plus rapidement, cette particularité provient d'après M. Bergès du décapage incessant de la fonte par l'action mécanique de l'eau, qui entraîne les molécules d'oxyde naissant formées, ce qui constitue un rongement systématique.

Ce dernier estime que le bronze phosphoreux ou le bronze d'aluminium tiendrait pour une chute de 2.000 mètres, mais il se propose d'essayer des émaux ou des pierres dures, en cylindres de 2 centimètres d'épaisseur encastrés dans du bronze.

Les distributeurs formés par les buses sont installés soit sur tout le pourtour de la turbine (fig. 1, pl. 63-64) soit au-dessus les uns des autres (fig. 2, pl. 63-64)

Sur les tuyaux d'amenée de grand diamètre, sont installés des robinets vannes. Sur les tuyaux de petit diamètre, notamment ceux correspondant à chaque distributeur, M. Bergès a d'abord essayé d'installer des robinets à boisseau ordinaires.

Il a dû bientôt renoncer à l'emploi de ces derniers, car il fallait les coincer outre mesure pour en assurer l'étanchéité et dans ce cas, la manœuvre en devenait excessivement dure, sinon impossible. Dans le cas où ils n'étaient pas coincés ils perdaient à l'intérieur avec une intensité croissante.

Il étudia alors la construction de petits robinets particuliers, combinaison de robinets vannes et de robinets à boisseau, qui ont parfaitement réussi (fig. 4, pl. 61-62).

Le boisseau cylindrique tourne dans un cadre également cylindrique avec un certain jeu, de sorte que ce manchon, projeté contre le cadre par la pression de l'eau, obture à la façon d'un clapet.

Pour permettre ce jeu, la clef a été brisée, et sa partie inférieure carrée pénètre avec un jeu dans un manchon de même forme venu de fonte à la partie supérieure du boisseau.

On a donc ainsi obtenu les conditions du robinet vanne, tout en conservant la forme du robinet à boisseau plus simple et plus économique.

Sous une chute de 500 mètres, chaque buse de 28 à 29 millimètres de diamètre à son extrémité, donne une puissance effective de 200 chevaux.

2° *Aubes*. — L'usure est beaucoup moins sensible, pour les aubes que pour les distributeurs, aussi M. Bergès a pu conserver la fonte, pour ces dernières. Mais il a soin de l'employer en lames minces, de la tremper le plus possible, et surtout de lui conserver sa croûte de fusion, de sorte que comme il le dit, la suppression de toute intervention d'outil, n'est pas seulement une économie, mais bien une nécessité.

Cependant pour la chute de près de 2.000 mètres qu'il est en train d'installer, il compte employer des aubes en bronze.

Les aubes sont tracées par les méthodes ordinaires, mais elles sont très rapprochées et ont une assez grande profondeur. Ces conditions sont imposées par la considération suivante: le jet d'une rigidité excessive, qui sort du distributeur, conserve sa forme cylindrique sur une longueur de 10 centimètres au moins; il viendrait si les aubes étaient assez écartées (fig. 7, pl. 61-62) frapper celles-ci presque normalement, ce qui causerait une usure rapide et bientôt la destruction de ces dernières.

Actuellement avec la chute de 500 mètres, les aubes en fonte ont une durée de 5 à 10 années.

3° *Roues des turbines*. — La vitesse de sortie de l'eau des distributeurs est

Sous une chute de 200 mètres	$V = 63$ mètres à la seconde
— 500 —	$V = 93$ — —

La vitesse tangentielle des turbines étant les 65 % de celle de l'eau, on a pour :

200 mètres de chute, une vitesse tangentielle de 41 mètres
500 — — — — 60 —

dépassant de beaucoup la vitesse de 30 mètres par seconde admise pour les volants en fonte.

M. Bergès emploie deux types de turbines, les unes exécutant 600 révolutions

à la minute ont un diamètre de 2 mètres, les autres actionnant directement des défibreurs exécutent 230 révolutions à la minute et ont un diamètre de 5 mètres.

Il construisit d'abord les turbines de 2 mètres de diamètre, en fonte, mais il renonça bientôt à ce mode de construction, quoique cependant il en ait conservé deux qui fonctionnent depuis cinq ans.

Elles sont fondues (fig. 6, pl. 61-62) avec un moyeu brisé puis cerclé ensuite, de sorte que toute tension initiale de la fonte est annulée.

Actuellement les turbines de 2 mètres de diamètre sont formées d'un plateau en tôle d'acier avec pince recourbée circulaire. La couronne mobile en fonte blanche y est fixée par des boulons.

Le moyeu des turbines de 5 mètres de diamètre est en fonte (fig. 5, pl. 61-62). Deux plateaux coniques en tôle d'acier de 15 millimètres d'épaisseur sont rivés sur ce moyeu et entre eux à la circonférence. Ils sont en outre entretoisés par des fers plats fixés à chacun d'eux par des cornières.

A la circonférence de ces plateaux est fixée au moyen de boulons la couronne mobile formée de segments en fonte blanche d'environ 0^m,80 de longueur.

Ni les plateaux ni la couronne ne sont tournés. Comme on ne peut obtenir un dégauchissement parfait des plateaux en tôle, on a intercalé, pour dégauchir la couronne, entre elle et le plateau des cales en bois. A l'humidité ces cales se gonflent et augmentent le serrage des boulons.

Depuis 1885 une turbine de ce genre à 6 distributeurs pesant 10 tonnes, fonctionne aux usines de Lancey, sans avoir exigé de réparations.

4° *Paliers*. — Pendant les premières années, il employait des paliers en bois du système Girard, dans lesquels, le poids agissant sur l'arbre est équilibré au moyen d'eau sous pression. Actuellement il emploie des paliers avec coussinets en bronze phosphoreux, qui assurent une plus grande précision.

5° *Rendement*. — Il n'a pas été fait d'expériences directes au frein pour calculer le rendement de ces turbines, mais M. Bergès, en comparant le poids de ses produits manufacturés (pâte de bois mécanique) à celui des produits de même sorte, provenant d'usines actionnées par de faibles chutes, a acquis la conviction que ses turbines avaient le même rendement que celles à basses chutes;

Les avantages de l'emploi des hautes chutes sont les suivants : les moteurs coûtent peu, tant pour l'achat que pour l'installation, l'entretien en est sensiblement nul et d'une durée indéfinie, sous la réserve de changer quelques pièces légères.

De plus on peut en multipliant les turbines et en les faisant attaquer directement les outils supprimer complètement les transmissions.

Pour bien montrer l'importance que pourra prendre la création si facile de hautes chutes, qui avec un débit insignifiant, peuvent fournir des forces consi-

dérables, nous donnons ci-après un passage d'une lettre de M. Bergès, écrite à un journal de Grenoble.

« Les travaux que je fais exécuter en ce moment au pied de Belledonne, consistent à élever de 15 mètres, par un barrage, les eaux du lac Crozet, qui a environ 12 hectares de superficie et à évacuer les eaux actuelles au moyen d'un tunnel, qui, perçant le lac à sa partie inférieure, permettrait l'intégrale utilisation du volume ainsi accumulé :

On obtient ainsi un magasin disponible d'environ 3.000.000 de mètres cubes qui, sans aucune alimentation, suffirait pendant 4 ou 5 mois d'hiver à un débit de 200 à 250 litres par seconde; pour le reste du temps, ce débit serait fourni par les eaux d'été et les sources continues; de sorte qu'on aurait ainsi pendant les 365 jours de l'année, le même débit assuré, et cela dans les conditions les plus indépendantes de toute variété annuelle d'eaux basses ou abondantes et dans des conditions de garantie analogues à celles qui, par un magasin de houille suffisant, assurent à un chemin de fer la certitude de son fonctionnement régulier.

« Ce travail aura pour résultat d'augmenter de 1.200 chevaux ma force actuelle, grâce à la chute de 500 mètres partant du village de Lacombe (mas Jullien) jusqu'au village de Lancey (sur les bords de l'Isère), où se trouve ma papeterie. Mais ceci ne regarde guère le public.

« Ce qui l'intéressera, c'est de savoir qu'entre le lac Crozet servant « *de chambre d'eau* » grâce au tunnel qui serait le commencement du tuyau de captation, à l'amont de ma prise d'eau actuelle, il y a une chute disponible de 1.300 mètres de hauteur qui, utilisée, constituerait au mas Jullien, une force continue de 2.500 à 3.000 chevaux.

« Cela n'est pas très important au premier coup d'œil, mais cela le devient si l'on veut appliquer cette force à l'éclairage électrique de Grenoble, et des villages et villes traversés sur le parcours. Il se trouve en effet, lorsqu'on examine les lois horaires de l'éclairage public, qu'il faut à un moment donné (à peu près de 5 à 9 heures du soir) six fois plus de force que la force moyenne de vingt-quatre heures, d'où il advient que le chiffre modeste de 2.500 à 3.000 chevaux devient 15.000 à 18.000 chevaux, soit la possibilité d'établir de 150 à 180.000 lampes de 16 bougies avec ladite force.

« Il est certain que cette multiplication de la force, ne serait pas possible dans une rivière importante comme le Drac ou la Romanche, où l'eau non employée, à un moment donné, passerait sur la digue de retenue: mais il n'en est pas de même avec de hautes chutes et de petits volumes susceptibles d'être emmagasinés et dépensés au fur et à mesure des besoins variables.

« C'est ce rôle que jouent les 3.000.000 de mètres cubes du lac Crozet et pour ne pas gêner les usines d'aval par ces irrégularités, il suffit d'un petit bassin journalier de 10.000 mètres cubes, recevant les eaux dans les proportions irrégu-

lières des besoins de l'éclairage et les déversant avec une régularité horaire par lampes de une vanne de sortie convenablement réglée.

« Voilà donc la possibilité d'établir à 15 kilomètres de Grenoble une usine électrique d'une puissance de 15.000 chevaux, capable d'alimenter 150.000 lampes de 16 bougies.

« Or que coûterait un tel projet et à combien faudrait-il vendre la lumière pour rémunérer et amortir le capital nécessaire à cette entreprise et en assurer le fonctionnement et l'entretien ?

« Je dois dire que le devis ci-après, tout en étant sommaire, a été très étudié 1° par moi, en ce qui concerne le côté hydraulique et mécanique, 2° par les ingénieurs électriciens, chefs de puissantes compagnies, en ce qui concerne le côté électrique, et il se résume dans le tableau suivant :

	CAPITAL	INTÉRÊTS à 5 o/o et frais d'exploitation
1° Établissement des tuyaux et turbines pour les 15.000 chevaux de force.	3.000.000 fr.	150.000 fr.
2° Établissement des machines électriques, lampes et fils secondaires, 35 fr. par lampe, soit pour 150.000 lampes	5.250.000	262.500
3° Établissement des fils primaires, avec la pose	1.000.000	50.000
Imprévus et somme à valoir	750.000	37.500
<i>A ces capitaux d'établissement vient s'ajouter la dépense annuelle ci-dessous :</i>		
4° Entretien des 150.000 lampes à raison de quatre à cinq heures d'éclairage moyen l'une (vu la quantité).		375.000
5° Entretien des moteurs et autres frais d'exploitation.		125.000
6° Achat à la ville de Grenoble de l'exploitation de son usine à gaz et de l'électricité actuelle au moyen d'une rente annuelle de.		200.000
TOTAUX	10.000.000 fr.	1.200.000
Desquels il faut retrancher le bénéfice possible dans l'exploitation de l'usine à gaz de Grenoble pour chauffage et éclairage combinés		100.000
Reste net comme dépenses de capital et d'exploitation	10.000.000 fr.	1.100.000 fr.

« Or ces 1.100.000 francs de dépenses annuelles divisés par 150.000 lampes

font devenir le prix de revient de chaque lampe, intérêts, entretien, administration et tous services payés à :

$$\frac{1.100.000}{150.000} = 7^{\text{fr}},31 \text{ l'une.}$$

De sorte qu'en les vendant un sou par jour et par lampe de 16 bougies, soit 18 francs par an, il resterait, par lampe un bénéfice de $18,25 - 7,31 = 10,94$, soit pour 150.000 lampes — 1.640.000 francs à imputer à dividende et à amortissement. C'est le 16 % du capital engagé en plus de l'intérêt à 5 %.

« On voit que l'affaire est supérieure comme rémunération de capital et faisable par suite, sous la réserve que les 150.000 lampes trouveront preneurs. »

« Or la population traversée par les fils, en y comprenant les usines de nuit, dont les lampes devraient compter pour 4 et les deux rives de la vallée du Grésivaudan, ne serait pas avec Grenoble, loin de constituer un équivalent de 100.000 habitants. C'est donc une lampe et demie par habitant qu'il faudrait supposer. Or je crois qu'une telle consommation est probable étant donné la moyenne de coût, un sou par jour et par lampe de 16 bougies. »

TURBINE A DOUBLE ROULEAU DE VANNAGE

de MM. Brault, Teisset et Gillet

(Planches 63-64)

La maison Brault, Teisset et Gillet, fondée par Fontaine, qui en 1837 inventa la turbine qui porte son nom, a exposé dans la classe 52 au Palais des Machines une turbine à axe vertical, à double couronne et à double mouvement du rouleau.

Cette turbine a été construite pour être utilisée sur un cours d'eau dont le débit et la chute varient beaucoup et pour donner en toute saison 25 chevaux.

En été, la couronne extérieure est, seule ouverte, elle donne les 25 chevaux, sous une chute de 1^m,500 et un débit de 1700 litres. En hiver la chute est réduite à 1^m,00, mais le débit augmente la turbine avec les deux couronnes ouvertes donne encore les 25 chevaux avec un débit de 3600 litres à la seconde.

La fermeture des orifices du distributeur, se fait pour chaque couronne au moyen de deux demi-disques en cuir flexible.

Ces demi-disques sont fixés chacun sur un rouleau ou guide conique, dont le mouvement dans un sens ou dans l'autre, amène l'enroulement ou le déroulement et par là l'ouverture ou la fermeture des orifices.

Pour assurer le parfait enroulement ou déroulement de ces demi-disques, on a fixé à chacun de ces rouleaux-guides un pignon denté qui engrène avec une crémaillère circulaire vissée sur le distributeur. La crémaillère est fixée à la partie extérieure du distributeur pour les rouleaux servant à l'obturation de la couronne extérieure, elle est fixée à la partie intérieure pour les rouleaux de la couronne intérieure.

Les axes des rouleaux d'une même couronne, sont diamétralement opposés, ils sont supportés par un croisillon emboîté à la partie extérieure du boîtier central.

A ce croisillon est adaptée une crémaillère en demi-cercle, commandée par un pignon denté.

La rotation de ce pignon fait décrire à l'ensemble du système une demi-circonférence autour de l'axe, permettant à volonté d'ouvrir ou de fermer tout ou partie des orifices de chaque couronne.

Les deux cônes actionnant chaque fermeture double, qui sont diamétralement opposés, s'équilibrent à chaque instant, de sorte qu'il n'y a de leur fait aucun frottement sensible sur la douille du distributeur, ce qui assure la facilité et la rapidité de manœuvre du vannage.

La turbine est calée sur un arbre creux en fonte portant à son extrémité le pivot, qui peut être ainsi facilement graissé, visité et réparé.

Ce pivot est supporté par une colonne en fer passant dans l'arbre creux, qui repose sur la poëlette fixée au fond de la chambre d'eau.

Le nombre de tours moyen de cette turbine est de 19,5 à la minute, les dimensions principales sont données dans le tableau suivant.

DÉSIGNATION	COURONNE	
	extérieure	intérieure
Section	0,564	0,455
Nombre d'orifices utiles	62	32
Largeur des orifices	0,258	0,260
Hauteur des orifices à la sortie	0,056	0,056

Les aubes de cette turbine ont été tracées d'après une nouvelle méthode due MM. Brault, Teisset et Gillet. Nous reproduisons ci-dessous la partie du mé-

moire adressé par ces constructeurs à messieurs les membres du jury de la classe 52, relative au tracé des aubes.

« Nos efforts ont porté surtout sur l'étude des courbes, nous avons toujours cherché à améliorer leur tracé de façon à faire entrer l'eau sans choc et sortir sans vitesse. Une amélioration sensible a été obtenue en maintenant dans une certaine mesure le parallélisme des filets liquides dans le distributeur et la turbine.

Aux extrémités intérieure et extérieure de l'orifice, la courbe n'a pas le même développement qu'au diamètre moyen, lequel a servi de base pour le tracé, et les angles formés par les éléments des courbes avec le plan inférieur horizontal ne sont pas égaux à celui calculé du diamètre moyen ; d'où il résulte des variations dans la marche des filets liquides, des chocs, remous etc..., qui font perdre une notable partie de la force.

Le mouvement de rotation produit des vitesses différentes sur les divers points de la surface des aubes, et les effets de la force centrifuge font dévier inégalement les veines liquides ; les filets liquides s'écartent inégalement du centre, se mêlent, glissent à l'extérieur, n'agissent plus perpendiculairement sur les aubes, et n'exercent plus ainsi toute leur action dynamique.

Notre tracé obvie à tous ces inconvénients.

L'aube du distributeur et de la partie mobile est une surface courbe engendrée par une ligne droite horizontale qui s'appuie sur la courbe génératrice tracée sur la surface cylindre au diamètre moyen des orifices, en restant constamment *parallèle* à elle-même dans *tout son parcours* ; de là résulte un parallélisme absolu des filets liquides qui agissent librement sur les aubes, suivant la normale à la génératrice.

La figure ci-contre fait voir le défaut des anciens tracés et le perfectionnement considérable apporté par nous dans la turbine que nous exposons.

Soit AB la partie supérieure d'une aube dirigée suivant un rayon.

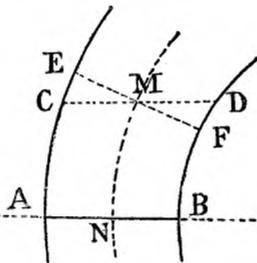
CD la partie inférieure de la même aube parallèle à AB suivant notre tracé.

EF partie inférieure de l'aube suivant les anciens tracés, tendant au centre ou à très peu près.

La figure montre que dans ce dernier tracé, les chemins parcourus varient suivant les distances du centre puisque l'on a

$$AE > MN$$

$$BF < MN$$



Or comme MN est la courbe génératrice, il faut que la surface tout entière de l'aube soit parfaitement semblable à cette ligne génératrice.

Nous sommes arrivés par l'observation dans un grand nombre de cas, à déterminer la direction du premier élément de l'aube suivant une tangente à une circonférence dont le diamètre est donné par la formule

$$D' = 0.20 D$$

D étant le diamètre moyen.

Les autres éléments de la turbine sont calculés d'après les règles pratiques suivantes.

Pour la largeur des orifices adducteurs, nous nous basons sur un maximum

$$L = 0.28 r$$

exprimé par

L largeur des orifices, r rayon moyen.

Nous donnons pour hauteur des orifices adducteurs

$$h = 0.120 + 0.04 r$$

et pour hauteur des orifices récepteurs

$$h' = 1.55 h$$

Les veines liquides conservent leur parallélisme aussi bien dans les orifices adducteurs que dans ceux du récepteur mobile, agissent pour ainsi dire chacun isolément, ne se contrariant en rien, restant constamment normales à la génératrice et pèsent ainsi par la gravité, sans se nuire mutuellement, sans remous ni chocs.

Nos dernières expériences au frein, qui ont été faites dans le courant du mois d'avril dernier chez M. Fauquet, filateur à Rouen, ont donné un rendement de 75 % pour une turbine de 95 chevaux sous 2^m,45 ; turbine dénoyée, les 2/3 des orifices ouverts. »

BATEAU FAUCARD GAUCHER

(Planches 65 et 66)

Dans certains canaux les herbes, qui en été croissent sur le fond, gênent beaucoup la circulation de l'eau. En coupant ces herbes c'est-à-dire en exécutant l'opération du faucardage, on arrive à augmenter de beaucoup le débit du canal.

Ainsi par exemple, à la papeterie de Vendôme (Loir-et-Cher), on a pu en exécutant des faucardages fréquents dans un canal de fuite, porter à 1^m,70 une chute, qui auparavant n'était que de 1^m,30.

Le faucardage exécuté à bras d'homme est long, pénible et coûteux et de plus il n'est pas régulier. M. Gaucher, chef cantonnier au canal de l'Ourcq, a imaginé de procéder mécaniquement à cette opération et a exposé dans la classe 63, au Palais des Machines, un modèle de son bateau, qui est appelé à rendre des services dans le cas de faucardage de larges canaux.

C'est un bateau à propulseur à aubes, actionné par une machine à vapeur, qui fournit également la force nécessaire à la manœuvre des faux. Le travail de ces dernières est rapide, régulier et économique, un seul homme suffit à leur manœuvre.

Ces faux en forme de V, dont les parties coupantes sont à l'extérieur, sont traînées et appuyées au fond de l'eau et animées d'un mouvement de va-et-vient combiné avec le mouvement de propulsion du bateau.

Ce mouvement assure une coupe régulière et certaine des herbes à chaque recul les faux se dégagent de ces dernières pour reprendre tout leur tranchant.

Les faux sont articulées par leur sommet à des tringles. Ces dernières portent des articulations et sont agencées de telle sorte qu'elles peuvent se replier en forme de V renversé de bas en haut, mais jamais de haut en bas. Cette disposition assure la rigidité en travail et fait que les faux sont toujours appuyées contre le sol.

Comme le mécanisme lorsqu'il est disposé pour le travail, occupe une beaucoup plus grande largeur que le bateau, il est disposé sur un pont tournant placé à l'arrière de ce dernier, à un moment donné, lors de la rencontre d'un autre bateau par exemple, on peut replier le pont tournant et le mécanisme qu'il porte suivant l'axe du bateau, de manière à laisser le passage libre.

Pour procéder à cette manœuvre, il faut au préalable avoir relevé les tringles et les faux qu'elles portent. A cet effet, au-dessous des tringles est installée une barre T munie de fourchettes leur correspondant. La barre T peut être relevée au moyen de trois chaînes, s'enroulant sur des tambours montés sur un arbre de

commande C. Lorsque la base T est relevée, les fourchettes dont elle est munie font prendre aux tringles et aux faux la position indiquée en pointillé.

Cette manœuvre faite, un mouvement de rotation imprimé au pont tournant permet d'amener le tout dans l'axe du bateau.

Toutes ces manœuvres s'exécutent mécaniquement au moyen de leviers de commande.

Le mouvement emprunté à la machine du propulseur est transmis par l'intermédiaire de courroies et d'une paire d'engrenages d'angle à un arbre vertical F placé dans l'axe du pont tournant.

Cet arbre porte à sa partie supérieure un engrenage conique qui peut commander soit une roue dentée K montée sur l'arbre B, soit sur une roue L fixée à une poulie qui commande par l'intermédiaire d'une courroie, l'arbre C. Cette roue et cette poulie étant montées folles sur l'arbre B.

Un engrenage à fourchettes, commandé par un levier E, permet soit de maintenir les deux roues au repos, soit de faire engrener l'une ou l'autre avec l'arbre F, et dans ce cas on obtient soit le mouvement de va-et-vient des faux, soit le relèvement de ces dernières et de leurs tiges.

Le pont tournant est supporté par des galets roulant sur un chemin circulaire concentrique à l'arbre F. Au moyen d'un cône de friction, commandé par un levier H, qui permet de rendre le pont solidaire de l'arbre, et obtenir la rotation de ce dernier et du mécanisme qu'il porte pour la manœuvre d'orientation.

Il est évident qu'un seul homme placé sur le pont ayant à sa proximité les leviers, peut suffire à la manœuvre.

Un bateau faucard de 15 mètres de longueur et dont les faux en travail occupent une largeur de 8 mètres, exige pour sa propulsion et le fonctionnement de ces dernières, une machine à vapeur de la force de 10 chevaux environ.

Avec un tel bateau on peut faucarder en un jour une longueur de 25 kilomètres, sur une largeur de 8 mètres, soit 200,000 mètres carrés.

ASCENSEURS HYDRAULIQUES

(Système Samain)

(Planches 65-66)

M. Samain, l'ingénieur hydraulicien bien connu, a installé dans le Palais des Machines, deux ascenseurs d'une course de 8 mètres, desservant la galerie du premier étage.

Ces deux ascenseurs ne diffèrent l'un de l'autre que par la disposition de la tige porte-cabine. Dans l'un la tige est rigide et d'une seule venue, installée dans un puits, comme celles de la plupart des ascenseurs hydrauliques. Dans l'autre, la tige est fractionnée en diverses parties rentrant les unes dans les autres à la façon d'une longue-vue, de là le nom de tige télescopique.

Comme cette tige peut être fractionnée en autant de parties qu'on le veut, elle peut être logée dans un sous-sol et n'exige pas le forage toujours coûteux d'un puits. (Des ascenseurs Samain, à tige télescopique, fonctionnant à Paris, à l'Hôtel de ville et à l'hôtel du Rhin.)

Les tiges des pistons des ascenseurs de M. Samain, sont creuses, de sorte que l'eau pénètre jusqu'à la partie supérieure. L'eau enfermée dans la tige renforce cette dernière et surtout diminue sa tendance au fléchissement.

Le principe des ascenseurs Samain est le suivant : Le corps de pompe renfermant la tige n'est pas mis en communication directe avec l'eau sous pression, il est mis en relation avec la partie supérieure d'un cylindre vertical dans lequel se meut un piston, actionné à la partie inférieure par l'eau motrice.

Le volume engendré par ce piston est égal à celui de la tige de l'ascenseur. Il y a toujours la même quantité d'eau enfermée dans la capacité formée par le corps de pompe et la partie supérieure du cylindre au-dessus du piston. Lorsque le piston est poussé de bas en haut par l'eau motrice, il est évident que la tige porte-cabine est forcée à monter d'une quantité proportionnelle.

Cette disposition a l'avantage de permettre l'emploi d'eau motrice à très faible pression, en donnant au piston une surface suffisante.

De la cabine, on commande par l'intermédiaire d'un câble, le distributeur qui met en commandation la partie inférieure du cylindre avec l'admission ou avec l'échappement et l'on obtient ainsi la montée ou la descente de l'ascenseur.

Pour réduire la dépense d'eau motrice au minimum, c'est-à-dire à la quantité correspondante au poids utile élevé. M. Samain équilibre le poids mort qui se compose :

- 1° Du poids de la cabine ;
- 2° Du poids de la tige porte-cabine. Ce poids variant avec l'immersion plus ou moins grande de la tige.

Cet équilibrage d'un poids mort variable est réalisé par le compensateur de M. Samain.

Au-dessus du piston est attachée une large lame de cuivre, qui traverse une boîte à étoupe, le fond supérieur du cylindre, s'enroule sur une poulie en fonte de forme spéciale et vient retomber verticalement de l'autre côté. A l'extrémité libre de cette lame est attaché un contre-poids dont l'action s'ajoute à celle de l'eau motrice.

La poulie en fonte constitue en somme un levier de premier genre à bras variables.

Pour bien comprendre le fonctionnement du compensateur, examinons une course, par exemple, dans le cas d'un ascenseur avec puits.

Soient P , le poids de la cabine et de la partie de la tige qui ne pénètre pas dans le corps de pompe, L la longueur, C la course, s la section extérieure, v le volume et p le poids par mètre courant de la tige creuse, u et z les bras de levier du compresseur à un moment donné, P_1 le poids du contre-poids, h (fig. 2 pl. 65-66) la distance verticale entre le piston et la partie inférieure de la tige, quand l'ascenseur est au bas de sa course et S la section du piston.

Si l'ascenseur est monté de la quantité x , le piston sera monté de la quantité y et on aura la relation

$$(1) \quad S y = s x$$

A ce moment la pression de l'eau dans le plan horizontal LM, passant par l'extrémité inférieure de la tige, quand cette dernière est au bas de sa course, sera en kilogrammes ; si on néglige les résistances passives.

$$\frac{P + (L - x)(p - 1000 v) + p x}{s} + \frac{x}{10}$$

La pression par unité de surface au-dessus du piston moteur sera :

$$\begin{aligned} & \frac{P + (L - x)(p + 1000 v) + p x}{s} + \frac{x}{10} - \frac{y + h - x}{10} \\ & = \frac{P + (L - x)(p - 1000 v) + p x}{s} - \frac{y + h - 2x}{10} \end{aligned}$$

La pression totale au-dessus de ce plan sera :

$$S \left(\frac{P + (L - x)(p - 1000 v) + p x}{s} - \frac{y + h - 2x}{10} \right)$$

Et pour que le contre-poids équilibre cette pression, on devra avoir à chaque instant la relation :

$$(2) \quad \frac{P_1 u}{z} = S \left(\frac{P + (L - x)(p - 1000 v) + p x}{s} - \frac{y + h - 2x}{10} \right)$$

L'action des poids morts est donc une fonction du premier degré en x ou en y , qui sont liés entre eux par la relation (1). On peut si on le veut, tracer la courbe de la poulie de telle sorte que la relation (2) soit satisfaite à chaque instant. M. Samain se contente de l'équilibrage exact aux extrémités de la course, et peut employer alors une poulie circulaire à axe excentré, dont la construction est facile.

La poulie fait un demi tour pour une course complète de l'ascenseur.

Quand la cabine est au bas de sa course, le petit bras est du côté du contre-poids. A mi course les deux bras sont égaux. Quand la cabine est au haut de sa course, le grand bras est du côté du contre-poids.

L'action du contre-poids va donc en croissant d'un maximum à un minimum.

Le diamètre de la poulie, l'excentrage et le contre-poids se calculent de la manière suivante :

Au bas de la course de l'ascenseur on a $x = 0$ $y = 0$.

$$(3) \quad \frac{P_1 u_1}{z_1} = S \left(\frac{P + L(p - 1000 r)}{s} - \frac{h}{10} \right)$$

Au haut de la course on a

$$x = c \quad y = \frac{s \cdot c}{S} :$$

$$(4) \quad \frac{P_1 z_1}{u_1} = S \left(\frac{P + (L - c)(p - 1000 r) + p c}{s} - \frac{h + \frac{s c}{S} - 2 c}{10} \right)$$

et comme la poulie doit faire un demi tour pour une course entière de l'ascenseur, sa demi circonférence doit avoir la longueur de la course du piston c'est-à-dire : $\frac{s c}{S}$. Le diamètre de cette poulie étant $u_1 + z_1$, on a donc :

$$(5) \quad \frac{s C}{S} = \frac{\pi}{2} (u_1 + z_1)$$

Les trois équations (3) (4) et (5) déterminent les trois inconnues, $P_1 u_1$ et z_1 , c'est-à-dire la valeur du contre-poids, et le diamètre et l'excentricité de la poulie.

Comme nous l'avons vu, l'action des poids morts sur les pistons est une fonction du premier degré de x . L'action du contre-poids est une fonction trigonométrique de x . Ces actions ont même valeur aux extrémités de la course et dans l'intervalle l'équilibrage n'est pas exact. On peut du reste déterminer à chaque instant, l'écart entre les deux fonctions et on reconnaît qu'il est très petit et doit disparaître devant les résistances passives que l'on a négligées.

Deux gros galets assurent la position des brins de lame qui doivent toujours être verticaux. La poulie devant toujours être tangente à ces deux brins, les paliers de son arbre se déplacent horizontalement en roulant sur des fuseaux d'acier.

La quantité d'eau emprisonnée entre le piston et la tige porte-cabine, doit rester constante, sinon la cabine ne pourrait opérer son ascension.

Au moyen d'un clapet automoteur de son invention, M. Samain fait

pénétrer, lorsque la cabine vient au bas de sa course, entre le piston et la tige porte-cabine, une certaine quantité d'eau sous pression, destinée à remplacer celle qui aurait été perdue par les fuites. Par ce moyen les positions respectives initiales de l'ascenseur et du compensateur sont assurées automatiquement.

Le clapet automoteur (fig. 4, pl. 65-66), est installé à la partie inférieure de l'ascenseur.

Quand la cabine, par suite de fuites, descend au-dessous de sa position initiale, elle vient appuyer sur une sorte de bouton B, du clapet. Ceci a pour effet de vaincre l'action de deux ressorts, appliquant les soupapes C₁ et C₂ sur leurs sièges et de faire communiquer respectivement entre elles, les conduites D_o et A, et les conduites D_n et E.

L'espace compris entre le piston du compensateur et la tige porte-cabine communique alors par l'intermédiaire des conduites D_o et A, avec l'eau sous pression; celle-ci y pénètre et fait reprendre à l'ascenseur et au piston du compensateur, leurs positions initiales normales.

En même temps la partie du compensateur située au-dessus du piston communique par l'intermédiaire des conduites D_n et E avec l'échappement, de sorte que quand ce piston se relève, une certaine quantité d'eau peut être évacuée.

Dès que la cabine a repris sa position initiale normale elle cesse d'appuyer sur le bouton B, les soupapes obéissant à l'action des ressorts s'appliquent de nouveau sur leurs sièges et interceptent les communications.

Machine à colonne d'eau à puissance et consommation variables de MM. Rousseau et Baland.

(Planches 67-68)

Ce moteur hydraulique repose sur les mêmes principes que la pompe décrite à la page 49.

L'appareil fonctionnant comme moteur, la quantité d'eau qu'il dépense peut varier de 0 à 2 rs, suivant l'angle de calage des manivelles des deux pistons, c'est-à-dire que le travail effectué peut varier de 0 à un maximum.

Le changement de l'angle de calage des deux manivelles se fait à la main, au moyen d'un volant et d'un simple rochet.

L'admission et l'échappement sont commandés par un tiroir cylindrique D, animé d'un mouvement de va et vient et enveloppé d'une gaine mobile E.

Au commencement de sa course avant ou arrière, le piston D se déplace seul, jusqu'à ce que, des orifices correspondants de la gaine E, l'un soit complètement

ouvert et l'autre complètement fermé. A partir de ce moment au moyen de butées, le tiroir entraîne avec lui la gaine jusqu'à la fin de sa course.

Comme nous le verrons plus loin, pour chaque angle de calage des manivelles, la course du tiroir doit varier; il est commandé de la manière suivante :

Un coulisseau B, formé de deux parties assemblées par un tourillon, est entraîné à sa partie supérieure, par une bielle A, qui accouple les deux pistons du moteur.

La partie inférieure, à laquelle est fixée l'extrémité de la bielle qui commande le tiroir, coulisse dans une rainure pratiquée dans une pièce c, fixée au bâti du moteur par deux boulons, et dont la position peut varier.

Si nous nous reportons à la figure 2 de la page 51, nous voyons que la vitesse du piston ayant *ob* pour manivelle, est à un instant donné.

$$V' = V \sin (\alpha + \omega).$$

celle du piston commandé par la manivelle *oa*, est

$$V'' = V \sin \omega.$$

La vitesse d'entrée de l'eau (positive pour l'admission, négative pour l'échappement) sera :

$$V_1 = V \left\{ \sin (\alpha + \omega) + \sin \omega \right\}$$

L'échappement et l'admission devront réciproquement commencer et cesser lorsque la vitesse V_1 d'entrée de l'eau sera nulle, c'est-à-dire lorsque l'on aura :

$$\begin{aligned} \sin (\alpha + \omega_1) + \sin \omega_1 &= 0. \\ \sin \alpha \cos \omega_1 &= -\sin \omega_1 (1 + \cos \alpha). \end{aligned}$$

ou en élevant au carré les deux termes.

$$\begin{aligned} \sin^2 \alpha \cos^2 \omega_1 &= \sin^2 \omega_1 (1 + \cos \alpha)^2. \\ \sin^2 \alpha (1 - \sin^2 \omega_1) &= \sin^2 \omega_1 (1 + \cos \alpha)^2 \\ \sin^2 \alpha &= \sin^2 \omega_1 (1 - \cos^2 \alpha + \sin^2 \omega_1 + 2 \cos \alpha) \\ \sin^2 \alpha &= 2 \sin^2 \omega_1 (1 \cos + \omega_1) \\ 2 \sin^2 \alpha &= \frac{1 - \cos^2 \omega_1}{1 + \cos \omega_1} = 1 + \omega_1 \\ \cos \omega_1 &= 1 - 2 \sin^2 \alpha. \end{aligned}$$

Cette relation est satisfaite pour :

$$\omega_1 = \frac{\alpha}{2} \text{ et } \omega_1 = \pi - \frac{\alpha}{2}.$$

Il est facile de déterminer dans chaque cas, c'est-à-dire pour n'importe quel angle de calage α , les points où l'admission ou l'échappement doit commencer.

Soit *aob* l'angle de calage des manivelles; (fig. 1) portons de part et d'autre de

oa , des angles aoa' , oob' égaux à la moitié de $aoab$. On voit de suite que si le moteur tourne dans le sens de la flèche, l'échappement devra avoir lieu pendant que le bouton a de la manivelle se déplacera de a' en a'' et l'admission pendant que ce bouton passera de a'' en a' .

S'il n'y a ni avance ni retard à l'admission et à l'échappement, le tiroir devra se déplacer de a' à b'' et de a'' à b' .

Considérons les diverses positions successives 0, 1, 2, 3, 4, etc.,... d'un des boutons de manivelle et celles correspondantes 0', 1', 2', 3', etc., de l'autre, et traçons les diverses positions qu'occupera l'axe de la bielle A accouplant les deux pistons, fig. 2.

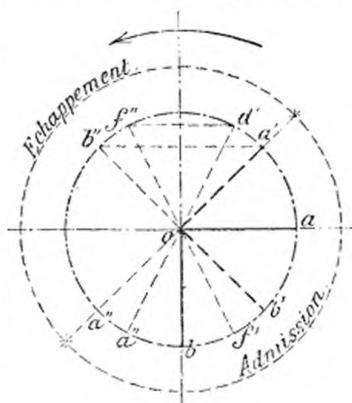


FIG. 1

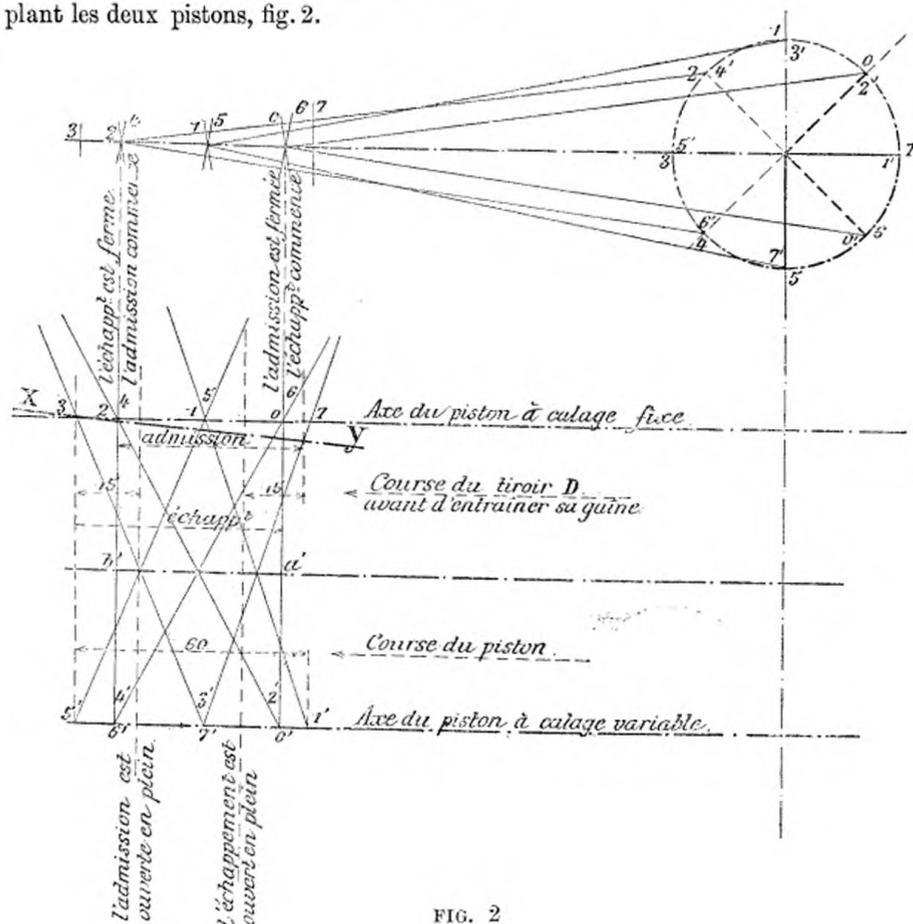


FIG. 2

L'axe de cette bielle occupera successivement les positions 00', 11', 22', 33', etc., la course de son point milieu est limitée par les lignes 00' et 44', et l'on voit que si l'on attachait un tiroir ordinaire à ce point, pour n'importe quel angle de calage, le moteur pourrait fonctionner, mais qu'alors il n'y aurait ni avance ni retard à l'admission et à l'échappement.

En plaçant l'axe de la rainure, de la tablette *c*, dans laquelle coulisse la tête de la bielle commandant le tiroir, suivant la ligne *xy*, l'extrémité de cette bielle dépassera à fin de course, les lignes 00' et 44' et l'on pourra ainsi donner du retard à l'admission ou à l'échappement.

En déplaçant la tablette *c* (qui comme nous l'avons dit est simplement fixée au bâti par deux boulons), on fera incliner plus ou moins la ligne *xy*, sur la ligne 3,7 ce qui permettra de faire varier la grandeur des avances et des retards. On pourra donc faire varier ces avances et ces retards, suivant le tempérament de l'appareil, ainsi que le dit M. Rousseau, dans une note parue dans le numéro de mars 1889 du *Bulletin technologique* de la Société des anciens élèves des écoles nationales d'Arts et Métiers, note à laquelle étaient jointes les épures qui sont reproduites sur les figures 1 et 2.

Ascenseur Edoux de la tour Eiffel.

(Planches 67-68)

Cet ascenseur qui transporte les visiteurs de la tour, de la deuxième à la troisième plate-forme, à une course totale de 160^m,40.

Les conditions suivantes ont été imposées au constructeur pour l'ascenseur, qui devait :

1° Elever de 160^m,40, 4 000 kilogrammes de voyageurs et les prenant au deuxième étage de la tour.

2° Fonctionner sans produire aucun bruit ni aucune trépidation dans l'ossature métallique de la tour.

3° Etre constitué de façon, à ce qu'aucun de ses organes ne pénètre au-dessous du niveau inférieur du deuxième étage.

4° Avoir ses masses principales soustraites aux effets du vent.

La troisième condition excluait l'emploi d'un ascenseur ordinaire, analogue à celui que M. Edoux a installé lors de l'Exposition de 1878, dans la tour du Trocadéro, et qui est universellement connu. En effet le piston aurait dû avoir une longueur de plus de 160 mètres et pour le loger on aurait dû installer un cylindre descendant plus bas que le niveau du sol (la deuxième plate-forme étant à 115,76 mètres au-dessus du sol).

M. Edoux pour satisfaire à cette condition a eu l'idée de diviser la course en deux parties égales et d'établir à mi-hauteur un plancher intermédiaire.

La portion de course comprise entre ce plancher intermédiaire et la plate-forme supérieure (soit 80^m,20) est franchie au moyen d'un ascenseur Edoux ordinaire dont le cylindre est logé entre le deuxième étage et ce plancher intermédiaire.

Le poids mort de cet ascenseur est équilibré au moyen d'une cabine dont le point de départ pour la descente est le plancher intermédiaire.

On voit que quand l'une des cabines monte de la plate-forme intermédiaire au troisième étage, l'autre, formant contrepoids, descend de la plate-forme intermédiaire au deuxième étage et *vice versa*.

En changeant de cabine au plancher intermédiaire, on parcourt donc la course totale de 160^m,40 par le double mouvement de descente et de montée du piston.

Les trois premières conditions sont donc remplies par l'emploi d'un piston plongeur à course double.

La quatrième condition (éviter les effets du vent sur les principales masses en mouvement, et notamment sur le piston) ne pouvait être remplie avec un ascenseur ordinaire à piston central; en effet d'après les calculs de M. Edoux, un pareil piston, qu'il est impossible d'entourer d'une gaine protectrice, aurait pris sous l'influence d'un vent direct, de 100 kilogrammes de pression par mètre carré, une flèche de 1^m,20.

Pour obvier à cette difficulté M. Edoux a dédoublé le piston et placé chacune des deux parties en dehors du périmètre occupé par la cabine, de sorte qu'il a pu entourer chacun de ces pistons d'une gaine, le soustrayant à l'action du vent. Ces gaines offrent seulement chacune une fente longitudinale laissant passer l'assemblage de la tête du piston avec la cabine.

Ces gaines formées de colonnes creuses en fonte embouties les unes dans les autres, sont boulonnées sur l'ossature métallique de la Tour et vont du plancher intermédiaire de la Tour au troisième étage.

Des gaines analogues allant du deuxième étage à la plate-forme intermédiaire servent de guidage à la cabine contrepoids, protègent les câbles de réunion des deux cabines et servent en même temps pour le frein de cette cabine.

Dans la portion comprise entre la plate-forme intermédiaire et le troisième étage où sont installées les poulies de renvoi, les câbles réunissant les deux cabines sont guidés, dans un caisson en tôle et cornières fixé à l'ossature de la Tour, qui les protège contre l'action du vent.

Nous allons étudier en détail chacune des parties de l'appareil, puis nous examinerons les conditions de fonctionnement et d'équilibre du système.

Cylindres. — Chacun des deux cylindres a un diamètre intérieur de 0^m,36, et une longueur de 80^m,595. Chacun d'eux est formé de 15 tronçons filetés de

5^m,373 de longueur, vissés bout à bout et constitués par une tôle d'acier de 10 millimètres d'épaisseur, cintrée et rivée.

En calculant l'épaisseur de la tôle à employer au moyen de la formule de Lamé :

$$l = \frac{D}{2} \left[\sqrt{\frac{R + p_0}{R - p_0}} - 1 \right]$$

on trouve $l = 3,6$ millimètres.

Les calculs de résistance ont donné pour la fatigue du métal 3,25 et 3 kilogrammes par millimètre carré, soit que l'on considère le travail à la traction en supposant le cylindre suspendu par sa partie supérieure, soit que l'on considère le travail à la flexion, sous la pression de l'eau.

En effet, le poids de cylindre est de 10 tonnes, environ et la pression sur le fond, de 160 mètres d'eau au maximum. Comme le fond a une section de 1017 centimètres carrés, l'effort total est de :

$$P = 10.000 + 16 \times 1.017 = 26272 \text{ kilogrammes.}$$

Dans la partie filetée, l'épaisseur de la tôle est réduite à 7 millimètres, la section du métal est donc de 8066 millimètres carrés, le travail maximum par millimètre carré est donc :

$$R = \frac{26.272}{8.066} = 3,25 \text{ kilogrammes.}$$

Le cylindre est fixé à l'ossature métallique de la tour, par une pièce d'acier coulé de 28 500 millimètres carrés de section, le travail de cette pièce par millimètre carré est donc au maximum de :

$$R = \frac{26.272}{28.500} = 0,68 \text{ kilogrammes.}$$

La virole supérieure est reliée à cette pièce au moyen de 22 rivets de 20 millimètres en fer de Suède, la section de ces rivets étant de 6908 millimètres carrés, le travail par millimètre carré est de :

$$R = \frac{26.272}{6.908} = 3,80 \text{ kilogrammes.}$$

Les essais effectués sur un grand nombre de tôles, ont donné par millimètre carré, une résistance comprise entre 50 et 53 kilogrammes avec un allongement moyen de 9 %.

La pression sur le fond du cylindre est au maximum de 16 atmosphères et à la partie supérieure de 8 atmosphères seulement. Les cylindres ont été éprouvés à une pression de 30 atmosphères.

Pistons. — Les pistons ont un diamètre extérieur de 0^m,34 et une longueur de 81 mètres.

Chacun d'eux pèse 8,5 tonnes environ et est constitué à la partie supérieure par 13 tronçons d'acier de 5^m,33 de longueur, vissés bout à bout et formés d'une tôle indentique à celle qui a servi pour les cylindres.

La partie inférieure est formée de quatre tronçons de fonte, calculés de manière que le poids total du piston atteigne 8500 kilogrammes, poids nécessaire pour assurer la descente, comme nous le verrons plus loin.

Dans les parties filetées la tôle des tronçons a une épaisseur minimum de 7 millimètres, la surface horizontale est donc de 7 850 millimètres carrés, si on suppose le piston suspendu par sa tête, la plus grande fatigue du métal par millimètre carré, sera de :

$$R = \frac{8.500}{7.850} = 1,08 \text{ kilogrammes.}$$

Chaque piston se termine par une fourchette, donnant passage aux extrémités d'un palonnier en tôles et cornières.

Ce palonnier est articulé au centre de la cabine, qu'il supporte ; au moyen d'un boulon en fer forgé de 105 millimètres de diamètre.

Le piston est fixé à la pièce en acier coulé formant fourchette au moyen de 20 rivets en acier de 18 millimètres de diamètre, le travail de ces rivets par millimètre carré est :

$$R = \frac{8.500}{5.090} = 1,67 \text{ kilogrammes.}$$

Cabines. — Les deux cabines identiques, (fig. 1, pl. 67-68) sont entièrement métalliques, elles pèsent chacune 6 000 kilogrammes environ, leur hauteur est de 2^m,20 et leur surface de 14 mètres carrés, elles peuvent contenir chacune environ 63 personnes.

Elles sont constituées par des tôles pleines jusqu'à 1^m,10 au-dessus du plancher, le reste de la hauteur est à claire voie et muni de glaces et d'un grillage.

La fatigue du métal ne dépasse en aucun point 5 kilogrammes par millimètre carré, les essais faits sur plusieurs cornières et fers plats, dont sont constituées les cabines ont donné une résistance variant de 35 à 40 kilogrammes par millimètre carré, avec un allongement de 7 %.

Chaque cabine est supportée en 3 points, une attache centrale sur le palonnier (placé à la partie inférieure de la première cabine et à la partie supérieure, pour la cabine contrepoids) et deux attaches fixes latérales. Ces attaches sont prises pour la première cabine à une poutre du plafond et pour la cabine contrepoids à une poutre du plancher.

Câbles et poulies de renvoi. — Les deux cabines sont reliées entre elles par 4 câbles passant, à la partie supérieure de la tour, au-dessus de la 3^e plateforme, sur six poulies de renvoi (Fig. 2, pl. 67-68). Les deux câbles ayant chacun une de leurs extrémités attachée au palonnier de l'une des deux cabines, ont leurs autres extrémités attachées à la poutre fixe de l'autre cabine.

On compresse ainsi dans une certaine mesure, les variations qui peuvent se produire dans la marche des deux pistons, et les différences d'allongement des câbles.

Comme la cabine contrepoids se déplace seulement entre la deuxième plate-forme et le plancher intermédiaire, une moitié seulement de la longueur des câbles passe sur les poulies de renvoi, et cette moitié sert en même temps à équilibrer le déplacement d'eau des pistons.

Les pistons ayant une section totale de

$$2 \times \frac{\pi \times 0,34^2}{4} = 0^m,16$$

le poids d'eau déplacé pour une ascension de 1 mètre sera de 160 kilogrammes ; l'ensemble des câbles devra donc peser 80 kilogrammes par mètre courant.

Chaque câble dans cette partie a une largeur de 0^m,20 et une épaisseur de 0^m,032, il est formé de 8 aussières, de 4 grelins, de 4 torons, de 19 fils en acier doux, de un millimètre de diamètre. La section totale du fil est donc pour chaque câble de 1909 millimètres carrés.

Le cas le plus défavorable est évidemment celui où la cabane contrepoids est à la deuxième plate-forme, complètement chargée de voyageurs. Le poids total supporté par la partie supérieure des câbles, est composé du poids de la cabine, soit 6000 kilogrammes, du poids des voyageurs, soit :

$$63 \times 70 = 4.410 \text{ ou } 4.500 \text{ kilogrammes}$$

et du poids de 160^m,20 de câble, soit :

$$160,20 \times 80 = 12.816 \text{ ou } 13.000 \text{ kilogrammes}$$

soit en tout :

$$P = 6.000 + 4.500 + 13.000 = 23.500 \text{ kilogrammes.}$$

La résistance à la rupture pour chacun des câbles a été trouvée de 130 000 kilogrammes, on voit donc que l'on est dans de bonnes conditions de sécurité. La portion de chaque câble, qui ne s'enroule pas sur les poulies a une section de 0^m,20 de largeur sur 0^m,016 d'épaisseur, et est formée de 12 aussières, de 4 torons de 11 fils d'acier doux n° 10, leur poids est de 17 kilogrammes par mètre courant.

Les câbles sont fixés aux palonniers et aux poutres fixes, au moyen de chapes en fer forgé qui travaillent au maximum à 1^k,9 par millimètre carré (en supposant bien entendu que sur les 4 câbles, deux seulement travaillent).

Les câbles sont reliés aux chapes au moyen de 64 rivets en fer doux du Berry de 10 millimètres de diamètre, dont le travail au cisaillement n'est que de 1^k,19 par millimètre carré.

Fonctionnement et manœuvre. — Les deux cylindres sont alimentés par le même distributeur, afin que les admissions soient égales.

L'eau sous pression provient d'un réservoir placé à la partie supérieure de la tour, qui a une capacité d'environ 20 000 litres et qui est alimenté par des pompes placées au pied de la tour, chaque ascension exige

$$160 \times 80 = 12\ 802 \text{ litres.}$$

L'eau d'échappement se rend dans un réservoir placé sur la plate-forme intermédiaire, et de là retourne aux pompes de sorte que celles-ci n'ont en somme à refouler l'eau, qu'à une hauteur de 80 mètres au maximum.

Le distributeur à piston est placé à la plate-forme intermédiaire, et est commandé par un câble à deux brins, régnant sur toute la hauteur de la course de la première cabine et qui au moyen de pinces spéciales avec coussinets en bronze, peut être commandé de l'intérieur de cette cabine.

Afin d'éviter les coups de bélier, par un système de roues dentées et de pignons, M. Edoux a augmenté considérablement la course à faire parcourir au câble, pour obtenir l'ouverture complète du distributeur, de sorte que l'ouverture de celui-ci se fait insensiblement.

Au moyen de butées fixées sur les deux brins du câble de commande du distributeur, l'arrêt complet des cabines est obtenu automatiquement aux fins de course.

La vitesse d'ascension est d'environ $0^m,80$ par seconde; il faut environ une minute pour faire changer les voyageurs de cabine à la plate-forme intermédiaire.

L'ascenseur peut exécuter environ 8 ascensions complètes à l'heure, c'est-à-dire transporter de la 2^e à la 3^e plate-forme, et vice versa, environ

$$65 \times 8 = 504 \text{ voyageurs à l'heure.}$$

Frein. — D'après les résultats des calculs de résistance et des expériences données plus haut, on voit que la sécurité est considérable.

Cependant, l'on a prévu le cas de la rupture des câbles, ce qui amènerait la chute de la cabine contrepoids. Dans ce cas, dès que la vitesse de chute dépasserait d'une certaine quantité la vitesse normale ($0^m,80$ par seconde) la cabine se trouverait arrêtée et suspendue aux colonnes de guidage par l'entrée en action de freins hélicoïdaux ou freins Backmann.

Chacune des colonnes de guidage porte à la partie interne sur toute la longueur de la course une saillie hélicoïdale à pas allongé.

À la partie inférieure, la cabine porte à chacun de ses angles (fig. 3, pl. 67-68) un arbre vertical concentrique à la colonne de guidage correspondante. Sur cet arbre est monté fou une sorte de fuseau qui porte sur sa partie extérieure une spire de même pas que celle des colonnes de guidage.

Quand la cabine descend à sa vitesse normale, le fuseau se déplace en tournant comme une vis dans un écrou, et il repose même sur la partie inférieure de la colonne.

Si par suite d'une rupture des câbles d'attache, le mouvement de descente de la cabine, s'accélère, le fuseau ne peut bientôt plus suivre, et sa partie supérieure qui est tournée en tronc de cône, vient en contact avec une pièce présentant la contrepartie de ce tronc de cône, qui est fixée à la partie supérieure de l'arbre.

Il se produit alors entre les deux troncs de cône un frottement énergique, qui empêche bientôt le fuseau de continuer son mouvement de rotation, de sorte qu'en fin de compte, la cabine reste suspendue aux colonnes de guidage.

Equilibre et mouvement du système. Rendement. — L'eau sous pression, comme nous l'avons vu, provient d'un réservoir placé à la partie supérieure de la tour, dans lequel le niveau de l'eau est au minimum à la cote 305^m,13.

L'eau d'échappement se rend dans un réservoir placé à la plate-forme intermédiaire, le niveau de l'eau dans ce réservoir étant au maximum à la cote 233^m,63.

La pression minimum de l'eau est donc de :

$$305,13 - 233,63 = 71^m,50.$$

Dans le cas de mouvement la perte de charge est d'après les calculs, de 6^m,575 de sorte que la pression de l'eau est de :

$$71,50 - 6,575 = 64^m,925.$$

Désignons par :

C Le poids de l'une des cabines. C = 6000 kilogrammes.

V₁ Le poids des voyageurs placés dans la première cabine.

V₂ Celui des voyageurs placés dans la cabine contrepoids.

V₁ et V₂ peuvent varier de 0 à 4000 kilogrammes.

P Le poids des pistons.

$$P = 17\ 000 \text{ kilogrammes.}$$

P₁ Le poids de la portion des câbles, qui ne s'enroule pas sur les poulies.

$$P_1 = 80,20 \times 4 \times 17 = 5\ 453,6 \text{ kilogrammes.}$$

p Le poids par mètre courant de la portion des câbles s'enroulant sur les poulies.

$$p = 80 \text{ kilogrammes.}$$

S La section des pistons en centimètres carrés.

$$S = 1\ 600 \text{ centimètres carrés.}$$

H' La pression de l'eau en mètres. Dans le cas de mouvement

$$H' = 64,925 \text{ mètres.}$$

Pour le cas d'ascension de la première cabine (fig. 1) :

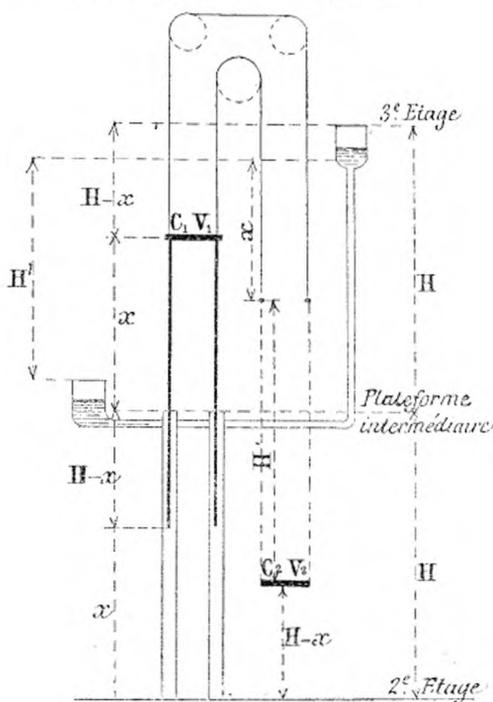


FIG. 1

La force ascensionnelle est :

$$\frac{S(H' + H - x)}{10} + px + P_1 + C_2 + V_2$$

La force dirigée en sens contraire est :

$$P + C_1 + V_1 + p(H - x).$$

Pour qu'il y ait mouvement on doit avoir :

$$\frac{S(H' + H - x)}{10} + px + P_1 + C_2 + V_2 > P + C_1 + V_1 + p(H - x)$$

Ou puisque les deux cabines ont le même poids, c'est-à-dire $C_1 = C_2$.

$$\frac{S(H' + H - x)}{10} + px + P_1 + V_2 > P + V_1 + p(H - x)$$

Le cas le plus défavorable est certainement celui, où l'ascenseur commençant sa course, la cabine C_1 sera chargée au maximum, et la cabine C_2 vide.

On aura alors :

$$x = 0. \quad V_2 = 0. \quad V_1 = 4.000.$$

On devra avoir :

$$\frac{S(H' + H)}{10} + P_1 > P + 4.000 + p H$$

ou bien :

$$\frac{1.600(64,925 + 80,20)}{10} + 5.453,6 > 17.000 + 4.000 + 80 \times 80,20$$

$$28.773,6 > 27.416.$$

On voit qu'il y aura un excès de poids de 1257,6 kilogrammes pour vaincre les résistances passives.

Dans le cas de la descente de la cabine C_1 , la force agissant dans le sens du mouvement sera :

$$P + C_1 + V_1 + p(H - x).$$

La force agissant en sens contraire sera :

$$C_2 + V_2 + P_1 + p x + \frac{S(H - x)}{10}$$

Pour qu'il y ait mouvement, on devra avoir :

$$P + C_1 + V_1 + p(H - x) > C_2 + V_2 + P_1 + p x + \frac{S(H - x)}{10}$$

ou bien, puisque $C_1 = C_2$:

$$P + V_1 + p(H - x) > V_2 + P_1 + p x + \frac{S(H - x)}{10}$$

Le cas le plus défavorable se présentera au commencement de la descente quand la cabine C_1 sera vide, et la cabine C_2 chargée au maximum; dans ce cas :

$$x = H. \quad V_1 = 0. \quad V_2 = 4.000 \text{ kilogrammes.}$$

On devra avoir :

$$P > V_2 + P_1 + p H.$$

en remplaçant les lettres par leur valeur :

$$17.000 > 4.000 + 5.453,6 + 80 \times 80,20.$$

$$17.000 > 15.869,60.$$

Il y a donc, dans le sens du mouvement un excédent de poids de 1131,40 kilogrammes pour vaincre les résistances passives.

La dépense d'eau pour une ascension est :

$$0,16 \times 80,20 = 12^{\text{m}^3},832 \text{ ou } 12,832 \text{ litres.}$$

La différence de niveau maximum entre les deux réservoirs étant de 80 mètres, l'eau dépensée pour une ascension représente :

$$12.832 \times 80 = 1.026.560 \text{ kilogrammètres.}$$

Le transport de 4 000 kilogrammes de voyageurs, à une hauteur de 160^m,40, représente un travail de 641 600 kilogrammes.

Le rendement de l'appareil varie donc de 0 (cas où il n'y aurait pas de voyageurs transportés) à $\frac{641\ 600}{102\ 6560} = 0,62$ ou 62 %.

Les Ascenseurs du système Otis et leur application

à la tour Eiffel

(Planches 67 à 70)

Trois ascenseurs de ce système figurent à l'Exposition : l'un du type ordinaire au bâtiment du Globe terrestre ; les deux autres à la Tour Eiffel sont d'un type spécial.

Nous étudierons d'abord les ascenseurs du type ordinaire, analogues à celui desservant le bâtiment du Globe terrestre, puis nous décrirons en détail les ascenseurs de la Tour, qui, par suite des conditions particulières imposées, diffèrent un peu de ce type, quoique le principe en soit le même.

Les ascenseurs ordinaires sont constitués de la façon suivante :

À l'extrémité de la tige du piston moteur, est fixée une poulie qui exerce, lorsque le piston descend, mû par de l'eau sous pression, introduite à l'extrémité supérieure du cylindre, une traction sur des câbles qui soulèvent la cabine. La descente est obtenue par l'excès du poids de la cabine sur celui du piston.

Le mouflage interposé entre le piston et la cabine fait que la course de cette dernière peut être double, triple, etc., de celle du piston.

Ordinairement, la course de la cabine, quand la hauteur du bâtiment à desservir n'est pas exagérée, est double de celle du piston. Le brin du moufle est constitué par quatre câbles en fil d'acier de 12 à 15 millimètres de diamètre.

Le dormant est solidement amarré à la partie supérieure de l'édifice, et les quatre câbles viennent passer sur une poulie à gorges, R (fig. 1) fixée à l'ex-

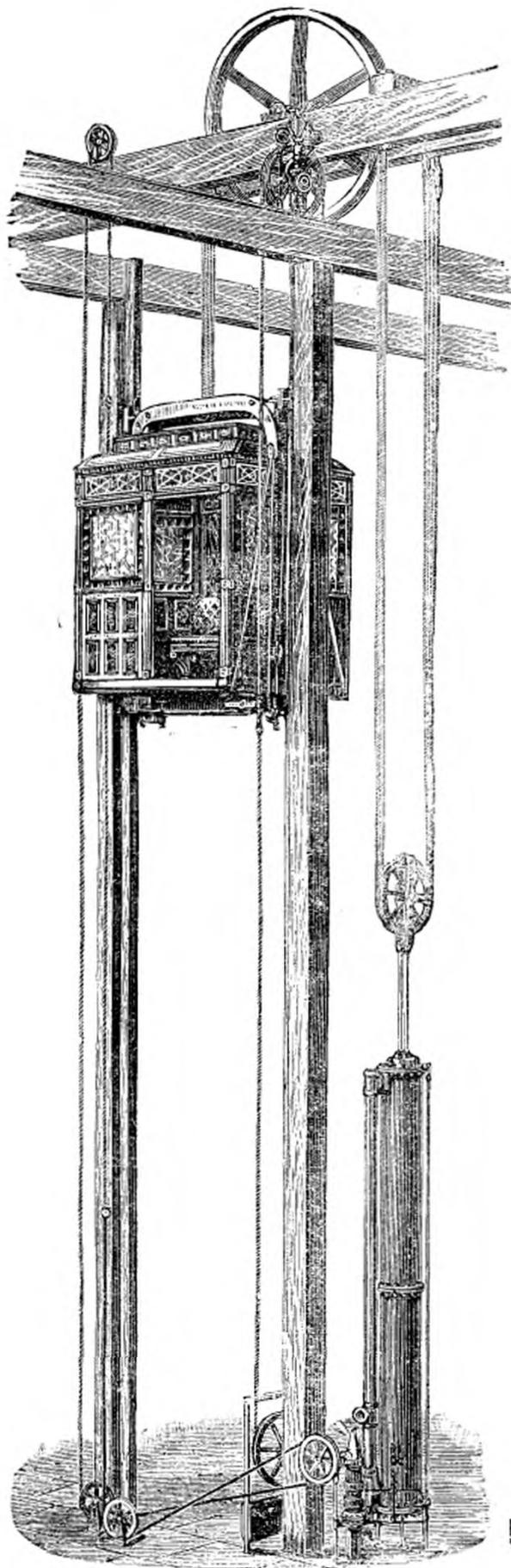


FIG. 1

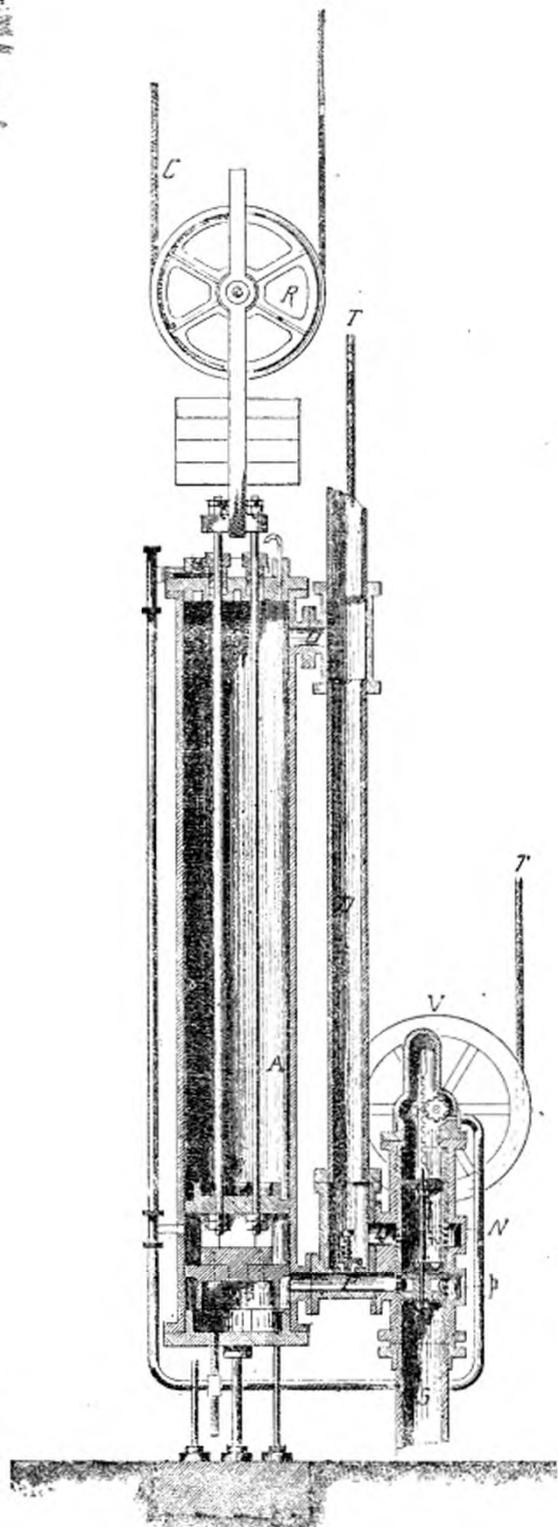


FIG. 2

trémité de la tige jumelée du piston moteur. Ils s'enroulent ensuite sur une poulie fixe P, placée à la partie supérieure de l'appareil, puis viennent se fixer à la cabine.

Nous allons décrire en détail chacune des parties de l'appareil :

Cylindre moteur et distribution (fig. 2, 3 et 4). — Le cylindre est ordinairement vertical; il communique constamment à la partie supérieure par une conduite O avec un tuyau D, dit « tuyau de circulation », qui est en relation permanente avec l'eau sous pression.

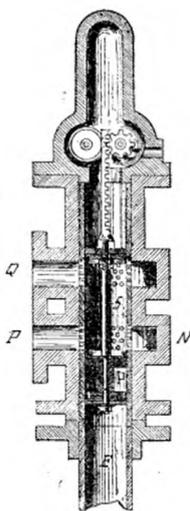


FIG. 3

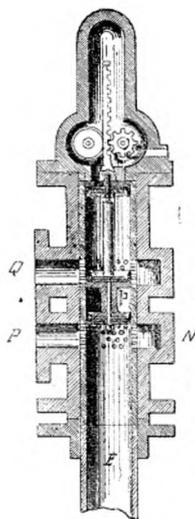


FIG. 4

La partie inférieure du cylindre communique par l'intermédiaire d'une conduite P avec un cylindre, dit « cylindre distributeur », dans lequel se meut un piston double p . La partie inférieure du cylindre distributeur est en communication permanente avec l'échappement. Suivant la position occupée par la position du cylindre distributeur (la partie supérieure du cylindre moteur étant toujours en communication avec l'eau en pression), il peut se produire les trois cas suivants :

1° Le piston p se trouve dans la position indiquée sur la figure 3. La partie inférieure du cylindre moteur communique alors avec l'échappement.

C'est le cas d'ascension de la cabine.

2° Le piston p occupe la position indiquée à la figure 4. Par l'intermédiaire des conduites P et Q, la partie inférieure du cylindre moteur communique avec l'eau en pression.

Dans ce cas, la cabine descend, entraînant le piston par son excédent de poids.

3° Le piston occupe la position de la figure 2.

Dans ce cas, l'eau ne peut s'échapper de la partie inférieure du cylindre moteur, et l'appareil reste immobile.

L'eau circulant lors de la descente de la cabine, dans le tuyau dit de circulation et la perte de charge étant proportionnelle au carré de la vitesse, on a ainsi une sorte de frein, qui empêche la vitesse de prendre une valeur exagérée.

A la descente, comme à la montée du reste, la vitesse peut être modérée et rendue aussi faible que l'on veut, en étranglant plus ou moins l'orifice de la conduite P, au moyen du piston distributeur p .

P. Les tiges du piston moteur travaillent à la montée et à la descente, uniquement à la traction, c'est-à-dire dans les conditions les plus avantageuses.

Commande de la distribution. — A la partie supérieure du piston distributeur p , est adaptée une crémaillère, sur laquelle agit un pignon, commandé par un volant V.

Sur ce volant V s'enroule un câble sans fin, qui vient passer en haut et en bas de l'appareil sur des poulies de renvoi g .

L'un des brins de ce câble passe à travers la cabine, de sorte que l'on peut, de l'intérieur de cette dernière, exercer sur ce brin, une traction dans un sens ou dans l'autre. C'est-à-dire que l'on peut, de la cabine, actionner l'ascenseur, puisque l'on peut faire prendre au piston distributeur la position que l'on veut.

Dans les appareils destinés au service des hôtels et des maisons particulières, la Société installe dans les cabines de ses ascenseurs, des boîtes de commande automatiques.

Un voyageur veut-il, par exemple, s'arrêter au deuxième étage, il n'a qu'à presser sur un bouton portant le numéro de cet étage. L'ascenseur se met alors en marche automatiquement et s'arrête au deuxième étage. Dès que l'arrêt est obtenu, les portes s'ouvrent automatiquement et l'ascenseur ne peut être remis en marche, par un autre voyageur, par exemple, qu'après fermeture des portes de la cabine; l'on voit qu'ainsi toute chance d'accident est évitée.

Cabine et appareils de sécurité. — Les quatre câbles après avoir passé sur la poulie de renvoi supérieur, viennent s'attacher à la cabine. Ils passent d'abord sur des galets placés à la partie supérieure de cette dernière (fig. 5 et 6) sont renvoyés, deux à droite et deux à gauche, et viennent s'attacher chacun à une sorte d'étrier T, en fer. Ces étriers traversent d'abord des poutres supportant le plancher de la cabine, puis une sorte de sabot I en fonte au-dessous duquel ils sont boulonnés.

Chacun des sabots I oscille autour de son point central et porte deux heur-

toirs formés par des vis V V'. La position de leurs extrémités peut donc être réglée à volonté.

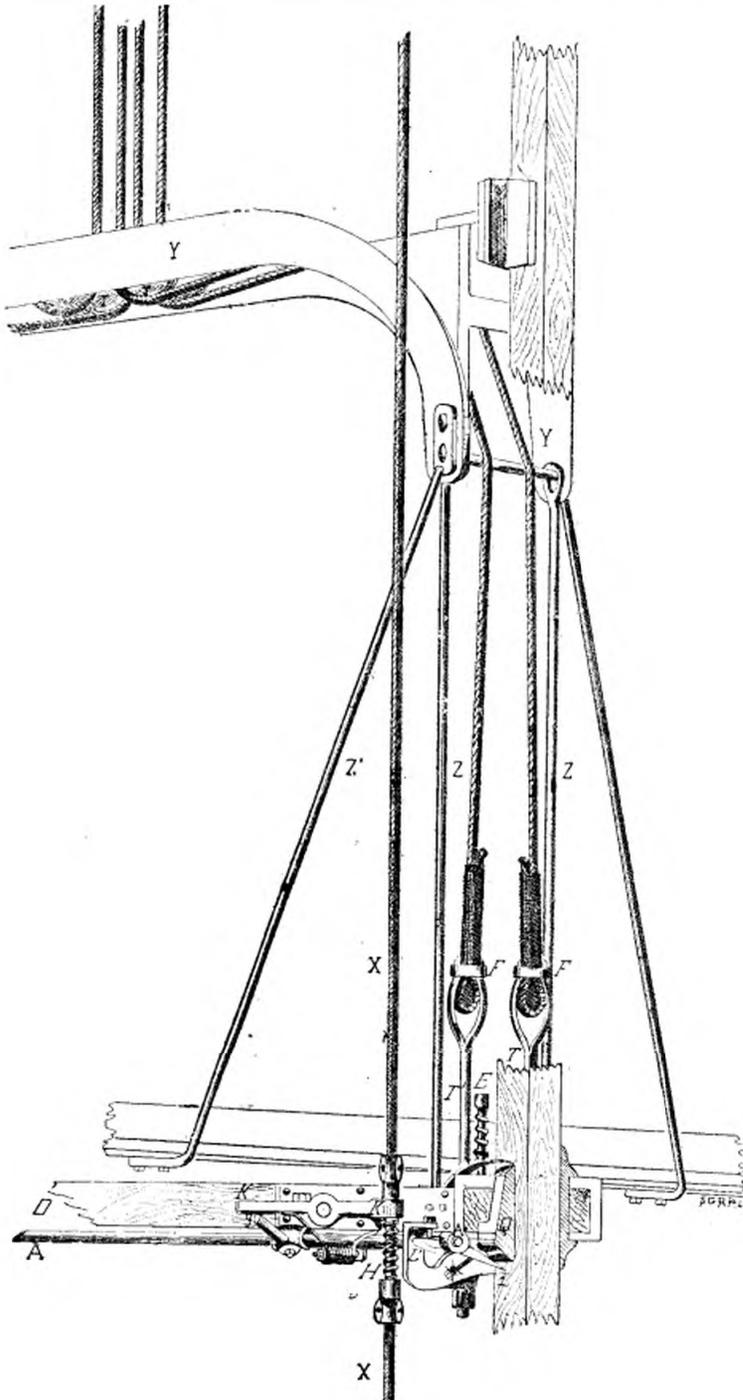


FIG. 5

Si par suite d'allongement exagéré ou de rupture, l'un des câbles n'exerce plus

de traction, le sabot I bascule autour de son pivot dans un sens ou dans l'autre, et à ce moment, l'un des deux heurtoirs vient frapper le levier L ou L'. Le levier L vient alors frapper contre un coin Q; ce dernier exerce une pression entre la cabine et le guidage, de sorte que l'arrêt se produit bientôt.

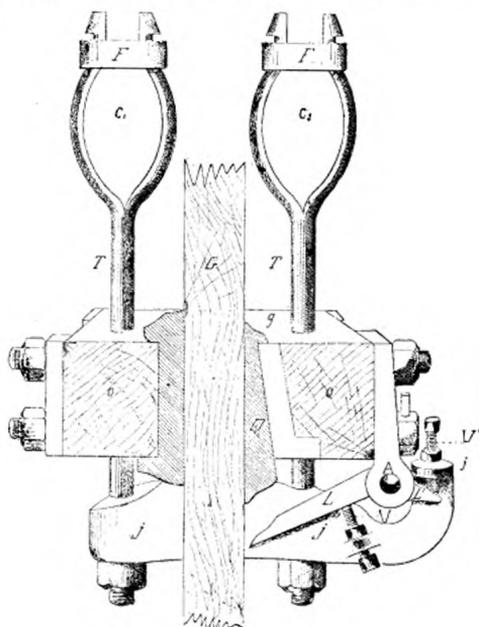


FIG. 6

Les deux leviers L et L' placés de part et d'autre de la cabine sont reliés par un arbre A, de sorte que les coins placés de chaque côté de cette cabine entrent simultanément en action.

De la forme même des coins il résulte que l'arrêt ne peut se produire qu'à la descente.

En cas d'arrêt de la cabine, par suite de la rupture de l'un des câbles, il est donc toujours possible de faire remonter cette dernière à la partie supérieure pour en faire sortir les voyageurs.

On a également prévu le cas de la rupture simultanée des quatre câbles, cas où les appareils décrits ci-dessus n'entreraient pas en action.

Un câble sans fin X (fig. 1 et 5) passe, au haut et au bas de l'appareil, sur une poulie de renvoi. L'un des brins de ce câble porte deux espèces de butoirs entre lesquels est maintenu l'extrémité d'un levier K articulé à la partie inférieure de la cabine, de sorte que le brin est entraîné par la cabine. Un ressort à boudin H, amortit le choc, quand le câble est arrêté, la cabine exécutant un mouvement de descente.

La poulie supérieure M (fig. 7) sur laquelle passe le câble sans fin X, commande par l'intermédiaire de cônes de friction un régulateur à boules.

Dès que par suite d'une vitesse exagérée de la cabine, qui se communique au câble et au régulateur, les boules de celui-ci s'écartent, le manchon par l'intermédiaire d'une tige B soulève un levier C.

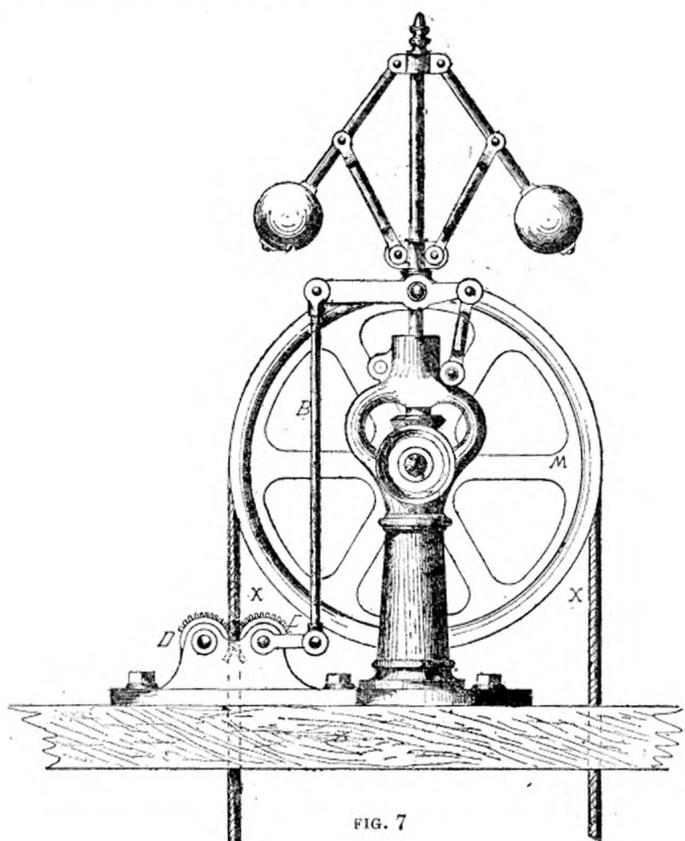


FIG. 7

Deux cames à griffes, l'une fixe D, l'autre reliée au levier C, sont placées de part et d'autre du câble sans fin. Dès que le levier C est soulevé, le câble est saisi entre les griffes et immobilisé.

La cabine, continuant sa descente, l'extrémité du levier K, du côté du câble vient appuyer sur le ressort H et se soulève. Son autre extrémité vient appuyer sur un doigt fixé à l'arbre A, de sorte que les leviers L viennent presser sur les coins et déterminer l'arrêt, comme nous l'avons vu précédemment.

Ordinairement, la vitesse de marche des ascenseurs Otis est de 1^m,70 à 2 mètres à la seconde ; dans le cas où ils desservent des maisons particulières, cette

vitesse est réduite à 0^m,70 à la seconde. Quand ils servent de monte-charges, la vitesse peut atteindre 2^m,50 et 3 mètres.

Un des grands avantages de ce système d'ascenseur est d'éviter le forage d'un puits, car on est maître, en proportionnant convenablement le mouflage, de donner au cylindre moteur une longueur aussi petite que l'on veut.

Un autre avantage important, déjà signalé, est que les tiges du piston travaillent toujours à la traction.

Équilibre de l'ascenseur. — La course de la cabine étant double de celle du piston :

Soient P le poids de la cabine et des voyageurs qu'elle peut contenir, p le poids du piston et de la poulie voyageuse, H la pression de l'eau évaluée en mètres (*), S la section du piston en centimètres carrés.

A la montée, pour un déplacement Δx du piston, le travail moteur est, si nous négligeons l'influence des câbles :

$$\left(\frac{SH}{10} + p\right) \Delta x$$

le travail résistant sera :

$$2 P. \Delta x + F. \Delta x.$$

$F\Delta x$ représentant les travaux de frottement.

On devra donc avoir :

$$\frac{SH}{10} + p > 2 P.$$

A la descente, le travail moteur sera :

$$2 p \Delta x.$$

Le travail résistant sera :

$$p \Delta x + F' \Delta x,$$

$F'\Delta x$ représentant les travaux de frottement.

On devra donc avoir :

$$2 P > p.$$

On pourra ainsi, étant donné la pression de l'eau, déterminer, d'après le poids de la cabine et des voyageurs qu'elle doit contenir, la section utile du piston moteur et le poids de ce dernier.

1. Tant que la longueur du piston, placé verticalement, ne dépasse pas 10 mètres, H est constant pour tous les points de la course.

Les ascenseurs Otis de la tour Eiffel, reposent sur les mêmes principes que ceux que nous venons de décrire, mais l'inclinaison du chemin parcouru par la cabine, la grande quantité de voyageurs à transporter, et la grande différence de course de la cabine et du piston, ont forcé de modifier l'ensemble ; on a dû ajouter un contrepoids équilibrant en partie le poids de la cabine, et employer des appareils de sécurité entièrement nouveaux.

Les deux ascenseurs Otis ont leur point de départ à la base de la tour et desservent chacun la première et la deuxième plate-forme. L'un est installé dans le pilier Nord, l'autre dans le pilier Sud.

À l'extrémité de la double tige du piston moteur, est fixé un chariot, se déplaçant le long d'une voie de roulement et portant six poulies à gorge (fig. 9, pl. 67-68) (1).

Le cylindre est maintenu par deux poutres de 40 mètres de longueur, inclinées de 61°,20' sur l'horizontale, qui portent également la voie sur laquelle circule le chariot des poulies mobiles.

À la partie supérieure de ces poutres, sont fixées les six poulies fixes, qui avec les poulies mobiles forment un palan mouflé à douze brins.

Chaque brin est formé de quatre câbles en fil d'acier, fixés à la partie supérieure des deux poutres maintenant le cylindre, par l'intermédiaire de palonniers assurant l'égalité de tension entre les brins.

Après avoir passé sur les douze poulies (six fixes et six mobiles) les quatre câbles formant le brin du moufle, s'élèvent jusqu'au dessus du deuxième étage, guidés par des poulies de renvoi, ils redescendent ensuite deux par deux, de chaque côté de la voie et viennent s'attacher de part et d'autre du truck supportant la cabine.

Comme l'effort à exercer sur le piston est douze fois plus considérable que le poids de la cabine, on a dû équilibrer en partie le poids de cette dernière, au moyen d'un contrepoids, formé par un châssis chargé de gueuses de fonte, se déplaçant sur un chemin de roulement incliné de 54°,35' sur l'horizontale.

Ce chariot contrepoids est relié à la cabine par deux câbles attachés comme les câbles principaux de part et d'autre du truck supportant la cabine, ces câbles passent ensuite sur des poulies de renvoi placées au-dessus de la deuxième plate-forme, et viennent ensuite se fixer de part et d'autre du chariot contrepoids, après avoir formé un palan mouflé à trois brins.

La course du piston moteur est de 10^m,70 ; celle de la cabine de 12 × 10,70 = 128^m,40 ; celle du chariot contrepoids de $\frac{128^m,4}{3} = 42^m,80$.

La voie de la cabine entre le sol et le premier étage est inclinée de 54°,35' sur

1. Les figures relatives aux ascenseurs Otis de la tour Eiffel sont extraites du compte-rendu d'une conférence de M. Ansaloni, faite à la Société des Ingénieurs-mécaniciens anglais, à Paris le 2 juillet 1889.

l'horizontale; cette inclinaison augmente progressivement entre le premier et le second étage, où elle atteint une valeur de $78^{\circ},9'$.

Nous allons étudier en détail chacune des parties principales de l'ascenseur.

Distribution et cylindre moteur (fig. 8, pl. 67-68). — Le distributeur comporte trois pistons montés sur la même tige; les deux placés à la partie inférieure, dont l'un P est double, l'autre S est creux, servent à la distribution proprement dite.

Suivant la position de ces pistons, la cabine est arrêtée (fig. 7, pl. 69-70); dans ce cas les deux extrémités du cylindre moteur sont fermées; la cabine exécute son ascension (fig. 9 pl. 69-70); dans ce cas, la partie supérieure du cylindre moteur communique avec l'eau sous pression et la partie inférieure avec l'échappement; dans le cas de descente de la cabine (fig. 8 pl. 69-70), les extrémités du cylindre moteur communiquent entre elles.

Les deux pistons distributeurs S et P ont un diamètre de $0^m,245$.

Comme leur manœuvre exige un effort de près de 4 000 kilogrammes on a dû les commander au moyen d'un servo-moteur V.

Un troisième piston M de $0^m,280$ de diamètre, est fixé sur la tige du distributeur. La partie supérieure du cylindre dans lequel se meut ce piston communique par un conduit avec le cylindre du servo-moteur, tandis que la partie inférieure est en relation avec le cylindre dans lequel se meuvent les deux pistons distributeurs. On voit que par suite de la différence de diamètre entre les pistons M et P, si la partie supérieure de M communique avec l'eau sous pression, l'ensemble des pistons descend. Le contraire a lieu lorsque la partie supérieure de M communique avec l'échappement.

La tige des pistons du servo-moteur est commandée par l'intermédiaire de divers leviers qui la rendent solidaire de la tige des pistons distributeurs. En plaçant le levier L dans l'une des trois positions indiquées sur les figures, le servo-moteur fait communiquer la partie supérieure du cylindre, dans lequel se meut le piston M, soit avec l'eau sous pression, soit avec l'échappement, ou bien il intercepte toute communication.

Les leviers rendant solidaires la tige du servo-moteur de celle des pistons distributeurs, sont agencés de telle sorte, que dès que les pistons distributeurs ont atteint la position voulue, le piston du servo-moteur obstrue l'orifice qui fait communiquer leur cylindre avec la partie supérieure du cylindre dans lequel se meut le piston M, de sorte que les pistons distributeurs conservent leur position tant que l'on ne déplace pas de nouveau le levier L.

Le levier L peut être actionné de la cabine; à cet effet, à son extrémité sont attachés deux câbles qui règnent sur toute la longueur du chemin parcouru par la cabine.

Une traction exercée sur l'un de ces câbles provoque l'ascension de la cabine, une traction sur l'autre en provoque la descente.

L'un des câbles vient passer sur une poulie A (fig. 11, pl. 67-68) montée folle sur un axe fixé à un châssis adapté à la partie inférieure de la cabine, puis sur une poulie B et ensuite sur une poulie C, montée folle sur le même axe que A. L'autre câble s'enroule de la même manière sur les poulies A' B' C' placées symétriquement.

En faisant varier la distance entre les poulies B et AC et respectivement B' et AC', on exerce une traction sur l'un ou l'autre des câbles. A cet effet, les poulies B et B' sont montées chacune sur un axe fixé à une crémaillère. Ces deux crémaillères se déplacent en sens inverse quand le conducteur de la cabine agit sur un volant à main W.

L'arrêt de la cabine est obtenu quand les deux poulies B et B' sont en face l'une de l'autre.

Le cylindre moteur a un diamètre intérieur de 0^m,965 et une longueur de 11 mètres, le tuyau a un diamètre de 0^m,225.

Le piston moteur est muni de deux tiges jumelées de 0^m,11 de diamètre qui, à la partie supérieure, sont reliées au chariot portant les 6 poulies mobiles (fig. 8, pl. 67-68).

Comme ces tiges, qui ont plus de 11 mètres de longueur, pourraient fléchir, on a installé pour les soutenir une sorte de chariot mobile.

Dans l'intérieur du cylindre on a adapté une moitié de piston U (fig. 10, pl. 67-68), traversé à frottement doux par les tiges jumelées, et à la partie extérieure une glissière B. La moitié de piston et la glissière sont reliées par une tige traversant le fond supérieur du cylindre moteur dans un presse-étoupes, et dont la longueur est à peu près moitié de celle des tiges jumelées.

Quand le piston moteur est au bas de sa course, la moitié de piston soutient les tiges jumelées en leur milieu; quand il est à la partie supérieure de sa course, c'est la glissière extérieure qui soutient les tiges jumelées en leur milieu.

En effet, dès que le piston arrive à la moitié de sa course, il pousse l'ensemble des deux glissières vers le haut; à la descente, au contraire, c'est le chariot des poulies mobiles qui, dès que le piston est arrivé au milieu de sa course, pousse l'ensemble des deux glissières vers le bas.

Le piston moteur porte sur chacune de ses faces des oreilles E, qui, à chaque fin de course, viennent intercepter les orifices correspondants du cylindre et provoquent l'arrêt automatique de l'ascenseur sans qu'il y ait choc.

Un petit robinet P, permet d'évacuer l'air qui aurait pu se loger dans le cylindre moteur. A cet effet, le piston moteur est creux et il porte à la partie supérieure un petit conduit muni d'un clapet A. Quand ce piston arrive à l'extrémité supérieure de sa course, un doigt N vient ouvrir le clapet A et l'air vient

se loger à la partie supérieure du cylindre, d'où il peut être évacué en ouvrant le robinet J.

Chariot des poulies mobiles, câbles moteurs, etc. — Les deux tiges du piston moteur, sont reliées à leur partie supérieure (fig. 9, pl. 67-68) au chariot portant les 6 poulies mobiles, par l'intermédiaire d'un palonnier, auquel elles sont fixées par des axes de 102 millimètres de diamètre.

Ce palonnier est relié lui-même au truck, portant les poulies par un axe de 134 millimètres de diamètre, maintenu entre des flasques rivées au truck.

Ce truck est supporté par quatre galets de 0^m,505 de diamètre moyen, se déplaçant le long de deux files de rails, fixées aux deux poutres de 40 mètres de longueur, supportant le piston.

Comme nous l'avons déjà dit, dans les ascenseurs du système Otis, les tiges du piston moteur travaillent toujours à la traction. Le plus grand effort a lieu pendant l'ascension de la cabine et dans ce cas, il peut atteindre pour chaque tige 42 365 kilogrammes. Le travail par millimètre carré est donc au maximum de :

$$R = \frac{42\,365}{9\,500} = 4 \text{ kg, } 45$$

Chaque brin du moufle est formé de 4 câbles en fils d'acier de 20 millimètres de diamètre, la section totale du métal est de 752 millimètres carrés.

Ces câbles subissent d'après les calculs de M. Contamin, des tensions qui, dans les diverses phases de la manœuvre à vide ou à pleine charge, varient de 1 173 à 10 488 kilogrammes.

Le travail par millimètre carré varie donc de

$$R = \frac{1\,173}{752} = 1 \text{ kg, } 50 \quad \text{à} \quad R = \frac{10\,488}{752} = 13,95 \text{ kilogrammes}$$

Dans les parties enroulées sur les poulies du dormant, qui ont 1^m,52 de diamètre, le travail par millimètre carré varie de 12,15 à 24,60 kilogrammes.

Cabines. — Chaque cabine peut contenir 40 voyageurs, et est divisée en deux étages. Comme l'inclinaison du plancher varie pendant la course de l'ascenseur, on a dû faire asseoir tous les voyageurs.

Chaque étage est desservi par un couloir; au commencement de l'exploitation, ces couloirs étaient formés de marchepieds oscillants, montés sur des balanciers manœuvrés au moyen d'un levier, par le conducteur de la cabine. En manœuvrant ce levier, on pouvait toujours placer chaque marchepied horizontal, de sorte que l'ensemble formait une sorte d'escalier à marches plus ou moins élevées.

Depuis lors on a renoncé à cette disposition, les couloirs et les planchers sont disposés de telle sorte, qu'ils sont sensiblement horizontaux, pour la position moyenne de la cabine, c'est-à-dire quand celle-ci est arrivée au premier étage de la tour.

La cabine est portée par quatre galets de 660 millimètres de diamètre moyen qui roulent sur deux files de rails.

De part et d'autre de la cabine, sont installés les trucks portant le frein, nous étudierons leur disposition à propos des appareils de sécurité et en même temps nous examinerons le mode d'attache des câbles.

Chaque cabine pèse environ 11 000 kilogrammes et peut contenir 3 000 kilogrammes de voyageurs.

Contrepoids de la cabine. --- Le contrepoids est formé d'un truck chargé de gueuses de fonte, porté par 6 roues de 500 millimètres de diamètre moyen, qui se meut sur une voie parallèle à la partie inférieure de la voie de la cabine, c'est-à-dire faisant avec l'horizontale un angle de 54°35.

Ce truck est relié à la cabine par l'intermédiaire de deux câbles de 32 millimètres de diamètre, composés chacun de 336 fils d'acier de 1 millimètre de diamètre, présentant par conséquent une section de métal de 263 millimètres carrés.

Ces deux câbles s'attachent de part et d'autre de la cabine, de la même manière que les câbles moteurs; ils passent à la partie supérieure sur des poulies de renvoi et forment un moufle à 3 brins.

Le mouflage est obtenu au moyen de deux poulies à double gorge, l'une fixée à l'extrémité supérieure du chemin de roulement et ayant un diamètre de 1^m,165 l'autre fixée au truck mobile et ayant un diamètre de 1^m,850.

Les deux câbles dont chaque brin est formé, viennent après avoir passé sur ces poulies s'attacher à un balancier oscillant autour d'un point fixe, à l'extrémité supérieure du truck contrepoids.

D'après les calculs de M. Contamin, si l'on fait abstraction des frottements, la plus forte tension (égale dans tous les brins) serait de 6 384 kilogrammes; les frottements augmentent cette tension de 403 kilogrammes, de sorte que la tension maximum atteint 6 827 kilogrammes.

De ces chiffres, M. Contamin déduit la plus grande fatigue par millimètre carré de section des câbles dans les parties non enroulées près du contrepoids.

$$R = \frac{6\,827}{526} = 13 \text{ kilogrammes}$$

Cette fatigue se trouve augmentée dans les parties enroulées de $E \cdot \frac{d}{2r}$, E représentant le coefficient d'élasticité de la matière, d , le diamètre des fils composant le câble et $2r$ le diamètre de la poulie sur laquelle ce câble s'enroule.

Sur la poulie fixe de 1^m,165 de diamètre, la fatigue totale par millimètre carré peut atteindre 28 kg, 28. Sur la poulie fixée au truck contrepoids, qui a 1^m,850 de diamètre, elle peut atteindre 22 kg., 75.

Les essais faits par M. Eiffel, donnent pour chacun des câbles, une charge de rupture moyenne de 31 500 kilogrammes, c'est-à-dire une résistance moyenne de 120 kilogrammes par millimètre carré de section.

Appareils de sécurité. — Dès que l'un des câbles se rompt ou subit seulement un allongement exagéré, des freins entrent en action, et arrêtent presque instantanément, soit la cabine, soit le chariot contrepoids; il en serait de même si la rupture simultanée de tous les câbles se produisait.

Le frein de sûreté de la cabine est constitué de la manière suivante :

De part et d'autre de cette dernière est attaché à la partie inférieure, en Z, un chariot porté à sa partie supérieure par un galet, fig. 10, pl. 9. Deux sabots S embrassent la tête du rail, de part et d'autre; en temps ordinaire, ils en sont écartés de 4 millimètres environ, mais quand ils sont actionnés par le mécanisme que nous allons décrire, ils viennent appuyer fortement contre la tête du rail et provoquent l'arrêt du chariot et par conséquent de la cabine.

Trois masses métalliques W sont portées par le chariot; celle placée à la partie supérieure est fixe, les deux autres sont fixées à des barres transversales pouvant coulisser dans une tige qui les relie toutes trois.

Entre la partie du sabot S, en regard de la cabine sont installés trois coins, celui placé à la partie inférieure est simple et est solidaire d'un levier V, articulé au chariot; les deux autres sont doubles et écartés du sabot au moyen de ressorts, ils sont placés chacun entre deux des masses métalliques W, qui présentent à la partie intérieure la contre-partie de ces coins. Comme nous le verrons plus loin, lorsque l'un des câbles attachés à la cabine (câbles moteurs ou câbles reliant la cabine au contrepoids) vient à se rompre, ou subit une tension exagérée ou bien encore quand tous les câbles se rompent simultanément, le levier V vient soulever le coin inférieur.

Celui-ci vient s'engager dans la masse métallique inférieure, qu'il soulève en même temps qu'il presse les sabots contre la tête du rail. Cette masse métallique soulève le deuxième coin et lui fait serrer le sabot; ce coin soulève à son tour la masse métallique intermédiaire, qui alors agit sur le coin supérieur pour le soulever, le faire serrer contre le sabot S, et le faire coincer dans la masse métallique supérieure.

Il y a donc serrage énergique des sabots contre la tête du rail, et en quelques instants le chariot et la cabine sont arrêtés.

Les six câbles (les quatre qui supportent la cabine et les deux qui relient la cabine au charriot contrepoids) viennent s'attacher deux à deux de chaque côté de la cabine par l'intermédiaire de tendeurs, à des flasques R (fig. 10, pl. 69-70).

Chacune de ces flasques est reliée à une barre fixée au truck de la cabine, par l'intermédiaire de deux forts goujons, et est munie de deux rainures dans lesquelles chacun de ces goujons peut coulisser.

Chaque flasque porte en son milieu, un goujon qui pénètre dans une cavité rectangulaire percée dans l'axe d'une tige mobile B (fig. 11 et 12, pl. 69-70).

Quand un des câbles vient à se rompre ou à subir un allongement exagéré, la flasque correspondante pivote autour du goujon fixe, placé du côté opposé à ce câble et le goujon qu'elle porte fait descendre d'une certaine quantité la tige B (fig. 12, pl. 69-70).

Trois paires de ressorts plats, analogues à ceux des wagons, sont placés au-dessus d'une poutre transversale M, qu'ils tendent à projeter vers le bas. Ils sont maintenus bandés par un levier C (fig. 4, pl. 69-70), appuyé sur le bras vertical d'un levier coudé A.

Quand la tige B est poussée vers le bas (comme nous venons de le voir) elle appuie sur le bras horizontal du levier A, ce qui fait basculer le bras vertical, qui laisse libre le levier C ; celui-ci vient alors se placer verticalement. Les ressorts se détendent alors et projettent la traverse M vers le bas.

Par l'intermédiaire des tiges O, la barre M fait basculer les leviers V de chacun des trucks de frein, ce qui a pour effet d'amener, ainsi que nous l'avons vu, le serrage énergique des freins, et l'arrêt presque instantané des chariots porte-freins et par conséquent de la cabine à laquelle ils sont reliés.

Pour parer au cas, peu probable cependant, de la rupture simultanée de tous les câbles, on a pris la disposition suivante : une tige Q (fig. 1, pl. 69-70), est maintenue abaissée par un levier T, butant contre un doigt D. Dès que le levier T échappe au doigt, le ressort P, en se débandant, projette la tige Q de bas en haut. Cette tige entraîne avec elle le point N qui, par un renvoi de leviers, fait abaisser le bras inférieur du levier A, de sorte que les ressorts sont rendus libres, et que les freins entrent en action, ainsi que nous l'avons expliqué ci-dessus.

Le déclenchement du levier T est obtenu de la manière suivante : (fig. 3 et 5, pl. 69-70) au galet K, du truck porte-frein, sont adaptés deux segments G, fixés chacun à une de ses extrémités par une goupille, autour de laquelle il peut pivoter.

Dès qu'à la descente, la vitesse de la cabine dépasse 3 mètres à la seconde, les extrémités des segments (qui forment en somme un régulateur à force centrifuge) s'écartent suffisamment de l'axe du galet, pour que les dents dont sont munies leurs parties extérieures, viennent frapper sur la partie supérieure d'un levier relié au doigt d'arrêt D, de sorte que le levier T se trouve déclenché.

Lorsqu'à la montée, la vitesse dépasse 3 mètres à la seconde, les dents placées à la partie extérieure des segments présentent leur dos, au levier fixé au doigt d'arrêt D, de sorte que le déclenchement ne se produit pas.

Une disposition, tout à fait analogue, a été adoptée pour le frein du chariot contrepoids.

Avant de mettre en service les ascenseurs Otis, on a essayé les freins.

A cet effet, on a attaché aux extrémités des secteurs, auxquels sont reliés les câbles, de grosses cordes de chanvre, et, par l'intermédiaire de treuils, on a soulevé de 4 à 5 mètres la cabine au-dessus de sa position initiale.

On a alors coupé simultanément les cordes, et la cabine a été ainsi subitement abandonnée à elle-même.

Elle a été arrêtée sur un petit parcours, les freins étant entrés presque instantanément en action.

Équilibre de l'ascenseur et rendement. — Il faut, qu'à la montée, l'action de l'eau sur le piston puisse soulever la cabine pleine de voyageurs.

Or, la composante du poids de celle-ci, parallèlement à la voie, est maximum à l'extrémité supérieure de la course, où le chemin de roulement est incliné de $78^{\circ}9'$ sur l'horizontale. La cabine pesant 11 tonnes, et les voyageurs au maximum 3 tonnes, la composante du poids suivant la voie est :

$$14000 \times \sin 78^{\circ}9' = 14000 \times 0,979 = 13706 \text{ kilogrammes.}$$

Il faut déduire la traction exercée par le chariot contrepoids, qui pèse 25 000 kilogrammes, et dont le chemin de roulement est incliné de $54^{\circ}35'$ sur l'horizontale. La composante du contrepoids suivant la voie est de :

$$25000 \times \sin 54^{\circ}35' = 25000 \times 0,815 = 20375 \text{ kilogrammes.}$$

Comme le câble est mouflé trois fois, le contrepoids fait théoriquement équilibre à $\frac{20\ 375}{3} = 6792$ kilogrammes de la cabine. Mais les frottements absorbent une partie du poids, de sorte qu'il ne faut guère compter que sur 6 000 kilogrammes environ.

Il faut donc exercer, pour entraîner la cabine et les voyageurs qu'elle contient, une traction de :

$$13706 - 6000 = 7706 \text{ kilogrammes}$$

Théoriquement, la traction à exercer par le cylindre, doit être douze fois plus forte, soit :

$$7706 \times 12 = 92472 \text{ kilogrammes}$$

Or, la traction résulte : 1° de la composante du poids du piston et du chariot des poulies suivant le chemin de roulement de ce dernier; 2° de l'action de l'eau sur le piston.

Le piston et le chariot pèsent environ 22 000 kilogrammes, et le chemin de roulement est incliné de $61^{\circ}20'$ sur l'horizontale; la composante est donc de :

$$22000 \times \sin 61^{\circ}20' = 22000 \times 0,877 = 19294 \text{ kilogrammes.}$$

La différence de niveau, entre le réservoir supérieur et le réservoir de décharge, est de 120 mètres; mais il faut, dans le cas de mouvement, déduire environ 10 mètres pour pertes de charge, de sorte que la pression effective est alors de 110 mètres. La surface utile du piston (déduction faite des surfaces des tiges), est de 7 123 centimètres carrés. L'action de l'eau représente donc :

$$11 \times 7123 = 78353 \text{ kilogrammes}$$

La traction exercée sera donc de :

$$19294 + 78353 = 97647 \text{ kilogrammes}$$

Il y a donc un excédent de :

$$97647 - 92472 = 5175 \text{ kilogrammes}$$

pour vaincre les résistances passives.

A la descente, au contraire, la cabine, même vide, doit pouvoir soulever le piston et le contrepoids.

Le chariot contrepoids exerce, comme nous l'avons vu, une traction de 6 792 kilogrammes sur la cabine.

Cette dernière pèse vide 11 000 kilogrammes, et la composante minimum suivant la voie est de :

$$11000 \times \sin 54^{\circ}35' = 11000 \times 0,815 = 8965 \text{ kilogrammes}$$

Il y aura donc une traction exercée par la cabine de :

$$8965 - 6792 = 2173 \text{ kilogrammes}$$

Pouvant théoriquement exercer une traction de :

$$2173 \times 12 = 26076 \text{ kilogrammes}$$

sur le piston.

Or, la composante du poids de celui-ci et du chariot de poulies est, suivant son chemin de roulement, de 19 294 kilogrammes.

Il y aura donc un excédent de :

$$26076 - 19294 = 6782 \text{ kilogrammes}$$

pour vaincre les résistances passives, frottements, pertes de charge dans le tuyau de circulation, etc.

La dépense d'eau pour une ascension est de :

$$0^{\text{m}^2},7123 \times 10,70 = 7,62 \text{ mètres cubes}$$

la pression de l'eau étant de 120 mètres, ce qui représente :

$$120 \times 7620 = 914400 \text{ kilogrammètres.}$$

Le poids des voyageurs transportés, variant de 0 à 3000 kilogrammes, et la hauteur à leur faire franchir, étant de 120 mètres, le travail utile varie de :

$$0 \text{ à } 120 \times 3000 = 360000 \text{ kilogrammètres.}$$

Le rendement varie donc de :

$$0 \text{ à } \frac{360000}{914000} = 0,39 \quad \text{soit } 39 \%$$

La vitesse de la cabine, suivant le chemin de roulement, est de 2^m,00 à la seconde.

L'ascenseur peut exécuter douze voyages à l'heure, quand il va directement du sol au deuxième étage, et sept à huit, quand il dessert en même temps le premier étage de la tour.

Installation des pompes pour le service des ascenseurs de la tour Eiffel.

(Planches 73-74)

Les pompes destinées à élever l'eau nécessaire pour le service de tous les ascenseurs de la tour, sont installées dans un local aménagé dans le pied du pilier sud (fig. 9, pl. 73-74).

Comme nous l'avons vu, les divers ascenseurs sont mûs par l'eau sous pression. Cette eau provient de réservoirs, qu'alimentent directement les pompes installées dans le pied de la tour.

Les ascenseurs Roux, Combaluzier et Lepape, ainsi que les ascenseurs Otis, sont desservis par deux réservoirs de 3 mètres de diamètre et de 7 mètres de

longueur, installés au deuxième étage de la tour, et reliés entre eux par un tuyau de 0^m,50 de diamètre. De ce tuyau partent les quatre conduites aboutissant à chacun des cylindres de ces ascenseurs.

L'eau est élevée dans ces réservoirs par deux pompes Girard à double effet actionnées chacune directement par un moteur à vapeur du système Wheelock.

Ces pompes ont été étudiées par M. Meunier et construites par M. de Quillacq d'Anzin.

Nous avons vu que chacun des ascenseurs Roux, Combaluzier et Lepape, dépense 8 746 mètres cubes d'eau par ascension.

Comme chacun de ces ascenseurs peut exécuter 11 voyages à l'heure, il faut que les pompes fournissent pour ces ascenseurs $2 \times 8\,746\,17\,492$ mètres cubes en 5 minutes 27 secondes, soit 3 20 mètres cubes par minute.

Un ascenseur Otis, dépense 7 62 mètres cubes d'eau par ascension, et comme chacun des deux peut exécuter 12 ascensions par heure (sans arrêt au premier étage) il faut que les pompes fournissent pour ces ascenseurs, $2 \times 7,63 = 15,24$ mètres cubes en 5 minutes, soit $3,20 + 3,05 = 6,25$ mètres cubes à la minute.

Les pistons des pompes ont un diamètre de 0^m,29 et une course de 1^m,06, chacune débite donc par tour $2 \times 1,06 \times \frac{\pi 0,29^2}{4} = 0,14$ mètre cube.

Une pompe devra donc au maximum marcher avec une vitesse de

$$\frac{6,25}{2 \times 0,14} = 22,32 \text{ tours à la minute.}$$

Lors des essais chacune des pompes a pu marcher avec une vitesse de 36,36 tours à la minute. Le plus ordinairement une seule des pompes est en service.

L'eau d'échappement des cylindres des quatre ascenseurs se rend par des conduites souterraines à un réservoir où les pompes la puisent pour la refouler à nouveau dans les réservoirs du deuxième étage.

L'ascenseur Edoux est desservi par un réservoir de 3 mètres de diamètre et de 4 mètres de hauteur installé à la troisième plate-forme.

Ce réservoir est alimenté par deux pompes Worthington, qui prennent l'eau au réservoir de décharge installé sur la plate-forme intermédiaire, de sorte qu'en somme elles n'ont qu'à la refouler à une hauteur de 80 mètres.

L'ascenseur dépense 12 802 mètres cubes d'eau par ascension et comme il peut au maximum exécuter 8 ascensions par heure, le débit des pompes doit donc être au maximum de 12 802 mètres cubes en 7 minutes 30 secondes soit 1 706 mètres cubes par minute.

Comme chacune des pompes peut élever 0,022 mètre cube d'eau à la seconde, en service normal, soit 1,32 mètre cube à la minute, on voit que le service est largement assuré.

Le local contient en outre deux dynamos de 60 volts et 600 ampères, pour

l'éclairage des restaurants des première et deuxième plate-formes, ainsi que du phare et des projecteurs Mangin.

Les moteurs actionnant les pompes et les dynamos sont alimentés par quatre chaudières tubulaires du système Collet, pouvant fournir chacune 1 500 kilogrammes de vapeur à l'heure, sous une pression de 10 kilogrammes.

Trois de ces chaudières suffisent pour assurer le service des moteurs, la quatrième restant en réserve.

MOTEUR ROTATIF

de MM. Taverdon

(Planches 73-74)

Nous n'avons pu, malheureusement, nous procurer aucun renseignement sur les détails de construction, le rendement et le fonctionnement de cet intéressant moteur, qui peut être actionné par un fluide sous pression, quelconque. Nous ne pouvons qu'en donner le principe et la description, d'après le mémoire déposé à l'appui de la demande de brevet.

Le moteur repose sur les principes suivants :

Un cylindre P (fig. 1, pl. 73-74) à section circulaire, de rayon AB, ayant un axe projeté en A, est muni de deux orifices R et S, servant l'un à l'admission, l'autre à l'échappement du fluide moteur.

Un disque M, de rayon CH plus petit que AB et ayant son axe projeté en C a une génératrice commune H avec le cylindre P.

Les droites projetées en A, C et H sont situées dans un plan placé symétriquement par rapport aux orifices S et R.

Sur le pourtour du disque M, en D est fixé un tourillon autour duquel peut tourner librement une sorte de vanne DBEG. Cette vanne s'emboîte à genouillère avec un tourillon Q, relié au centre A du cylindre P.

La partie extérieure BL est une surface cylindrique de centre A, elle reste donc dans la rotation du disque M constamment en contact avec la surface interne du cylindre P. La surface EG est également une surface cylindrique à section circulaire dont l'axe est D.

Si l'on fait tourner le disque M autour de son axe, la portion BE réunira la surface intérieure du cylindre P et la vanne oscillera autour de l'axe D; la longueur EI variera à chaque instant et deviendra maximum quand E coïncidera avec b, cette longueur sera alors égale à ab .

Si l'on imagine qu'un fluide, de l'eau sous pression, par exemple, pénètre par la tubulure S, on voit que la vanne F pourra servir de piston ou de point d'application de la force, tandis que l'arête ou génératrice de tangence H jouera le rôle de fond de cylindre, ou de point d'application de la résistance.

On voit immédiatement qu'un moteur constitué ainsi que nous venons de le décrire ne serait pas pratique. En effet, l'effort appliqué au piston varierait de 0 à un maximum et de ce maximum à 0, et en outre elle n'agirait que pendant la portion de course entre N et M; pendant tout le reste de la course il y aurait communication directe, entre l'admission et l'échappement.

En pratique donc, les moteurs doivent être munis de plusieurs vannes pistons.

Les fig. 2 et 4, de la pl. 73-74, représentent la coupe transversale et la coupe longitudinale d'un moteur à trois vannes, qui, d'après MM. Taverdon, donne de bons résultats industriels.

Le disque M est mobile et entraîne avec lui l'arbre C, les rayons AO auxquels sont fixées en Q, par l'intermédiaire des genouillères, les vannes pistons, tournent autour d'un axe fixe A.

Le fluide, eau, vapeur ou air comprimé, agit sur chaque vanne pendant qu'elle parcourt le chemin entre U et V.

Dès que l'arête G d'une vanne a dépassé le point V, l'échappement commence. La puissance qui agit sur le moteur est suffisamment uniforme, car la distance des cylindres M et P ne varie pas beaucoup entre les points U et V.

Les efforts moteurs qui s'exercent sur les faces EG des vannes sont reportés sur les talons, c'est donc entre ces talons et leurs axes d'une part, et ces talons et leurs logements dans le disque M, d'autre part, qu'il peut se produire des jeux. Il pourra donc y avoir un léger recul de ces talons, recul qui sera bientôt rattrapé par l'action des garnitures élastiques G.

L'étanchéité entre les vannes et la surface interne du cylindre P est assurée à la fois, par l'élasticité des garnitures, la pression du fluide moteur et l'action de la force centrifuge.

Un dispositif spécial permet le rattrapage du jeu qui pourrait se produire sur les flancs des vannes.

Le cylindre R, qui ferme le couvercle du cylindre fixe P est maintenu par une sorte de bouchon formant écrou.

A la surface de ce bouchon sont adaptées des saillies au nombre de 200 également réparties; un cliquet de retenue x , peut pénétrer entre deux saillies consécutives et fixer aussi le bouchon.

Si, par exemple, le pas de l'écrou est de 2 millimètres, on voit qu'en faisant avancer le cliquet d'une saillie, le bouchon R pénétrera de $\frac{1}{200} = \frac{1}{100}$ demillimètres. On pourra donc ainsi rattraper un jeu latéral.

Un réservoir R contenant de l'huile est en communication avec une cavité

creusée dans l'arbre fixe A ; le lubrifiant arrive donc au tourillon intérieur du moteur et il est projeté par l'effet de la force centrifuge contre les vannes, il passe ensuite à l'échappement et peut être recueilli. L'arbre moteur est pourvu de collets de butée *ddd*, pris dans des coquilles coussinets, qui de leur côté peuvent tourner librement dans un réservoir à graisse R.

Si le moindre échauffement se produisait entre l'arbre et les coquilles, celles-ci tourneraient avec lui jusqu'à ce que la lubrification soit rétablie.

Nous avons vu, ci-dessus, que le point d'appui de la résistance (c'est-à-dire le fond du cylindre) se trouvait en H, projection des génératrices tangentes des cylindres P et M.

On peut, au lieu de cela, en retrécissant les orifices d'entrée et de sortie, comme l'indiquent sur la figure 2 des planches 72-73, les lignes *y* et *z*, faire servir alternativement les vannes comme pistons moteurs et comme obturateurs.

Il faut remarquer que dans le cas où la vanne sert d'obturateur, elle reçoit et transmet à l'axe A une pression qui pourrait devenir nuisible si elle n'était pas complètement contrebalancée par l'effet de la force centrifuge.

Nous avons vu que la partie UV du cylindre est seule utile ; on peut donc donner à l'enveloppe du cylindre la forme indiquée sur la fig. 3, pl. 73-74.

Cette forme est spécialement favorable à un moteur hydraulique, pouvant fonctionner à faible vitesse. La largeur des orifices d'admission et d'échappement et la distance entre le disque porte-vannes M et la paroi intérieure UV du cylindre, font que des corps étrangers en suspension dans l'eau ne pourraient occasionner de troubles dans le fonctionnement.

La paroi UV pourrait être rapportée comme il est indiqué sur le dessin, ce qui faciliterait le montage et les réparations et simplifierait la construction.

Le fluide moteur, en même temps qu'il agit sur les vannes exerce une pression sur le disque M. Dans les petits moteurs, cette action ne peut que contribuer à produire un meilleur contact, suivant la génératrice de tangence H, c'est-à-dire à amener l'étanchéité.

Quand il s'agit de moteurs puissants, cette action peut devenir trop forte et avoir pour effet de produire en H un frottement exagéré et ensuite de soumettre l'arbre à des efforts de flexion nuisibles.

Pour parer à cet inconvénient, on peut monter plusieurs disques porte-vannes sur un même arbre en ayant soin de diriger les résultantes dues à la pression de l'eau sur les faces libres des disques M, de manière qu'elles se fassent équilibre (fig. 5, pl. 73-74).

Toutefois lorsqu'on veut s'en tenir à un seul cylindre, on peut atténuer fortement la pression nuisible dont il est question en donnant au disque porte-vannes M (fig. 6, pl. 73-74) une section en double T et en perçant dans les couronnes annulaires ainsi fermées, des conduits de faible diamètre *c*, *e*, par lesquelles le fluide sous pression peut pénétrer et exercer entre les faces inté-

rieures KK, une contre-pression, annulant en partie la poussée produite à l'extérieur du disque.

Il faut naturellement dans ce cas, que des obturateurs *ll* convenablement disposés soient placés entre le couvercle K et les surfaces intérieures du disque M, afin d'empêcher l'eau sous pression de venir agir derrière les vannes.

Le système de moteur décrit peut donner lieu à toute une série de modifications en ce qui concerne la façon dont on voudra ordonner les mouvements relatifs des divers organes.

Dans le moteur à trois vannes décrit, l'arbre A est fixe, le système rotatif des rayons AB tourne librement autour de lui, tandis que l'axe C, relié au disque porte-vannes M tourne avec ce dernier et sert d'arbre moteur.

Il est clair que rien ne s'opposerait à ce que le système des rayons AB fut calé sur l'arbre A (qu'on rendrait alors rectiligne), qui se trouverait alors entraîné par le mouvement dudit système rotatif et servirait de second arbre moteur parallèle au premier.

On conçoit aussi qu'il suffirait de placer le cylindre P sur des tourillons et de rendre fixe l'arbre C, pour que le cylindre P devienne mobile. On pourrait aussi les laisser libres tous deux et ils tourneraient tous deux en sens inverse l'un de l'autre.

La figure 8 des planches 73-74 montre une disposition dans laquelle l'entrée du fluide moteur a lieu par l'arbre creux A et un conduit *a'* et l'arbre creux C qui aboutit à une cavité annulaire ménagée dans le couvercle K en communication avec l'extérieur.

Si dans ces conditions l'arbre A peut tourner dans des coussinets tandis que le disque M peut tourner autour de l'axe C relié à l'arbre A par une manivelle *p*, le fluide fera rouler le disque M à l'intérieur du cylindre P et l'axe C décrira une circonférence de rayon AC autour de l'arbre A qui sera entraîné par la manivelle *p* et deviendra ainsi l'arbre moteur.

On peut aussi faire fonctionner le moteur avec détente; on peut par exemple admettre le fluide par l'intérieur des rayons AB (fig. 7, pl. 73-74) qui sont alors creux et disposer les lumières dans la genouillère O.

Enfin, on peut obtenir un réglage automatique de la marche du moteur en rendant l'admission du fluide variable suivant les efforts à vaincre.

Une disposition qui conviendrait bien pour cela, consisterait à réunir deux tronçons de l'arbre moteur au moyen d'une barre dynamométrique enroulée en volute. Au repos, les orifices placés sur un manchon concentrique à l'arbre moteur seraient ouverts d'une quantité suffisante pour assurer la vitesse de régime du moteur sous sa charge normale. Si la résistance sur l'arbre moteur vient à augmenter, la lame dynamométrique se serre et entraîne le tiroir circulaire ou manchon, ce qui aura pour effet d'augmenter la surface des orifices d'admission. Si au contraire l'effort à produire diminue, les orifices se trouveront rétrécis d'une quantité correspondante.

MOTEUR HYDRAULIQUE

(Système Barr)

(Planches 71-72)

La maison Glenfield de Kilmarnock a exposé dans la section anglaise, un moteur hydraulique à cylindres oscillants du système Barr.

Les deux cylindres attaquent par deux manivelles faisant entre elles un angle de 90° qui est porté par des paliers venus de fonte avec le bâti.

Avec le bâti sont également venues de fonte la tubulure d'admission A et la tubulure d'échappement L (fig. 1 et 2, pl. 71-72).

Les cylindres oscillent autour de tourillons creux. Le tourillon de droite B, du cylindre vu en coupe, sert à l'admission, celui de gauche C à l'échappement.

Les tubulures de l'autre cylindre sont disposées symétriquement.

Chacun des cylindres porte du côté de l'admission une plaque de cuivre, plane, présentant trois orifices.

L'un de ces orifices F (fig. 2, pl. 71-72) communique avec la partie supérieure du cylindre, l'autre G avec la partie inférieure, l'orifice intermédiaire H communique par une conduite entourant la partie arrière du cylindre, avec le tourillon d'échappement C.

A l'extrémité de la conduite fixe B, autour de laquelle tourne le tourillon du cylindre, est adaptée une sorte de vanne en forme de D, formant tiroir fixe à coquille.

Quand le cylindre est vertical, les orifices F et G sont obturés par les bras KL et KM du tiroir fixe.

Quand le cylindre s'incline à droite ou à gauche, l'une des lumières F ou G, communique avec l'eau sous pression, en I, tandis que la lumière G communique par l'intermédiaire de la coquille, avec l'orifice d'évacuation H.

La partie frottante du tiroir est en bois, et la pression de l'eau l'applique contre la partie plane en bronze du cylindre.

Les tiges et les pistons sont en bronze, et ces derniers sont munis de deux cuirs emboutis.

La Compagnie Glenfield nous a communiqué le tableau ci-dessous donnant le résultat d'expériences faites sur un moteur hydraulique Barr, avec cylindres de 60 millimètres de diamètre.

PRESSION de l'eau motrice		NOMBRE de tours par minute	TEMPS passé à débité 55 gallons	GALLONS débités par minute	POIDS agissant du frein (livres)	Circonférence au point où le poids a été suspendu (pieds)	EAU dépeusée exprimée en pieds-livres	TRAVAIL obtenu en pieds-livres	FORCE en chevaux
en livres par pouce carré	en pieds								
70	162	92	1 ^m ,33	33,3	24	11,259	53.946	24.840	0,750
79	160	95	1,33	33,3	24	11,259	53.280	25 650	0,755

MOTEUR HYDRAULIQUE

Système Jaspar

(Planches 71-72)

Ce moteur est surtout employé dans les imprimeries pour actionner les presses d'imprimerie ; il se recommande par sa simplicité, sa solidité, le peu d'espace qu'il occupe et sa facilité de mise en marche.

La distribution a lieu par tiroirs cylindriques. Les deux pistons moteurs formés de deux cuirs emboutis, serrés entre des rondelles de bronze attaquent par l'intermédiaire de bielles deux manivelles calées à 90° l'une de l'autre, aux extrémités de l'arbre moteur, au milieu duquel est adapté le volant (fig. 3, 4, 5, pl. 71-72).

Deux excentriques calés sur l'arbre moteur, actionnent les deux pistons distributeurs.

L'ensemble du moteur repose sur un bâti en fonte, creux, formant réservoir, dans lequel l'eau provenant des petites fuites, s'écoule, de sorte que l'on peut entretenir la plus grande propreté autour de la machine.

La maison J. Jaspar de Liège, qui construit ce genre de moteur et qui en a exposé un modèle dans la section belge, nous communique les renseignements, condensés dans le tableau ci-dessous.

PRESSION de l'eau en mètres	FORCE en chevaux	ESPACE OCCUPÉ PAR LE MOTEUR			EAU dépensée par heure. Mètres cubes	DIAMÈTRE de la conduite en mètres
		Longueur	Largeur	Hauteur		
50	0,50	0,75	0,35	0,33	3	0,04
50	1	1,15	0,45	0,45	6	0,06
50	2	1,60	0,55	0,55	12	0,08

MOTEUR HYDRAULIQUE BAMFORD

(Planches 73-74)

Un moteur de ce système actionne la soufflerie de l'orgue exposé par MM. Caillé-Coll dans la Galerie de 30 mètres; il a été construit par MM. Watkins et Watson de Londres.

Les figures 6, 7, 8, 9 et 10 des planches 73 et 74 donnent les détails de ce moteur.

L'eau sous pression arrive par la conduite, sur laquelle est installé un réservoir d'air, elle se rend ensuite au cylindre distributeur dans lequel se meuvent quatre pistons solidaires p_1, p_2, p_3, p_4 . Du cylindre distributeur l'eau motrice se rend soit par la tubulure c , soit par la tubulure d , dans le cylindre moteur, pour actionner le piston P. Les deux tubulures c et d servent également à l'échappement qui se fait par la tubulure h (Fig. 8 et 9, pl. 71-72).

Dans la position indiquée par les dessins, le piston moteur commence sa course ascensionnelle; l'eau sous pression vient, en passant par la tubulure d , agir sous ce piston.

La partie supérieure du cylindre moteur communique par l'intermédiaire de la tubulure c avec l'évacuation en h . La tige du piston entraîne avec elle une tige t , sur laquelle sont fixés deux taquets b_1 et b_2 ; à une tige t_1 est relié par une de ses extrémités N, une sorte de balancier MN, portant à l'autre extrémité une masse M_1 . Ce balancier pivote autour de l'axe O (Fig. 7, pl. 71-72) et commande en ce point un robinet r , qui suivant la position qu'il occupe fait communiquer l'une des extrémités du cylindre distributeur avec l'eau sous pression et l'autre avec l'échappement par les petits conduits f, f, e et g ; ce qui a pour effet de faire monter ou descendre l'ensemble des 4 pistons p_1, p_2 , etc., et par conséquent de commander la distribution du cylindre moteur.

Dans la position indiquée sur les dessins, l'ensemble des quatre pistons occupe la position inférieure, car le robinet r commandé par le levier MN fait communiquer la partie supérieure du cylindre distributeur par l'intermédiaire des conduites i , e et f , avec l'eau sous pression et la partie inférieure de ce cylindre, par l'intermédiaire de conduite f_1 et g avec l'évacuation en h .

Lorsque le piston moteur est près d'atteindre l'extrémité supérieure de sa course, le taquet b_2 , placé sur la tige t , qu'il entraîne avec lui, vient buter contre le bras N du levier NM, qu'il fait basculer. Le robinet r tourne, de sorte que les conduites f et g ainsi que les conduites e et f_1 communiquent respectivement entre elles.

La partie inférieure du cylindre distributeur, communique alors avec l'eau sous pression et la partie supérieure avec l'échappement, de sorte que l'ensemble des quatre pistons remonte.

La distribution est alors renversée et le piston moteur exécute sa course de haut en bas.

Lorsque le piston est près d'arriver au bas de sa course, le taquet b_1 de la tige t vient frapper contre le taquet b_3 de la tige t_1 . Cette tige s'abaisse et fait basculer le levier MN, de sorte que celui-ci reprend, ainsi que le robinet r , et l'ensemble des quatre pistons, la position indiquée sur les dessins.

La mise en train et l'arrêt du moteur sont obtenus au moyen du robinet d'admission R.

Ce moteur peut aussi être mis en marche d'un point quelconque. Pour cela on installe près du moteur une valve de mise en marche A (Fig. 11, pl. 71-72) et au point d'où la commande doit avoir lieu un robinet à 3 voies B.

La conduite T₁ communique avec l'eau sous pression, la conduite V avec l'échappement, ou bien débouche à l'air libre et la conduite U avec un cylindre J, placé à la partie supérieure de la valve d'admission.

Dans la valve d'admission, l'eau sous pression arrive en D, et quand les soupapes E et F, sont ouvertes, elle se rend au moteur par la tubulure D.

Cette valve se compose de deux cylindres J et W de diamètres différents.

Dans le cylindre J, peut se mouvoir un piston H, relié à une tige K, portant une masse de plomb G et une soupape E. A la partie extérieure de cette tige est adaptée une rondelle X.

Le siège de la soupape E est lui-même mobile et ferme une soupape, F dont le siège est fermé par la partie inférieure du cylindre W.

Lorsque le cylindre J est en communication avec l'échappement, l'eau sous pression agissant sous le piston H, le soulève, par suite de la différence de diamètre de ce piston et de la soupape E, sur laquelle agit également l'eau sous pression.

La tige R est soulevée et l'eau sous pression peut pénétrer par les canaux Y en D.

Dès que la pression de l'eau en D est la même qu'en W, l'action de l'eau sur la soupape E cesse, le piston H enchaîne l'ensemble de la tige et du contrepoids de sorte que la rondelle X, enchaîne avec elle la soupape F, et que l'actionneur ou moteur a lieu en grand.

Quand le cylindre J communique avec l'eau sous pression, l'ensemble du piston H de la tige K et de la masse G et des soupapes redescend, de sorte que l'admission au moteur cesse.

On voit donc qu'en faisant communiquer, au moyen du robinet à trois voies, la conduite U avec la conduite V, le moteur se met en marche. L'arrêt est obtenu en mettant en communication les conduites U et T.

GARNITURE MÉTALLIQUE

pour piston hydraulique, système Delaloe

(Planches 73-74)

M. Delaloe a eu l'idée de remplacer, dans les pistons hydrauliques, les garnitures en cuir embouté, dites Bramah, par des garnitures métalliques, les plus ordinairement construites en cuivre rouge, quoique tout autre métal puisse servir.

La section est en U (fig. 16 et 17. Pl. 71-72) à branches légèrement évasées de manière que le bord circulaire frotte seul contre la paroi interne des cylindres, de sorte que le frottement est aussi réduit que possible.

Cette garniture est maintenue sur le piston de la même manière que les cuirs emboutis et elle peut se faire, soit au repoussé, soit à l'embouti; elle peut être aussi fondue.

M. Delaloe a appliqué cette garniture au piston de sa machine à essayer les métaux, dans le cylindre de laquelle la pression de l'eau atteint par moment 500 kilogrammes par centimètre carré et le résultat a été des plus satisfaisants.

On doit veiller à ce que le cylindre soit parfaitement alésé, afin que le liquide soit maintenu quand la pression n'est pas encore établie. Dès que le liquide est sous pression, il est maintenu, d'après les expériences de M. Delaloe, quand bien même le cylindre n'est pas alésé.

ROUES HYDRAULIQUES

de la Maison Brault, Teisset & Gillet

Cette maison a exposé, dans les galeries de l'Agriculture au quai d'Orsay, un type des roues à aubes plates, du système Sagebien, qu'elle a installées à Donzères (Drôme), à l'usine hydraulique élévatoire de Pont-Vincent, appartenant à la Société du canal de Pierrelatte.

Cette usine qui doit débiter 400 litres d'eau par seconde en l'élevant à 2 mètres en contre-haut du plan normal, ce qui correspond à l'arrosage de 400 hectares, comporte deux roues Sagebien du même type, l'une servant de moteur et fonctionnant avec une chute minimum de 0^m,750, qui peut atteindre 1^m,300.

Les dimensions des deux roues sont les suivantes :

	Roue motrice.	Roue élévatoire.
Diamètre extérieur.	5 ^m ,000	5 ^m ,000
Largeur.	3 ^m ,000	1 ^m ,850
Nombre d'aubages.	48	48
Hauteur des aubages.	1 ^m ,260	0 ^m ,900
Nombre de tours par minute.	3 ^t ,005	2 ^t ,067

La roue motrice a, en basses eaux, un plongement de 0^m,500 et en hautes eaux, de 1^m,200.

L'axe de la roue élévatoire, qui plonge dans les eaux d'amont est situé à 1^m,300 au-dessus de celui de la roue motrice.

La liaison a lieu au moyen d'une paire d'engrenages droits à denture fonte sur fonte, donnant le rapport voulu des vitesses.

Les conditions de marche et les rendements des deux roues sont les mêmes. Dans l'une comme dans l'autre, les causes de pertes sont, les chocs des aubes à la rencontre de l'eau à l'aval, les fuites au radier et aux bajoyers, et les frottements de l'arbre sur les tourillons.

L'eau provenant de la roue élévatoire est reçue dans une bêche en tôle, d'où elle s'écoule par un tuyau en fonte de 0^m,800 de diamètre qui peut débiter 400 litres à la seconde.

Cette installation qui fonctionne déjà depuis un certain temps a donné d'excellents résultats au point de vue du rendement.

Les roues sont construites avec beaucoup de soin, chacune des roues comporte 3 cercles, reliant les aubages. Les tourillons des arbres des roues sont montés sur des paliers à vérins, afin de faciliter le réglage du jeu dans le coursier et de le réduire à son minimum.

POMPES CENTRIFUGES

pour l'épuisement des formes de radoub du port de Dunkerque

(Planches 73-74)

La Compagnie de Fives-Lille a exposé dans la classe 52 au Palais des Machines, une des pompes destinées à l'épuisement des formes de radoub du port de Dunkerque.

Nous donnons ci-après, d'après une note fournie par la Compagnie de Fives-Lille, une description succincte de l'installation générale des machines destinées à cet épuisement.

Les formes de radoub du port de Dunkerque, au nombre de 4, sont groupées sur un flot, situé au nord de la ville, entre le bassin de Freycinet et l'avant-port. Ces formes sont de dimensions différentes; la plus petite a 87 mètres de longueur et 24^m,70 de largeur au sommet, la plus grande 186 mètres de longueur et 32^m,25 de largeur.

Cette dernière qui, d'après les conditions imposées, doit pouvoir être épuisée en 3 heures et demie, peut contenir un volume d'eau de 43947 mètres cubes, de la cote + 5^m,91, niveau moyen des hautes mers à celle de — 3^m,30, qui correspond au bord supérieur des rigoles du fond.

L'aqueduc qui met cette forme en relation avec les puisards des pompes a une longueur développée de 235 mètres.

Tout le matériel de cette installation, générateurs, machines de compression alimentant les appareils hydrauliques, machines d'épuisement et d'entretien, vannes, cabestans pour le service des formes, ainsi que la canalisation desservant les appareils, a fait l'objet d'un concours et a été exécuté par la Compagnie de Fives-Lille.

La plus grande partie de ces appareils est installée dans le bâtiment de la machinerie, aménagé sur l'îlot des formes.

Ce bâtiment comprend : trois salles principales; la salle des générateurs, celle des machines de compression et celle des machines d'épuisement.

Les 6 générateurs ont un total de 900 mètres carrés de surface de chauffe. Ils sont alimentés au moyen de deux machines adossées au mur qui sépare la salle des générateurs de celle des machines de compression, qui aspirent l'eau dans un bac en charge.

Les machines de compression sont constituées par deux groupes de pompes à double effet, actionnées directement par des machines à vapeur horizontales à deux cylindres compound.

Ces moteurs peuvent fonctionner soit à condensation, soit avec échappement

à l'air libre; pour cela les cylindres sont munis de tiroirs Meyer, qui permettent d'égaliser le travail pour les deux modes de fonctionnement.

Un tiroir placé en tête de la conduite de vapeur et commandé par l'accumulateur, rend ces machines automotrices.

Les machines d'épuisement sont installées dans une fosse, à 6^m,78 en contre-bas du sol de la salle, à laquelle on accède par un escalier tournant.

Il y a deux types de machines d'épuisement, les premières, au nombre de 4. fonctionnent les pompes centrifuges du modèle exposé et sont destinées à l'épuisement proprement dit.

Les deux autres de plus faibles dimensions actionnent des pompes verticales à double effet sont destinées à l'extraction de l'eau d'infiltration pendant le séjour des navires dans les formes, elles sont appelées pour cela machines d'entretien.

Seize puits de vannes débouchant dans la salle des machines d'épuisement, établissent la communication entre les formes et les puisards des pompes. Ces pompes sont manœuvrées au moyen de l'eau sous pression du sol de la salle.

Les machines d'épuisement sont verticales à deux cylindres compound. Leurs petits cylindres sont munis d'une distribution variable à la main, leurs grands d'un tiroir Trick.

Elles sont à condensation par mélange. L'eau de condensation étant puisée à la partie inférieure des pompes centrifuges qu'elles actionnent, arrive en charge sur le condenseur. Celui-ci a été pourvu d'une soupape flottante pour éviter l'immersion du grand cylindre.

Ces moteurs actionnent par des embrayes, les pompes centrifuges dont les arbres sont placés dans le prolongement des leurs.

Les turbines des pompes centrifuges ont 2^m,400 de diamètre extérieur et 1^m,200 à l'œilard; elles portent à cet endroit des garnitures étanches automotrices du système Banet, dont le but est d'assurer un rendement durable à peu près constant.

Ces pompes sont munies de soupapes à l'aspiration et de clapets de retenue au refoulement. La manœuvre des soupapes de prise d'eau, se fait de la fosse des machines et celle des clapets de retenue du sol de la salle d'épuisement.

La soupape de retenue est annulaire à double appui et formée de deux parties assemblées par des boulons. Cette soupape alésée sur toute sa hauteur, coulisse sur le tuyau d'aspiration qui lui sert de guide. Ce tuyau dont le diamètre intérieur est de 700 millimètres, a 920 millimètres, à l'endroit des orifices d'entrée; il est fermé à sa partie inférieure.

Les orifices d'entrée, au nombre de sept, ne sont séparés que par de simples membranes, reliant les deux extrémités du tuyau. Ces membranes sont amincies sur leurs bords extérieurs pour faciliter la division de la masse liquide à son entrée.

Les deux sièges de la soupape, fondus avec le tuyau sont munis de garnitures en caoutchouc, assurant le contact, et, par suite, une étanchéité parfaite.

La manœuvre de cette soupape, se fait à l'aide d'un volant et d'un engrenage conique dont une roue est calée sur un écrou fou, placé au sommet d'une colonne, fixée sur le diaphragme recouvrant le puisard. Cet écrou sert au rappel de la tige de soulèvement, dont l'extrémité inférieure est reliée à la soupape par l'intermédiaire de bielles et de balanciers dont les supports sont fondus avec le tuyau.

Le tuyau de refoulement porte à son extrémité, le siège en bronze du clapet de retenue; deux bielles relient le siège au clapet.

Deux étriers embrassant ces bielles, limitent le mouvement de ce dernier autour de son axe d'attache, lui laissant toutefois la mobilité suffisante pour qu'il ait un appui complet sur le siège. Une bielle et une tige guidée à ses deux extrémités, traversant un panneau scellé dans les maçonneries, relie le treuil à chaîne de Galle, fixé sur le sol de la salle d'épuisement, au clapet lui-même.

La puissance des machines et les dimensions des pompes ont été déterminées d'après la condition suivante du programme.

Les machines et pompes des quatre grands puisards concentrant leur travail sur l'épuisement de la plus grande des formes, seront capables de l'assécher en 3 heures 1/2, l'eau atteignant dans l'avant-pont et dans la forme, la cote + 5,91 (niveau moyen des hautes mers de vives eaux ordinaires); la forme ne contenant pas de bateau. L'assèchement sera considéré comme terminé, lorsque le niveau de l'eau sera descendu dans la forme à la cote 3,30.

Ces machines sont donc capables d'élever en 8 heures 1/2 un volume d'eau de 44 972 mètres cubes, dont 43 947 mètres cubes représentent la contenance de la forme, 440 le volume de la partie de l'aqueduc d'aspiration excédant la cote 3,30, et enfin 573, celui des infiltrations pendant l'épuisement.

Cette condition est remplie avec une introduction de vapeur d'environ 37 % au petit cylindre pendant toute la durée de l'opération, l'allure des machines variant de 102 tours à la minute au début à 120 tours vers la fin de l'opération.

Les différences de niveau, son approximativement au début (pertes de charge) 2^m,730.

A la fin de l'opération, différence de niveau et perte de charge, 7^m,630.

Le débit varie de 6 000 litres au début à 2 630 litres vers la fin de l'épuisement.

Les installations hydrauliques de la Gare Saint-Lazare

(Planches 75-78)

La Compagnie des chemins de fer de l'Onest a exposé au premier étage du Palais des Machines un plan en relief de la gare Saint-Lazare, montrant les diverses canalisations de l'eau sous pression et les appareils desservis.

La Compagnie de Fives-Lille qui avait été chargée de la construction des divers appareils, a exposé dans la classe 52, un cabestan hydraulique destiné à cette gare.

Machines motrices et pompes de compression. — Dans la salle des machines, placée dans la gare des marchandises des Batignolles, sont installées trois machines à vapeur compound de 50 chevaux. Chaque cylindre de ces machines, actionne directement deux pompes à simple effet. Les pistons plongeurs en bronze de ces pompes qui ont 70 millimètres de diamètre sont opposés l'un à l'autre et reliés par une traverse portant deux tiges en acier de 50 millimètres de diamètre, qui sont placées de part et d'autre des corps de pompes à une distance de 290 millimètres et se meuvent dans des glissières qui les guident. Ces deux tiges sont reliées à une seconde traverse fixée à latige du piston du cylindre à vapeur.

La course des pistons est de 600 millimètres.

Les corps de pompes sont en fonte, les soupapes d'aspiration et de refoulement, en bronze, ont un diamètre de 100 millimètres et une levée de 6 millimètres.

Le nombre de tours du moteur par minute, est de 50, et le débit par minute des 4 pompes actionnées par un même moteur est de 460 litres.

Deux des moteurs suffisent pour assurer en tout temps le service, le troisième est en réserve.

L'eau est refoulée par les pompes dans les conduites, sous une pression de 52 kilogrammes par mètre carré.

Deux accumulateurs sont placés dans une salle voisine de la salle des machines; quand leurs cylindres mobiles sont près d'arriver à la partie supérieure de leur course, ils ferment peu à peu une soupape placée sur la conduite de vapeur de chacun des moteurs, de sorte que l'admission de vapeur diminue et qu'elle cesse quand les accumulateurs sont à bout de course.

Ce mode de réglage, qui est peu économique au point de vue de la dépense de vapeur a par contre l'avantage d'une grande simplicité.

Canalisation. — La canalisation est double; il y a deux conduites, une d'eau sous pression et l'autre de retour. Entre la gare des marchandises des Batignolles

et la gare des messageries, les deux conduites sont installées dans un égout, où elles sont placées à 50 centimètres l'une au-dessus de l'autre et maintenue par des consoles en fer. Dans cette partie la conduite d'eau sous pression a un diamètre intérieur de 160 millimètres.

De la gare des messageries, le service de la gare des voyageurs est assuré par une double conduite en boucle.

Le diamètre de la conduite d'eau sous pression est de 120 millimètres.

Les conduites secondaires de l'eau sous pression ont des diamètres de 100, 60, 50 et 35 millimètres; l'une d'elles, qui relie le monte-wagons à l'accumulateur de la gare des messageries à un diamètre de 200 millimètres, afin de ne pas occasionner trop de pertes de charge, le monte-wagon dépensant 690 litres d'eau en 10 secondes.

Les conduites d'eau sous pression de 100 millimètres et au-dessus sont en fonte aciéreuse, celles d'un diamètre moindre sont en fer.

Les épaisseurs des parois sont les suivantes :

Conduite de 200 millimètres de diamètre, épaisseur 35 millimètres					
—	—	—	—	29	—
—	—	—	—	22,5	—
—	—	—	—	10	—

Les joints sont faits, au moyen de brides carrées venues de fonte, portant l'une un cordon et l'autre un emboîtement, entre lesquelles est comprimée au moyen de quatre boulons, une rondelle de gutta-percha.

Les joints des tuyaux en fer sont exécutés d'une manière analogue, les tuyaux étant vissés aux brides en fonte.

Les compensateurs de dilatation munis de presse-étoupes permettent une course de 250 millimètres.

Les conduites de retour ont une épaisseur de 12 millimètres et un diamètre de 162 millimètres, les joints à emboîtement sont exécutés au moyen d'une corde en chanvre et de plomb coulé et maté.

La conduite de retour aboutit au réservoir de pompes qui peut être également alimenté par une conduite d'eau de la ville, munie d'un filtre qui la débarrasse des impuretés.

Soupapes et accumulateurs. — Des soupapes d'isolement permettent d'isoler les pompes doubles de la conduite de refoulement et de la conduite d'échappement.

Sur la conduite de refoulement, près des pompes, est installée une soupape de sûreté.

Cette soupape de 25 millimètres de diamètre est maintenue par un levier à l'extrémité duquel est adapté un contrepoids. L'eau peut s'échapper de la boîte à soupape par une conduite de 35 millimètres de diamètre.

Les appareils sont munis de soupapes d'arrêt, ainsi que la conduite dont certains tronçons peuvent ainsi être isolés en cas d'avance. Les soupapes en long sont appuyées sur leur siège par l'eau sous pression et il serait très difficile de les maintenir si on n'avait adopté la disposition spéciale suivante. Un petit robinet de 10 millimètres de diamètre, permet de faire communiquer le dessus et le dessous.

Quand on veut ouvrir la soupape pour faire communiquer un tronçon de la canalisation ou un appareil avec l'eau sous pression, on commence par tourner le robinet et bientôt la pression s'équilibre sur les deux faces de la soupape, de sorte que l'on peut ouvrir cette dernière sans effort.

Deux accumulateurs d'eau sous pression sont installés à la gare des marchandises dans une salle voisine de celle des pompes de compression. Un autre accumulateur est installé à la gare des messageries, près du pont de l'Europe et trois autres dans la gare des voyageurs à l'extrémité des voies.

Chacun de ces accumulateurs peut emmagasiner 750 litres d'eau, et communique avec la conduite d'eau sous pression par une tubulure de 100 millimètres de diamètre installée dans le socle.

Le cylindre est formé d'un tube de fonte de 12 millimètres d'épaisseur, dont l'intérieur n'est alésé que sur deux portées placées à la partie supérieure.

Le piston de 7,40 mètres de longueur et de 5,20 mètres de course, a un diamètre extérieur de 430 millimètres, il est formé d'un cylindre en fonte creux de 45 millimètres d'épaisseur, dont la partie inférieure est munie d'un tampon de fonte avec joints au minium.

Il porte à la partie supérieure un tourteau auquel sont fixées, au moyen de boulons, six tiges d'acier de 75 millimètres de diamètre et de 7 mètres de longueur, reliées entre elles à la partie inférieure par un second tourteau en forme de rondelle qui glisse sur la partie extérieure du cylindre, à frottement doux.

Sur le tourteau inférieur et embrochées dans la tige sont installées 18 rondelles de fonte de 0,20 mètres d'épaisseur, formées chacune de 3 sections. Ces rondelles pèsent chacune environ 3 600 kilogrammes.

Le poids total du piston et de sa charge est d'environ 75 500 kilogrammes.

Lorsque le piston est au bas de sa course, la rondelle inférieure, fixée aux tiges, repose sur une couronne en bois.

Un collet venu de fonte, à la partie extérieure du cylindre, limite la course du piston à la partie supérieure.

Chacun des accumulateurs est muni d'une soupape qui a pour but d'empêcher une chute longue du cylindre, dans le cas de rupture de la conduite d'eau sous pression, par exemple.

A cet effet, tant que la conduite d'aménée est à la pression de 52 kilogrammes par centimètre carré, la soupape reste ouverte. Si la pression vient à diminuer, brusquement, elle se ferme immédiatement et l'eau ne peut s'échap-

per du cylindre de l'accumulateur que par un petit orifice de 10 millimètres de diamètre débouchant dans la conduite d'eau sous pression. On voit qu'alors la chute du piston est très lente, et qu'à la fin le tourteau inférieur vient reposer doucement sur la couronne de bois.

Naturellement les charges agissant sur les divers accumulateurs sont disposées de telle sorte, que ce soient les plus éloignés de l'usine qui commencent à se soulever d'abord.

Ceux placés près des pompes de compression, sont les derniers à se soulever. Quand ils sont parvenus à la partie supérieure de leur course, si le dispositif qui ferme l'admission de vapeur aux moteurs n'agissant pas, l'eau ne pouvant plus faire monter le piston retenu par le collet. Dans ce cas la pression dans les conduites pourrait devenir dangereuse. Pour remédier à ce danger, on a installé sur la conduite de pression, près de chacun de ces deux accumulateurs une soupape de décharge.

Lorsque la rondelle supérieure est près d'arriver à la partie supérieure de sa course, elle vient buter contre un levier, qui par l'intermédiaire d'une chaîne et d'un deuxième levier muni d'un contrepoids vient soulever une soupape de 35 millimètres de diamètre, de sorte que l'eau s'échappe.

Sur la conduite de retour, près de la gare des messageries à cause de la grande quantité d'eau passant à la décharge, lors de la descente des monte-wagons, on a installé deux sortes d'accumulateurs réservoirs munis chacun d'un plongeur de 0^m,80 de diamètre et ayant une course de 1^m,50, la pression étant de 2 kilogrammes par centimètre carré.

Appareils mus par l'eau sous pression.— Dans la gare des voyageurs, il y a :

Deux plans inclinés à chaîne d'entraînement ;

Six monte-charges verticaux de 1000 kilogrammes ;

Sept chariots transbordeurs avec plaques tournantes pour les locomotives, et sept cabestans placés à proximité de ces chariots.

Dans la gare des messageries, il y a :

Au rez-de-chaussée :

Deux monte-wagons de 15 000 kilogrammes chacun ;

Deux monte-charges verticaux de 1 000 kilogrammes ;

Un chariot transbordeur.

Au premier étage, sont installées cinq grues, dont quatre à simple puissance, de 1500 kilogrammes, et une à double puissance, pouvant élever 5000 kilogrammes.

Pour la traction sur les voies, et pour tourner les wagons, il y a quinze cabestans hydrauliques.

Nous allons décrire maintenant ces divers appareils, et nous donnerons la description détaillée du cabestan exposé par la Compagnie de Fives-Lille.

1° *Plans inclinés à chaînes d'entraînement.* — Ils sont destinés à élever les tricycles chargés des bagages enregistrés, du niveau de la cour de Rome à celui des voies de la gare ; ils rachètent une différence de hauteur d'environ 5 mètres.

Chaque plan se compose de trois chaînes de Galle, sans fin, actionnées chacune par une roue dentée.

Les deux chaînes extérieures, commandées chacune par un moteur hydraulique spécial, servent à la montée des tricycles. A cet effet, elles portent, à des intervalles correspondant à la longueur d'un tricycle, des butoirs à ressort, qui viennent suivre l'essieu d'avant de ces dernières. Leur roue directrice est supportée par les maillons de la chaîne, et les deux roues d'avant roulent sur des poutres du bâti. Les employés, chargés de la manutention des bagages, amènent les tricycles chargés au bas du plan, engagent l'essieu dans le butoir de la chaîne qui avance d'un mouvement continu. Lorsque le tricycle est arrivé à la partie supérieure, d'autres employés le dégagent, et le conduisent au fourgon.

Le plan incliné a une longueur de 9^m,60 environ ; la vitesse d'entraînement est de 0^m,35 par seconde, de sorte que chacune des deux chaînes peut élever dix tricycles par minute.

Les axes des deux chaînes extérieures sont à 2^m,50 l'un de l'autre ; la chaîne médiane, destinée à la descente des tricycles vides, peut être mue soit par l'un soit par l'autre des moteurs ; à cet effet, sa roue d'entraînement peut être reliée par l'intermédiaire d'un engrenage à denture hélicoïdale à l'un ou à l'autre.

On peut donc se servir, suivant le cas, soit de l'une, soit de l'autre des chaînes extérieures, soit des deux à la fois, puisque les moteurs sont indépendants. Ces moteurs sont à deux cylindres verticaux à double effet, avec distribution par tiroir plan ; la course est de 155 millimètres ; les pistons en bronze ont un diamètre de 100 millimètres.

L'arbre, commandé par les manivelles à 90 degrés, porte un pignon engrenant avec la roue de commande, reliée à la poulie de la chaîne d'entraînement pour la montée des tricycles. Un deuxième pignon, fixé sur l'arbre, entraîne, par l'intermédiaire d'un pignon, une roue montée folle sur l'arbre de la poulie d'entraînement de la chaîne de descente, qui peut être embrayée à volonté.

Un dispositif ingénieux fait que la dépense d'eau des moteurs est sensiblement proportionnelle à la charge élevée.

A cet effet, la conduite d'eau sous pression, en avant de la soupape d'admission, est installée une soupape dite régulatrice, dont le fonctionnement est le suivant :

Elle tend à être soulevée par un ressort à boudin, dont au moyen d'un vo-

lant on peut régler la tension, et à être appuyée sur son siège par l'érou sous pression.

Sur ses parois sont creusées trois rainures à 120 degrés l'une de l'autre, qui permettent à une certaine quantité d'eau de passer, même quand elle est appuyée sur son siège.

Si la soupape d'admission est fermée, ou bien si quand elle est ouverte, la pression sous les pistons du moteur augmente, l'action de l'eau introduite par les rainures, jointe à celle du ressort, fait soulever la soupape, de sorte que l'eau arrive en plus grande quantité aux cylindres, et que le moteur acquiert une force suffisante pour vaincre les résistances et élever la charge. Si la charge vient à diminuer, la soupape s'abaisse proportionnellement, et l'introduction de l'eau dans les cylindres diminue.

2° Monte-charges verticaux de 1000 kilogrammes de la gare des voyageurs. — Deux de ces monte-charges sont destinés au service des lignes de banlieue ; les quatre autres à celui des grandes lignes.

La course est de 6 mètres, le piston est formé d'un tube d'acier de 95 millimètres de diamètre, et de 8 millimètres d'épaisseur, dont la partie inférieure porte un bouchon fileté en fer.

Le cylindre en fonte, formé de deux tronçons, a, dans la partie non alésée, un diamètre de 125 millimètres, et une épaisseur de 25 millimètres.

La commande se fait de la partie supérieure au moyen d'un tiroir.

3° Chariots transbordeurs avec plaques tournantes. — Ces chariots, qui sont décrits dans la partie de la Revue relative aux chemins de fer, sont destinés à faire passer les locomotives d'une voie sur une autre, et à les tourner.

Pour tourner les locomotives, on attache au crochet d'attelage une corde qui vient faire deux tours sur un cabestan, et à l'autre extrémité de laquelle agit un homme.

4° Monte-wagons de 15000 kilogrammes. — Cet appareil est également décrit dans la partie de la Revue traitant des appareils de levage.

Il est destiné à faire passer les wagons du rez-de-chaussée placé au niveau général des voies de la gare, au premier étage, rachetant une différence de niveau de 9^m,60.

Il est muni de trois pistons ; suivant la charge à élever, on peut faire agir l'eau sous pression sur un, sur deux ou sur les trois pistons à la fois ; on peut ainsi proportionner, dans une certaine mesure, la dépense en eau sous pression du travail à effectuer.

La durée de l'ascension est de dix secondes, et la dépense d'eau varie de 230 à 690 litres. Nous avons vu, qu'à cause de son grand débit, la conduite qui relie chacun de ces monte-wagons à l'accumulateur a un diamètre de 200 millimètres, afin de n'avoir pas une perte de charge exagérée.

5° *Monte-charges verticaux de 1 000 kilogrammes de la gare des messageries.* — Ces monte-charges sont établis sur le même principe que ceux de la gare des voyageurs. La course est de 8^m,67.

Afin que le piston puisse résister à la flexion, on a dû lui donner un diamètre de 150 millimètres, ce qui fait qu'avec de l'eau à 52 kilogrammes par centimètres carrés, l'effort moteur serait de beaucoup trop considérable et que l'on dépenserait de l'eau motrice, c'est-à-dire du travail en pure perte.

On a donc muni chacun de ces monte-charges d'un compensateur de pression.

L'eau sous pression agit sur un piston supérieur de 210 millimètres de diamètre, ce piston en commande un second de 420 millimètres de diamètre, qui est le piston du compensateur, son cylindre communiquant avec celui du monte-charges. La course commune des deux parties du compensateur est de 1,105 mètres.

6° *Chariot transbordeur.* — Ce chariot transbordeur est également décrit dans la partie de la revue relative aux chemins de fer.

Il dessert cinq voies et est mû par deux presses hydrauliques à simple effet agissant par traction.

7° *Grues hydrauliques de la gare des messageries.* — Ces grues sont décrites dans la partie de la revue qui traite des appareils de levage.

Les quatre grues à simple puissance, sont munies de piston à simple effet. Celle d'une puissance de 3000 ou 5000 kilogrammes est munie d'un piston, qui, lorsqu'il s'agit de lever un poids de 3000 kilogrammes à 500 kilogrammes, est mis en communication avec l'eau sous pression, par sa partie inférieure seulement, tandis que dans les autres cas, et des deux côtés à la fois, quand la charge est inférieure à 3000 kilogrammes.

8° *Cabestans hydrauliques.* — Nous ne pouvons mieux faire que de donner la description de ces appareils, d'après la notice publiée par les constructeurs.

Les cabestans hydrauliques servent à opérer la traction des wagons sur les voies de garage, à faciliter la manœuvre de ces derniers sur les plaques tournantes, à charger ou à dégager le plateau ascenseur des monte-wagons et à orienter les locomotives sur les plaques tournantes des chariots transbordeurs, ainsi que nous l'avons dit.

Les cabestans placés au premier étage de la gare des messageries, ne diffèrent de ceux placés sur le sol, que par l'addition sur le cuvelage de quatre pattes d'attache, portant deux boulons chacune, qui servent à les fixer sur les poutres du tablier métallique; les autres sont fixés aux maçonneries de fondation par quatre boulons de scellement placés aux angles.

Ils se composent d'une poupée ou tambour à grandes gorges monté sur un

arbre vertical, actionné par un système de trois pistons hydrauliques disposés à 130 degrés les uns sous les autres.

Parmi les divers types de cabestans en usage, la Compagnie des chemins de fer de l'Ouest s'est arrêtée à un système à trois cylindres, dont les bielles agissent sur une manivelle placée à la partie inférieure de l'arbre. En munissant chacun de ces cylindres d'un tiroir plan, on a obtenu un appareil aussi simple que les cabestans Brotherhood, et ne présentant pas les inconvénients de ces derniers, qui par suite de leurs tiroirs à forme sphérique, donnent lieu à des pertes d'eau considérables.

Calcul des pistons. — Le diamètre de la poulie sur laquelle doit s'enrouler le câble, qui sert à opérer la traction des wagons, étant fixé à 0^m,40, et l'effort de traction à 400 kilogrammes, force suffisante en tout temps pour la mise en mouvement sur une voie en palier, de quatre wagons moyennement chargés, et la vitesse étant limitée à un mètre par seconde, le travail utile sera de 400 kilogrammes; le travail théorique en supposant un rendement de 60 % sera :

$$\frac{400}{0.60} = 666 \text{ kilogrammètres}$$

La pression sous les pistons étant de 52 kilogrammes par centimètre carré, le volume d'eau dépensé par appareil et par seconde sera :

$$\frac{666}{10 \times 52} = 1,282 \text{ litre}$$

et par cylindre par seconde :

$$\frac{1.282}{3} = 0,427 \text{ litre}$$

Pour obtenir une vitesse de 1 mètre sur la corde de traction, avec un diamètre moyen d'enroulement de 0^m,420 la corde ayant 20 millimètres de diamètre le nombre de tours de la poulie par minute sera de :

$$\frac{1.00 \times 60}{3.14 \times 0.42} = 45,49 \text{ tours}$$

Le volume d'eau d'une cylindrée sera par suite :

$$\frac{0.427 \times 50}{45,49} = 0,562 \text{ litre}$$

En donnant au piston une course de 100 millimètres, la surface devra être égale à :

$$\frac{0.562}{0.100} = 0,00562 \text{ mètre carré}$$

Le diamètre sera de :

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 0.00562}{3.14}} = 0,0846 \text{ mètre}$$

soit 85 millimètres.

La dépense d'eau sera par suite :

Par cylindrée $3.14 \times \overline{0.0425^2} \times 0.10 = 0,57745 \text{ litre}$

Par tour $0.56745 \times 3 = 1,70 \text{ litre}$

Par seconde $\frac{1.70 \times 45,49}{60} = 1,30 \text{ litre}$

Quant à la dépense par heure, elle varie naturellement suivant le nombre de wagons à manœuvrer et le chemin que chacun d'eux doit parcourir. Le nombre maximum de ces wagons par heure et pour deux ou trois périodes de la journée doit être égal à 40 ; et l'étendue à parcourir pour chacun d'eux étant donnée la disposition des voies de la gare des messageries est de 300 mètres environ ; il en résulte qu'en une heure, les quatre wagons feront :

$$300 \times 40 = 12000 \text{ mètres}$$

Ce qui exige, en supposant que chacun d'eux soit manœuvré isolément un nombre de tours de cabestans égal à :

$$\frac{12000}{3.14 \times 0.42} = 9099$$

et une dépense d'eau maximum par heure de :

$$9099 \times 1,70 \text{ l.} = 15,500 \text{ mètres cubes}$$

Le nombre de wagons à manutentionner étant de 200 environ, la dépense moyenne par heure est de :

$$\frac{300 \times 200}{3.14 \times 0.42 \times 24} \times 1,70 \text{ l.} = 3,220 \text{ mètres cubes}$$

Dans ces calculs, on a supposé que chaque manœuvre à faire avec les cabestans exigerait un effort de traction de 400 kilogrammes, nécessaire, en temps ordinaire pour la traction de 4 wagons moyennement chargés sur une voie ordinaire ; mais les cabestans étant très souvent utilisés pour la manutention d'un seul wagon, notamment pour le chargement ou le dégagement du plateau

du monte-wagons et pour la manœuvre des wagons sur les plaques tournantes du premier étage, ces cabestans ont été munis en outre de la poulie de 0^m,40, qui a servi de base aux calculs ci-dessus, d'une deuxième poulie de 0^m,60 de diamètre, ce qui permet de diminuer la dépense d'eau pour un même chemin parcouru par les wagons, dans le rapport de 40 à 60.

L'effort de traction sur le câble est réduit dans la même proportion, et devient :

$$\frac{400 \times 40}{60} = 66 \text{ kilogrammes}$$

chiffre qui est encore sensiblement supérieur au maximum d'effort pour la manœuvre d'un wagon chargé.

Les cabestans se composent de quatre parties principales :

- 1° La poupée à deux gorges ;
- 2° Le moteur avec les bâtis centraux ;
- 3° Le cuvelage avec plateau de retournement et tenons de calage ;
- 4° La soupape à pédale pour la manœuvre.

1° *Poupée à deux gorges.* — La poupée A (voir les planches de l'atlas) ou poupée en fonte, est composée de deux gorges pour permettre de changer la vitesse du câble, suivant les efforts à transmettre, elle est de 1 mètre par seconde, quand il est enroulé sur la gorge supérieure et de 1^m,50 si l'enroulement est fait sur la gorge inférieure ; les deux gorges de 0^m,40 et 0^m,60 de diamètre sont réunies par cinq nervures verticales reliées sur un disque en fonte de 25 millimètres d'épaisseur, placé à la partie supérieure du moyeu, qui est élevé en forme de tronc de cône et solidement claveté à l'extrémité de l'arbre manivelle.

Le dessus de la poupée est fermé par un couvercle en forme de calotte sphérique, fixé par des vis à tête fraisée, dans la fonte, pour éviter les saillies qui pourraient accrocher le câble ; il repose sur une bride circulaire, et porte en son milieu un bouchon en fonte, démontable à la main, qui permet de renouveler l'huile et de nettoyer le graisseur placé au-dessus de l'arbre. Le bouchon est relié au couvercle par une chaînette dont les extrémités sont munies de piétons engagés dans les deux parties à réunir et porte en-dessous deux petites nervures en forme de crochet, qui l'empêchent de tomber quand on retourne le plateau.

2° *Moteur et bâtis centraux.* — L'arbre vertical en acier, portant la poupée à sa partie supérieure est actionné par ses trois pistons à simple effet, placés les uns en dessous des autres, dans les cylindres disposés suivant des rayons formant entre eux des angles de 120 degrés ; il est porté par une crapaudine en fonte munie d'une garniture en bronze avec godet à huile et terminé par un grain d'acier taraudé à sa partie inférieure.

Dans le fond de la crapaudine, est placé un écrou, en fer, avec vis de réglage, qui permet de remonter l'arbre pour rattraper le jeu produit par l'usure des grains en acier frottant l'un sur l'autre et de maintenir les bielles dans la position horizontale.

L'arbre est aussi guidé en dessous du moyeu de la pompée, sur une hauteur de 0,480 mètre par un support en fonte B avec garnitures en bronze. Ce support est formé d'une douille reliée par des nervures à la bride horizontale de 0,520 mètre de diamètre, le fixant au bâti des cylindres, à l'aide de 6 boulons d'assemblage de 25 millimètres et un graisseur taraudé à sa partie supérieure distribue l'huile à toutes les parties frottantes au moyen de trous de graissage et de rigoles en spirales pratiqués sur toute la hauteur de l'arbre moteur.

Les trois cylindres sont portés par un bâti central ajusté à un diamètre de 0,850 mètre, sur une hauteur de 0,150 mètre, dans le plateau ou couvercle de cuvelage. La bride d'assemblage est encastrée dans la fonte et les boulons sont à tête fraisée, pour éviter sur le couvercle les saillies qui pourraient arrêter la corde.

En dessous du plateau le bâti C est formé de trois branches légèrement inclinées par rapport à la verticale qui portent les cylindres moteurs; elles sont terminées par des brides horizontales sur lesquelles sont assemblés avec des boulons, les bras du croisillon inférieur G, portant la crapaudine.

Les cylindres moteurs en fonte D sont engagés dans un fourreau disposé sur les branches du bâti et fixés à l'aide d'une bride rectangulaire serrée par quatre boulons de 30 millimètres; ils sont munis, sur toute leur longueur, d'une garniture en bronze qu'il est facile de remplacer après usure, et le piston de 0,085 mètre de diamètre, également en bronze, pour éviter l'oxydation, est traversé par un axe de même métal, fixant la petite tête de bielle et porte une tige filetée, munie d'une rondelle et d'un écrou pour le serrage du cuir embouti formant joint avec le cylindre.

L'un des bouts du cylindre est ouvert pour le passage de la bielle en fer, qui transmet à l'arbre manivelle, l'effort du piston; cette bielle est terminée par une oreille ajustée à l'intérieur du piston et porte à l'autre bout un coussinet en bronze, en deux pièces réunies sur l'arbre, au moyen de deux boulons d'assemblage fixant le chapeau de la bielle.

L'autre extrémité du cylindre est formée par un fond carré serré par quatre prisonniers de 30 millimètres, qui compriment d'une part, une rondelle en gutta-percha, formant joint avec la garniture en bronze et d'autre part une rondelle en plomb, sur un épaulement du cylindre, pour empêcher l'eau de l'orifice d'admission E de passer entre la fonte et le bronze de toute la garniture.

Le couvercle est percé de deux trous de 8 millimètres de diamètre, placés l'un au-dessous de l'autre, le trou supérieur est muni d'une petite soupape d'éva-

cuation d'air, semblable à celle déjà décrite dans la canalisation générale et le trou inférieur, destiné à la purge du cylindre, est formé par un bouchon fileté en bronze avec joint en cuir.

Le dessus du cylindre porte un graisseur qui distribue l'huile sur la surface du piston par de petits orifices percés dans la fonte et dans la garniture en bronze et des trous de bras fermés par des bouchons semblables à celui du couvercle de la poupée A, sont ménagés dans le plateau du cavelage pour permettre d'accéder aux graisseurs afin d'en renouveler l'huile.

Le croisillon G, porté par les hanches du bâti des cylindres, est terminé par des brides verticales, sur lesquelles est assemblée la double couronne, portant les trois tiroirs de distribution, qui reçoit les tuyaux de pression et de retour d'eau, ainsi que les tuyaux de communication des tiroirs avec les cylindres.

La couronne extérieure F de 35 millimètres de diamètre, communique avec l'eau sous pression, venant des conduites principales et la couronne intérieure H, dont le diamètre est porté à 45 millimètres, pour faciliter l'évacuation des cylindres, est reliée à la conduite principale de retour d'eau.

Le joint du tuyau de pression avec la couronne, est semblable à ceux décrits et celui du tuyau de retour est identique.

Les tuyaux en fer K, de communication entre les cylindres et les tiroirs, sont fixés par une bride ovale, placée en dessous des cylindres ils sont terminés à l'autre extrémité par une bride semblable fixée en dessous de la double couronne, entre les deux parties F et H.

Cette double couronne, en deux parties égales réunies par des brides avec joints en gutta-percha serrés par des boulons, communique avec les tiroirs de distribution, par deux orifices qui portent des couronnes de pression et de retour et par un troisième orifice placé entre les deux autres, pour relier le tuyau de chaque cylindre avec son tiroir de distribution, en bronze, semblable à ceux déjà décrits. Il glisse sur une glace encastrée dans la couronne et percée de trois lumières correspondant aux orifices; sa course de 21 millimètres est réglée pour avoir constamment l'un ou l'autre des cylindres en communication avec la conduite de pression, dont les lumières ne sont jamais recouvertes par les tiroirs, afin de s'introduire dans l'un des tuyaux de communication, dès que l'on a mis le pied sur la pédale de la soupape de manœuvre; un ressort, disposé à la partie supérieure du tiroir, pour ajouter son action à celle de l'eau sous pression, agit à l'aide d'une biellette en fer, pour le maintenir sur la glace et empêcher toute communication indépendante du mouvement du tiroir, entre l'orifice du cylindre et les deux orifices adjacents de pression et de retour d'eau.

Sur l'arbre moteur et en dessous de la manivelle, est placé un excentrique de commande des tiroirs de distribution; il est muni d'un collier en bronze en deux parties avec godet à huile, assemblées par des prisonniers et porte les triangles des tiroirs dont les extrémités sont taraudées avec filets en sens con-

traire, pour s'engager dans des chapes en bronze, fixées, l'une au collier d'excentrique et l'autre à l'extrémité des tiges des tiroirs.

Au milieu de chacune des tringles est un hexagone qui sert à régler sa longueur, en augmentant ou en diminuant la partie comprise entre les chapes, que des contre-écrous empêchent de tourner après le réglage.

3° *Cuvelage avec plateau de retournement et verrous de calage.* — Le moteur est placé dans une caisse ou cuvelage rectangulaire en fonte dont la longueur est de 1,800 mètre sur 1,220 mètre de largeur, avec une profondeur de 1,050 mètre; ses parois qui ont une épaisseur moyenne de 18 millimètres sont bordées par des brides horizontales et consolidées par des nervures réunissant la bride supérieure à la bride inférieure. Il est recouvert d'un plateau retournable en fonte, porté par une bride horizontale disposée sur un des petits côtés du cuvelage et par deux verrous de calage en fer, engagés dans les échancrures ménagées sur le côté opposé; les grands côtés du plateau sont aussi supportés au milieu par les tourillons, dont ils sont munis, pour permettre le retournement du cabestan, facilité par le jeu de 5 millimètres réservé entre le cuvelage et le plateau.

En dehors du cuvelage sont placés les supports des tourillons, qui sont disposés dans deux coffres ou caissons, venus de fonte avec lui, pour contenir en outre, d'un côté, les appareils de manœuvre et du côté opposé, la soupape de retenue Q du tuyau de retour. Ces supports en fonte avec garniture en bronze sont fixés au cuvelage par deux boulons serrés sur une patte horizontale, reliée au fond des caissons par une nervure verticale; leur position peut être réglée au moyen de clavettes et ils portent les pièces de raccord en fonte des tuyaux de pression et de retour d'eau qui communiquent avec les conduites principales.

Les tourillons du plateau sont percés d'un trou central de 35 millimètres de diamètre, qui servent, l'un pour l'arrivée de l'eau en pression et l'autre pour l'évacuation de l'eau de retour venant de la couronne. Le joint des tourillons avec les pièces de raccord, fixées aux supports, est obtenu à l'aide d'un cuir embouti pressé sur la fonte par l'eau sous pression.

A l'intérieur du cuvelage, en dessous des tourillons, on a disposé des brides sur lesquelles sont fixés les tuyaux en fer de 35 millimètres aboutissant à la double couronne. L'extrémité des raccords en fonte, placée dans les caissons latéraux est filetée pour recevoir les tuyaux venant des conduites principales.

Les verrous de calage, qui supportent l'un des côtés du plateau sont placés à l'extrémité d'un axe, engagé dans un bossage du couvercle; la partie supérieure de l'axe, noyée dans l'épaisseur du plateau est terminée par un carré avec embase reposant sur la fonte et peut être tournée avec une clef à douille, pour engager les verrous dans les échancrures du cuvelage, sur lesquelles ils reposent; on les dégage pour le retournement du plateau, afin de visiter les organes du mécanisme.

L'autre extrémité de l'axe porte le verrou engagé sur une partie carrée qui est maintenu par le serrage d'un écrou avec rondelle ; une portée de dressage, disposée dans le cuvelage pour supporter les verrous, est légèrement inclinée en forme de coin, pour que le plateau soit bien posé horizontalement.

Le mouvement de bascule du plateau est fait à l'aide d'une poignée ou anse d'aspect, engagée dans son épaisseur du côté opposé aux verrous de calage, elle se compose de deux traverses en fer, réunies par des entretoises rivées à la traverse supérieure et boulonnées sur l'autre.

La traverse supérieure, en forme de poignée, est relevée pour le retournement du plateau et sa course est limitée par la butée de la traverse inférieure, sur la fonte du couvercle.

4° *Souape de manœuvre.* — L'appareil est manœuvré à l'aide d'une soupape en bronze de 20 millimètres de diamètre, au moyen d'une pédale fixée à l'extrémité d'un levier horizontal, disposé dans le grand caisson du cuvelage.

A l'autre bout du levier est placé un contrepoids, en fonte, évidé en dessous pour contenir le plomb servant à régler son poids ; il maintient la soupape fermée ; il suffit pour mettre en marche le cabestan, de poser le pied sur la pédale qui remonte le contrepoids et permet alors à l'eau sous pression de soulever la soupape pour se rendre dans la couronne d'alimentation des cylindres.

Une vis en fer fixée au levier de manœuvre est placée près de son axe d'articulation, au-dessus de la soupape, pour la caler sur un siège disposé dans la boîte à soupape et incliné à 45 degrés.

Le joint est obtenu à l'aide d'un cuir embouti, serré par un écrou, placé à la partie supérieure de la boîte à soupapes, qui porte aussi la chape d'articulation du levier de manœuvre et le guide en fer limitant sa course.

Une soupape d'arrêt servant à isoler l'appareil, formée comme la soupape de manœuvre d'une tige en bronze de 28 millimètres de diamètre, est montée sur la même boîte à soupapes ; elle est terminée par une partie carrée, pour tourner dans un écrou, quand par suite d'avaries il devient nécessaire d'isoler le cabestan de la conduite principale.

Le joint de la soupape d'arrêt est semblable à celui de la soupape de manœuvre, et son écrou est fixé à la boîte par deux petites vis à têtes carrées qui l'empêchent de tourner.

La boîte à soupapes en bronze, est fixée au cuvelage par une bride carrée, serrée par des boulons, elle porte deux tubulures avec raccords filetés, servant à fixer le tuyau d'arrivée d'eau venant de la conduite principale à l'extrémité du tuyau, relié à l'autre bout avec le raccord en fonte du tourillon.

Ces tuyaux sont terminés par une bague en fer taraudée, qui comprime par le serrage des raccords en bronze, la rondelle de joint en gutta-percha.

Dans l'autre caisson du cuvelage, sont disposés :

1° Le support du tourillon, avec son raccord en fonte servant à l'évacuation ;

2° Une soupape de retenue de 35 millimètres de diamètre, semblable à celles déjà décrites, dans la canalisation générale, qui isole automatiquement l'appareil de la conduite principale d'eau sous pression.

Poulie de renvoi. — La traction des cabestans se transmet aux wagons à remorquer, à l'aide de poulies de renvoi en fonte sur lesquelles passe le câble en chanvre de 20 millimètres de diamètre.

Ces poulies dont le diamètre d'enroulement, au fond de la gorge, est de 250 millimètres, ont une hauteur de 0^m,35, permettant au câble de s'incliner en formant des angles assez grands avec l'horizontale ; elles sont montées sur un axe en fer de 60 millimètres de diamètre, fixé dans la douille d'un support en fonte qui a 180 millimètres de hauteur ; une broche en fer de 18 millimètres de diamètre la traverse pour empêcher la rotation de l'axe.

La poulie maintenue à la partie supérieure par un écrou, serré sur la tige, est munie d'une garniture en bronze, rivée sur le moyeu, qui est terminée en-dessous par un collet, glissant sur une embase de l'axe formant crapaudine.

Au-dessus de la poulie est vissé un couvercle, semblable à celui de la poupée percé d'un trou de 30 millimètres de diamètre, dans lequel on peut passer le bec d'une burette à huile, pour graisser les parties frottantes ; il est placé assez loin du centre, pour écarter la poussière et le ballast, qui pourraient engorger le godet à huile disposé au-dessus de la poulie.

Le moyeu dans lequel est ajustée la garniture en bronze est relié à la gorge par des nervures verticales, posées sur les deux côtés d'un disque de 25 millimètres d'épaisseur, placé suivant le petit diamètre d'enroulement et une bride circulaire porte le couvercle, également fixé au moyeu de vis à têtes fraîches.

Les poulies de renvoi sont placées dans les entrevoies ou en bordure des quais ; dans le premier cas, elles sont fixées sur un support à base carrée, engagé dans un massif de béton et maintenu aux angles, par quatre boulons de scellement de 20 millimètres de diamètre ; dans le deuxième cas, la douille du support est réunie par des nervures à une bride verticale, fixée aux maçonneries de fondation (disposée dans le quai, afin d'éviter les traverses de la voie) sur laquelle, sont placés les boulons de scellement.

RÉGULARISATION DU MOUVEMENT DES MOTEURS HYDRAULIQUES

On a souvent besoin, dans la plupart des cas, d'avoir un mouvement aussi régulier que possible pour les moteurs hydrauliques, soit que le travail résistant vienne à varier, soit que la puissance motrice elle-même change par suite des variations de débit ou de hauteur de chute.

L'emploi de systèmes de vannages bien connus et dont nous avons donné déjà dans cette partie quelques exemples, permet de conserver à la turbine même vitesse et aussi même rendement ou à peu près. Ces systèmes de vannages sont le plus souvent mus à la main. Dans certains cas cependant, les variations devant avoir lieu subitement, il faut que la commande de ces vannages se fasse rapidement. D'où est venue l'idée de commander automatiquement les vannages par le moteur lui-même.

Nous empruntons à un opuscule publié par M. Piccard ingénieur de Genève, le résumé des conditions théoriques que doivent réaliser les régulateurs de mouvement des turbines.

La ville de Genève créa en 1888, sur le Rhône, une puissante force motrice hydraulique, qui est distribuée aux particuliers à des prix abordables, sous forme d'eau comprimée à 13 atmosphères de pression. (1)

Ce mode de distribution de force est très rationnel : il permet d'aller porter aux industriels de la ville et des environs, avec des tuyaux d'assez faible diamètre, la force dont ils ont besoin. Il permet, bien mieux que les câbles téléodynamiques, d'atteindre les industries existantes sans les déplacer et de diviser la force nécessaire à une usine, en autant de moteurs indépendants que la nature de l'industrie ou la disposition des locaux l'exigent.

Pour que l'intéressante entreprise municipale des forces motrices réussisse et pour qu'elle rende à l'industrie les services qu'on en attend, il faut non seulement que la force distribuée revienne à meilleur marché que la force à vapeur, mais il faut encore que les moteurs installés à domicile ne soient en rien inférieurs aux moteurs à vapeur qu'ils sont destinés à remplacer.

Or, justement sur un point essentiel, les moteurs hydrauliques n'ont pu jusqu'ici rivaliser, même de loin, avec les machines à vapeur ; nous voulons parler du réglage automatique de la vitesse. Tandis qu'on construit couramment des moteurs à vapeur et à gaz dont la vitesse reste parfaitement constante, quelles que soient les variations d'effort qu'on leur demande, on n'avait pas réussi à

1. Voir dans la *Revue Technique* la description de cette installation.

obtenir pour les moteurs hydrauliques un réglage quelque peu satisfaisant de la vitesse.

Cette infériorité des moteurs hydrauliques, qui n'apparaît que comme un détail bien secondaire dans l'ensemble de la conception des forces motrices du Rhône, risquait fort cependant de limiter l'utilisation de celles-ci à un nombre de cas très restreint. En effet, dans la plupart des industries, il y a une extrême importance à obtenir une vitesse du moteur parfaitement constante. Les deux principales applications de la force hydraulique à Genève : la fabrication de l'horlogerie par les procédés mécaniques et l'éclairage électrique, sont justement des industries qui ne peuvent supporter aucune variation de vitesse.

Cette lacune dans le fonctionnement des moteurs hydrauliques a attiré depuis longtemps l'attention des constructeurs de machines et, lorsque la création des forces motrices à Genève fut décidée, le problème du réglage automatique de la vitesse de ces moteurs s'est également posé aux constructeurs genevois et nous pouvons dire, sans risquer d'être contredits, que l'honneur d'avoir donné pour la première fois une solution satisfaisante de ce problème revient à une maison genevoise, MM. Weibel, Briquet et C^{ie}. C'est cette solution qui fait l'objet de la présente communication.

Le mécanisme, appelé *vannage*, qui règle la quantité d'eau qui entre dans un moteur hydraulique, exige toujours un grand effort pour être manœuvré. Dans les moteurs à vapeur ce n'est pas le cas, car il existe de nombreux mécanismes faisant varier la détente, dont la manœuvre n'oppose aucune résistance à l'action du régulateur.

C'est dans cette résistance au mouvement du vannage que gît la difficulté du réglage des moteurs hydrauliques. Pour le faire comprendre, nous allons examiner de plus près l'action du régulateur sur un moteur quelconque et nous supposerons, pour simplifier les figures, qu'il s'agisse d'une roue hydraulique dont le vannage serait la pièce de bois A (voir la planche de l'atlas, fig. 1 à 5).

Le régulateur peut agir de deux manières qui s'appellent : l'une *l'action directe*, l'autre *l'action indirecte*.

Dans l'action directe (fig. 1), la douille B du régulateur C agit, par le moyen du levier BE, sur le vannage A et, à chaque instant, la position de ce vannage correspond à une certaine position des boules du régulateur.

Dans l'action indirecte (fig. 2), le régulateur C ne fait que provoquer l'embrayage dans un sens ou dans l'autre, d'une transmission D, qui prend sa force sur le moteur lui-même et qui agit à son tour, par le moyen d'une vis ou d'un engrenage, sur le vannage A.

L'action indirecte peut être réalisée par des dispositifs fort différents. Au lieu de l'embrayage par engrenages coniques, représenté sur la figure 2, le régulateur peut agir sur un robinet ou sur des soupapes, qui donnent accès à de l'eau en pression, sur l'une ou l'autre face d'un piston qui, à son tour, actionne le vannage.

Mais, qu'elle que soit la disposition adoptée, la transmission indirecte est toujours caractérisée par le fait que la position du vannage A n'est pas liée à celle des boules du régulateur C, comme c'est le cas dans la transmission directe.

Il est évident qu'avec l'action indirecte on peut faire mouvoir des vannages très résistants, puisque l'effort de manœuvre est pris directement sur le moteur et n'est point emprunté, comme dans l'action directe, à la force centrifuge des boules. Il semble donc, à première vue, que le régulateur à action indirecte, en éliminant la résistance du vannage, fournisse la solution du réglage des moteurs hydrauliques. C'est là malheureusement une erreur, qui n'a été que trop souvent partagée par de nombreux constructeurs et qui n'a conduit qu'à des mécomptes.

Nous allons voir, en effet, que l'action indirecte est vicieuse en elle-même et que *l'action directe peut seule procurer le réglage automatique de la vitesse.*

Pour le démontrer, représentons graphiquement la marche d'un moteur par la courbe de sa vitesse et commençons par examiner le fonctionnement de la transmission indirecte (fig. 3).

Supposons qu'à l'instant *a*, on débraye une partie des machines mues par le moteur. La vitesse va s'élever brusquement, ainsi que les boules du régulateur et l'embrayage du vannage s'établira dans le sens de la fermeture.

Par suite de cette fermeture continue, il viendra un moment *b* où la vitesse cessera d'augmenter pour commencer sitôt après à décroître.

An point *c* où la courbe des vitesses coupe la ligne VV, qui représente la vitesse normale, les boules sont revenues dans leur position moyenne et, à ce moment-là seulement, la fermeture du vannage cesse.

Le vannage s'est donc fermé de plus en plus pendant toute la période *abc*, mais il est aisé de reconnaître que pendant la période *bc*, *le régulateur a agi à contre-sens.*

En effet, le fait que la vitesse du moteur a été en diminuant pendant cette période, prouve que *la force motrice était inférieure à la résistance* et qu'il aurait fallu que le régulateur eût rouvert le vannage, pour arriver à l'équilibre, au lieu de continuer à le fermer de plus en plus.

Aussi, lorsqu'on arrive au point *c*, le vannage se trouve-t-il beaucoup plus fermé qu'il ne le faudrait pour avoir l'équilibre, en conséquence la courbe des vitesses va continuer à descendre au-dessous de la ligne VV et le régulateur commencera à fermer le vannage à partir du point *c*. Mais ce qui vient de se passer pendant la période *ac*, au-dessus de la ligne VV, va se produire identiquement au-dessous et, à partir du point *d*, le régulateur continuera d'ouvrir, au lieu de fermer le vannage, c'est-à-dire qu'il agira de nouveau à contre-sens. Il se produira ainsi une série d'oscillations autour de la vitesse normale. Sui-

vant les circonstances, leur amplitude ira ou bien en diminuant et l'on finira par atteindre l'état de régime, ou bien en augmentant et alors le moteur sera tout à fait déréglé.

Examinons maintenant la marche d'un moteur placé dans les mêmes conditions que celui que nous venons de voir, mais muni d'un régulateur à action directe et supposons que le vannage se meuve sans résistance et suive tous les mouvements des boules.

Au moment a (fig. 4) où l'on débraye des outils, l'augmentation de vitesse va provoquer l'ascension des boules et par conséquent une rapide fermeture du vannage. Comme dans le cas précédent, cette fermeture provoquera un ralentissement et à la période ab de vitesse ascendante succédera bientôt une période bc de vitesse décroissante.

Durant la période ab de vitesse croissante, les boules n'ont cessé de s'élever et le vannage a été en se fermant de plus en plus ; mais pendant la période bc le contraire s'est produit, la vitesse diminuant, les boules ont été en s'abaissant et, depuis le point b , le vannage n'a cessé de s'ouvrir, ce qui est parfaitement correct.

Il est facile du reste de reconnaître que dans tous les cas qui peuvent se présenter, la transmission directe *ne fonctionne jamais à contre-sens*, mais bien toujours dans le sens voulu pour ramener l'équilibre, qui se trouve ainsi rapidement atteint. Ce n'est donc qu'avec la transmission directe qu'on peut arriver à régler convenablement la vitesse d'un moteur quelconque.

Jusqu'ici, lorsqu'il s'agissait de munir un moteur hydraulique d'un régulateur, on était réduit à ce dilemme fâcheux : ou bien employer la transmission directe, mais alors le régulateur est impuissant à faire mouvoir le vannage ; ou bien employer la transmission indirecte, qui permet de faire mouvoir les vannages les plus résistants, mais qui est vicieuse en elle-même.

D'après ce que nous venons de voir, la question se pose maintenant comme suit : Trouver le moyen d'appliquer l'action directe d'un régulateur très peu énergique à la manœuvre d'un vannage présentant une résistance quelconque.

Le problème ainsi posé est résolu d'une façon entièrement satisfaisante en intercalant, entre le point E (fig. 1) et le vannage A , un appareil particulier, appelé par les constructeurs *servo-moteur hydraulique*, à cause de son analogie lointaine avec une disposition appliquée à la vapeur par Farcot et appelée par lui *servo-moteur à vapeur*.

Voici le principe de cet appareil, que nous décrirons en détail tout à l'heure.

Une pièce, qu'on appelle la broche, et qui peut se mouvoir sans résistance, est suspendue au levier du régulateur. Une autre pièce est dite asservie à la broche, c'est-à-dire qu'elle est forcée de la suivre dans tous ses mouvements, mais cette pièce asservie développe, en se mouvant, un effort très grand et toujours capable de vaincre la résistance du vannage.

Examinons maintenant avec détail la construction et le jeu du servo-moteur. Cet appareil, représenté dans la figure 5, se compose essentiellement :

1° D'une pièce fixe R consistant en deux cylindres de diamètres inégaux superposés.

2° D'une pièce N composée de deux pistons P et P' et d'une tige qui traverse les deux fonds du double cylindre R.

3° D'une broche M suspendue au levier du régulateur et qui se meut dans un évidement central de la pièce N. Cette broche porte deux renflements circulaires *c* et *d* qui remplissent exactement le trou central percé dans la pièce N.

L'espace inférieur O est constamment en communication, par le tube T, avec de l'eau en pression. Cette eau est, ou bien l'eau du bief d'amont du moteur, si la chute est suffisante, ou bien l'eau d'un réservoir élevé alimenté par une pompe.

L'espace médian S est toujours en communication, par l'ouverture Y, avec l'air extérieur.

Enfin l'espace supérieur Q est tantôt en communication avec l'espace O, tantôt avec l'extérieur. Dans le premier cas, grâce à la différence de surface des deux pistons P et P' la pièce N descend, dans le second cas, l'eau n'agissant que contre le piston P' seul, la pièce N monte.

Il est maintenant facile de se rendre compte que la pièce N est forcée de suivre tous les mouvements de la broche M. Si celle-ci se déplace en montant, elle découvre le canal *a*, percé dans la pièce N. L'espace Q communique alors avec l'extérieur, par ce canal *a* et le centre de la broche qui est évidé. La pièce N montera, puisque la pression n'agira que sous le piston P', et cette ascension durera jusqu'à ce que l'orifice *a* vienne se faire recouvrir par le renflement *c* de la broche. Si, au contraire, la broche M descend, elle mettra le canal *a* en communication avec le canal *b* et elle fera ainsi communiquer Q avec l'espace O. La pièce N descendra alors, sous l'action de la pression agissant sur le piston P, et cette descente se continuera jusqu'à ce que l'orifice *a* vienne de nouveau se faire recouvrir par le renflement inférieur *c* de la broche.

La pièce N ne sera donc au repos que lorsque le trou *a* sera vis-à-vis du renflement *c* et elle sera ainsi forcée de suivre tous les déplacements de la broche M.

Il est important de remarquer que la broche M ne traverse aucun presse-étoupes ni aucune garniture quelconque ; elle peut ainsi obéir au moindre mouvement du régulateur sans lui opposer de résistance. Par contre la pièce N, qui la suit dans tous ses mouvements, se meut sous l'action de l'eau en pression, agissant sur les pistons P et P' ; or la pression de l'eau peut être choisie à volonté, ainsi que la surface des pistons P et P' ; il s'en suit donc que la pièce N pourra vaincre, dans ses mouvements, une résistance aussi grande qu'on voudra.

Le mouvement de la pièce N sera transmis, par l'une de ses tiges, au vannage et à chaque instant la position de celui-ci correspondra à la position de la broche M ou, autrement dit, à la position des boules du régulateur. La transmission du mouvement des boules du vannage, quoique ayant lieu par l'intermédiaire du servo-moteur, présente donc tous les caractères de la transmission directe simple.

Le servo-moteur hydraulique à broche libre peut affecter des formes fort différentes, en apparence du moins. Mais sous toutes ces formes ou dispositifs on retrouve les mêmes pièces essentielles et le même fonctionnement.

Ce servo-moteur a été appliqué depuis plus d'une année à une quarantaine de turbines, dont la plupart fonctionnent à Genève. Dans toutes ces applications, sans exception, le fonctionnement du réglage automatique n'a rien laissé à désirer.

Cet appareil peut du reste être appliqué à tous les moteurs hydrauliques quelle que soit la résistance du vannage à manœuvrer.

SERVO-MODÉRATEUR

système Gandillon et Vigreux

Pour l'éclairage électrique en particulier, surtout avec lampes à incandescence, il importe qu'une turbine conserve une vitesse constante. Au moyen d'un régulateur électrique, on peut se dispenser d'agir directement sur la turbine en modifiant les conditions de ce fonctionnement électrique de la dynamo. Mais le plus souvent on cherche à donner au moteur une allure régulière. A cet effet on peut employer le servo-modérateur système Gandillon et Vigreux. Sur la planche de l'atlas ci-joint nous avons indiqué la disposition d'un pareil régulateur appliqué à une turbine à haute chute.

La couronne mobile AA' (fig. 6) de la turbine est mobile autour d'un axe horizontal XX'; l'aubage fixe de l'injecteur se voit en coupe en I; une vanne circulaire *v* ayant son centre sur XX' permet de faire varier comme on l'entend, la quantité d'eau qui vient agir sur la couronne mobile.

Le servo-modérateur manœuvre automatiquement cette vanne de manière à maintenir constante la vitesse de la turbine.

Voyons quelles sont les dispositions mécaniques adoptées pour arriver à ce but : latéralement à la turbine est monté un cylindre C (fig. 6 et 7) que nous avons représenté en coupe sur la figure 8. Ce cylindre peut se déplacer par rapport à son piston P, maintenu fixe dans l'espace, d'une part au moyen d'une tige B, d'autre part au moyen du tube D par lequel l'eau sous pression, prove-

nant de la chute, peut pénétrer dans la cavité ménagée entre les deux cuirs emboutis *a* et *b* du piston.

Le cylindre est donc guidé par la tige B et le tube D ; de plus le guidage est assuré d'une façon plus complète par deux tiges d'acier que l'on aperçoit en coupe en *c*, *d* sur la figure 1.

De P l'eau sous pression passe en *f* entre deux petits pistons solidaires l'un de l'autre et formant tiroir pour les lumières desservant les conduits *g*, *h* qui aboutissent aux extrémités du cylindre. En déplaçant le tiroir *f* et en découvrant l'une ou l'autre lumière, on pourra donc produire la translation horizontale du cylindre et c'est ce mouvement que l'on utilisera pour opérer l'ouverture ou la fermeture du vannage ; à cet effet, le cylindre est muni d'une crémaillère A (fig. 2) qui engrène avec un secteur denté monté sur l'axe X qui commande le vannage.

Le mouvement du cylindre est réglé par le régulateur à force centrifuge R qui est entraîné par l'axe de la turbine au moyen de la courroie E et d'une paire d'engrenages coniques. Ce régulateur, dans ses déplacements sous l'influence des variations de vitesse, agit par l'intermédiaire d'une série de leviers et de bielles B, D, F (fig. 7) sur une tige G H, filetée dans sa partie moyenne et guidée à ses extrémités en *g*, *h*. Cette tige passe librement dans le tiroir *f* (fig. 8) et ne peut l'entraîner que grâce à la présence d'écrous doubles moletés *m*, *n* dont la position est réglée une fois pour toutes.

Il est facile de concevoir maintenant quel sera le fonctionnement du servomodérateur : la tige GH en se déplaçant horizontalement sous l'influence du régulateur, entraîne le tiroir dès que l'un de ses écrous doubles *m* ou *n* vient en contact avec lui.

L'eau sous pression est alors admise sur une face du piston P telle que le cylindre mobile C se déplace dans le même sens que le tiroir *f* ; il s'en suit qu'à un certain moment la lumière précédemment découverte est petit à petit refermée et le cylindre s'arrête après avoir ouvert ou fermé le vannage de la quantité nécessaire pour ramener le nombre de tours de la turbine à sa valeur normale :

L'eau sous pression qui agit sur le système régulateur est empruntée en E (fig. 7) à la conduite d'amenée. La sensibilité peut se régler facilement au moyen du robinet *r* et en déplaçant les écrous *m*, *n* (fig. 8) sur la tige G H. Une fois que l'eau a agi sur le cylindre C elle peut s'écouler de la lumière laissée libre, dans l'enveloppe *a* (fig. 7) en passant par des ouvertures *b* ménagées dans la gaine qui entoure les extrémités de la boîte du tiroir. L'eau est ensuite évacuée à l'extérieur par le tube L.

Pour éviter que dans un mauvais réglage le tiroir *f* (fig. 8) ne soit chassé hors de son cylindre, on a vissé aux extrémités des petites plaques *a* (fig. 9) de forme convenable pour ne laisser passer que les écrous molletés dont nous

avons précédemment parlé ; ces petites plaques se voient en profil sur la figure 3.

La turbine peut être mise en marche ou arrêtée à la main ; en effet, on peut isoler le levier F de la bielle D (fig. 7) en enlevant la goupille *c* maintenue à l'extrémité d'une petite chaîne ; le levier F une fois libre, il est facile de déplacer à la main le cylindre C et par suite aussi le vannage de la turbine.

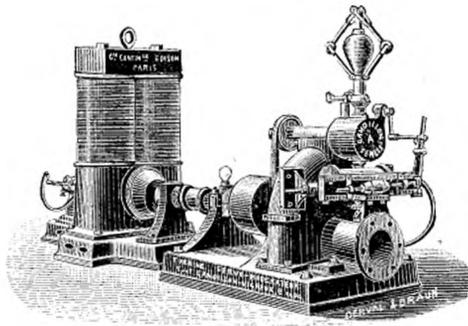
Le régulateur à force centrifuge tel qu'il est représenté sur les figures 1 et 2 est défectueux, car il communique à l'appareil régulateur des oscillations continues d'assez forte amplitude.

Pour éviter cet inconvénient, on a préféré employer la disposition représentée sur les figures 10 et 11. Le régulateur agit par l'intermédiaire de deux surfaces coniques *a, a'* sur lesquelles roulent des galets *b, b'* montés sur un levier à fourche *bb'c*.

Le régulateur en se déplaçant verticalement, communique au levier précité des déplacements horizontaux autour de son axe *d*.

Ces déplacements sont transmis par un système de biellets et de leviers au tiroir de l'appareil.

La sensibilité remarquable que présente le système de servo-modérateur que nous venons de décrire, en a permis l'application avec grands succès, à la commande directe des dynamos d'éclairage. Entre autres installations, nous représentons sur la figure ci-dessous la disposition adoptée pour l'éclairage électrique du château de Montméry appartenant à M. Théodore Haviland.



La dynamo du type courant d'Édison est accouplée directement à l'axe de la turbine.

MOTEURS OSCILLANTS ET POMPES (Système Mégy)

Les moteurs hydrauliques se prêtent éminemment, on le sait, à de nombreuses applications de la petite industrie, principalement dans les centres manufacturiers qui possèdent des distributions d'eau.

La sécurité absolue qu'ils présentent permet de les mettre entre les mains du premier venu. — Leur entretien est d'autant plus économique que l'eau, après avoir fourni son travail, n'est pas perdue; elle peut servir à tous les autres usages pour lesquels la pression n'est pas nécessaire. — Ces avantages, qu'il suffit d'énoncer pour en montrer la valeur, font, dans la plupart des cas, préférer les moteurs hydrauliques à tout autre moteur, les moteurs à gaz notamment.

Parmi les moteurs hydrauliques, représentés à l'Exposition de 1889, un des plus répandus, avant l'invention du moteur Mégy, est le moteur de Schmidt.

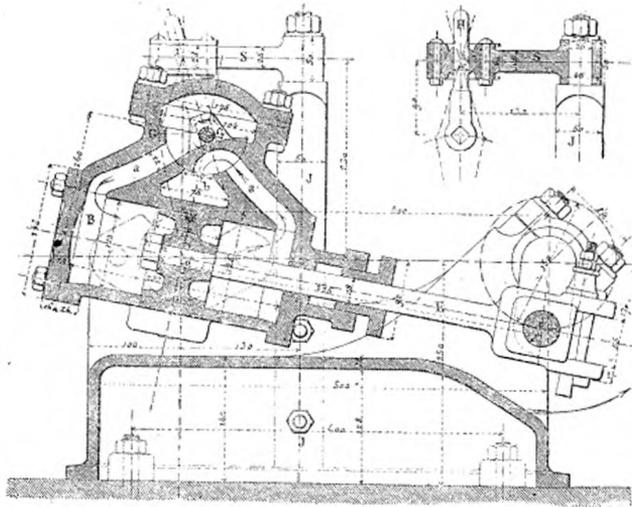


Fig. 1. — Moteur oscillant Mégy, coupe longitudinale.

Mais cet appareil, d'une construction très simple et bien étudiée, à beaucoup d'égards, ne donne un bon rendement qu'entre des mains expérimentées et au prix d'un réglage exact et difficile à maintenir, car il dépend de la pression exercée par le cylindre sur le support qui le guide dans son mouvement d'oscillation, et qui fait en même temps office de tiroir.

Or, si cette pression, réglée suivant la chute d'eau et l'état du moteur par une vis, est très forte, le travail absorbé par le frottement est considérable et le rendement mauvais. Est-elle, au contraire, insuffisante, le joint est défectueux, et l'eau s'échappe.

Ainsi, dans un cas, perte de travail, et, dans l'autre cas, perte d'eau.

Un autre défaut qui rend plus sensible encore celui que nous venons de signaler est la lenteur avec laquelle se découvrent les orifices d'admission et d'échappement.

Pour y remédier, il a fallu donner à ces orifices une longueur disproportionnée, augmentant ainsi la surface de frottement dont nous avons signalé l'inconvénient.

Malgré tout, la limite de vitesse à laquelle le moteur peut fonctionner sans chocs est très promptement atteinte.

Ces inconvénients ne se produisent pas avec le moteur Mégy, construit de manière à éviter tout choc, même à des vitesses pouvant atteindre 300 tours, à l'abri des fuites et présentant toutes les conditions voulues pour un graissage facile des organes.

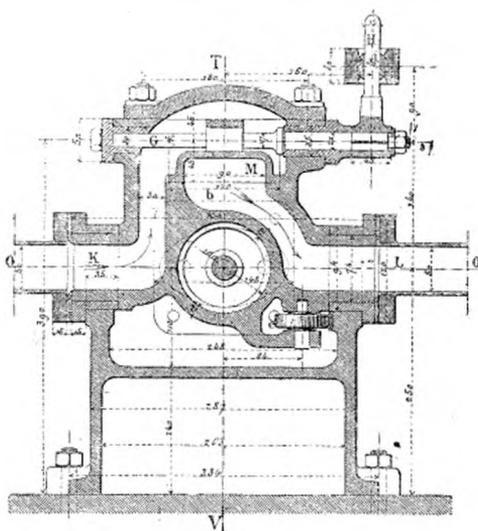


Fig. 2. — Moteur oscillant Mégy, coupe transversale.

Le moteur se compose d'un bâti en fonte portant les tourillons du cylindre et les paliers de l'arbre coudé, d'un cylindre oscillant B venu de fonte avec les conduits d'admission et d'évacuation K et L ; d'une tige-bielle E reliée à un piston étanche formé de deux parties ; d'un tiroir cylindrique M calé sur l'arbre horizontal dont l'axe se trouve au centre de la courbe convexe du tiroir et d'un mouvement spécial de distribution. Ce dernier comprend l'arbre G reçu dans

deux douilles en bronze dans lesquelles il peut tourner librement ; le levier H à tige cylindrique calé sur l'extrémité de ce dernier, l'équerre rigide S J dont la branche verticale J est fixée sur le bâti au moyen de deux boulons, tandis que la partie horizontale S comporte à sa jonction avec le levier H une articulation à rotule clairement représentée dans les coupes de détail placées au-dessous de notre dessin. On voit encore les orifices a et a' alternativement d'admission et d'échappement qui règnent sur toute la largeur de la glace cylindrique de la distribution, et l'ouverture b communiquant avec le tuyau L d'évacuation de l'eau. Enfin, à la partie inférieure du cylindre B et sur le côté, se trouve le galet d'appui e qui roule sur une partie circulaire en acier fixée au bâti.

Dès que l'eau sous pression arrive dans le tuyau K, elle remplit la boîte du tiroir M et s'introduit dans le cylindre par l'un des orifices a ou a' ; dans la position indiquée par les deux vues du moteur, le tiroir découvre, d'une part l'orifice a qui fait communiquer la partie arrière du cylindre B avec l'arrivée de l'eau, et d'autre part met en relation, au moyen de son évidement intérieur, les orifices a et b , c'est-à-dire la partie avant du cylindre, avec la conduite d'évacuation L ; le mouvement de l'eau a donc lieu suivant les flèches. L'eau en charge, arrivée dans le cylindre, force le piston à se mouvoir et le conduit à l'extrémité de sa course avant ; la tige-bielle E fait alors parcourir à l'arbre coudé environ une demi-circonférence, et en même temps chacun des points du cylindre B décrit un arc de cercle autour d'un axe commun, et notamment la tige G du tiroir qui décrit l'arc G G' ayant pour centre le point o .

D'un autre côté, l'extrémité de l'arbre N est reliée au levier H, et celui-ci, par sa jonction spéciale avec la branche S, est forcé de passer constamment par un point invariable i ; il se produit, au moyen de cette combinaison cinématique, un second mouvement de déplacement du tiroir simultané et relatif au mouvement d'oscillation du cylindre ; c'est ce déplacement relatif qui produit la distribution. On voit, en effet, que l'orifice a précédemment d'admission devient celui d'échappement en étant mis en communication avec b , pendant que a laisse introduire l'eau sous pression sur la face avant du piston, celui-ci retourne vers sa position primitive et le bouton de manivelle achève une révolution complète autour de son centre.

Avantages principaux. — Les avantages principaux du moteur Mégy sont les suivants :

1° Ouverture et fermeture très rapides des orifices d'admission et d'échappement. Par suite, marche sans choc, même à des vitesses considérables. En fait, on a pu obtenir jusqu'à trois cents tours par minute ;

2° Le tiroir cylindrique, au lieu de se détériorer par l'usage comme les tiroirs plats, s'améliore en se rodant ; l'expérience a, en effet, démontré qu'au bout d'un certain temps de marche, son étanchéité devient remarquable ;

3° Les joints sont aussi maintenus facilement étanches à cause de leurs petites dimensions ;

4° Les pertes de travail par le frottement que l'eau sous pression ne manquerait pas de développer sur les tourillons sont ici atténuées dans une grande proportion au moyen du galet d'appui e qui chemine, comme nous l'avons vu, sur la portion de couronne en acier ;

5° Rendement élevé, les pertes de charge étant réduites à un minimum par suite de la grande section des orifices a et a' , qui est supérieure au quart de celle du piston.

Le rendement qui, dans les circonstances les plus favorables, atteint 90 %, est, en moyenne, de 75 % avec une vitesse de 100 à 170 tours, et ne descend pas au-dessous de 30 % à la vitesse de 300 tours.

Les moteurs hydrauliques sont, soit à un seul cylindre, quand on peut se tenir auprès de l'appareil pour lui faire franchir le point mort à la mise en marche, soit à deux cylindres, permettant le départ dans une position quelconque par la simple ouverture du robinet.

Principales applications. — Les moteurs hydrauliques Mégy se prêtent aux usages les plus variés, tels que commande de monte-charges, d'ascenseurs, de ventilateurs, de machines électriques, etc... Il en a été fait de nombreuses applications : aux monte-charges des Magasins du Printemps et du Bon-Marché, chez Hetzel, Bapterosses, etc., etc...

Nous citerons notamment l'installation des Magasins généraux de Bercy, où sept monte-sacs sont actionnés chacun par un moteur hydraulique à deux cylindres de 100 millimètres de diamètre et de 130 millimètres de course, faisant 120 tours par minute. L'eau motrice provient d'un réservoir situé à la partie supérieure des bâtiments, où elle est refoulée au moyen d'une pompe de même système que le moteur, et dont nous parlerons plus loin. La mise en marche et l'arrêt s'obtiennent par la simple manœuvre du robinet, faite à distance au moyen d'une tringle ; quand la charge arrive au haut du bâtiment, l'arrêt se produit automatiquement. Il n'eût pas été possible, avec tout autre moteur, à gaz ou à vapeur, d'obtenir les mêmes avantages de simplicité et de sécurité.

Une autre considération, qui avait déterminé le choix du système, était l'économie de consommation, économie supérieure à celle qu'eussent donnée des moteurs à gaz, ou une transmission générale. En effet, les moteurs hydrauliques, ne tournant que pendant le lavage des sacs, la consommation d'eau est exactement proportionnelle au travail produit.

Sans vouloir entrer ici dans le détail des chiffres, nous dirons seulement qu'aux Magasins généraux le mètre cube d'eau prise dans un puits, et élevée dans un réservoir, à 20 mètres de hauteur, revient à 2 centimes, et élève à la même hauteur 680 kilogrammes de marchandises.

Changement de marche. — Dans certains cas, il est nécessaire de pouvoir changer le sens de la marche. Cette condition se réalise très simplement dans le moteur Mégy, par l'emploi d'un tiroir équilibré, et d'un robinet à trois voies, placé sur la conduite et permettant de faire arriver l'eau à volonté, par la tubulure K, en suivant le sens de la flèche (fig. 1 et 2), ou en sens inverse par la tubulure L.

Pression d'eau nécessaire. — Le moteur Mégy fonctionne à toutes les pressions, depuis 2 mètres de chute. Toutefois, pour obtenir un rendement suffisant, il faut disposer d'une pression minima de 10 à 15 mètres. Moyennant quelques modifications dans la distribution, le moteur se prête avantageusement à l'emploi des hautes pressions (30 à 40 atmosphères), que l'on obtient avec les accumulateurs dans les distributions d'eau forcée.

B. — POMPES

Description. — Le moteur Mégy est réversible, c'est-à-dire qu'en le faisant tourner en sens inverse, il agit comme une pompe aspirante et foulante. Le tiroir doit, dans ce cas, être équilibré comme pour le moteur à changement de marche. L'eau suit alors le sens inverse des flèches (fig. 1 et 2); aspirée par la tubulure L, elle est refoulée par la tubulure K.

Avantages. — La pompe Mégy a toutes les qualités que nous avons signalées dans le moteur. Comparée aux pompes ordinaires à piston, elle présente l'avantage de ne pas avoir de clapets. Grâce à cela, grâce aussi à la rapidité d'ouverture et de fermeture des orifices, elle fonctionne à grande vitesse sans chocs et avec un rendement élevé. A dimensions égales, sa puissance est supérieure. Elle se comporte également bien avec des eaux boueuses et chargées qui mettent rapidement les clapets hors de service, ou en entravent le fonctionnement. De même aussi avec des sirops ou autres substances visqueuses.

Comparée aux forces centrifuges, la pompe Mégy donne un rendement supérieur à des vitesses très variables; tandis que, pour obtenir un rendement suffisant, la pompe centrifuge doit toujours fonctionner à sa vitesse normale, la pompe Mégy peut tourner à une vitesse quelconque, en rapport avec la quantité d'eau qu'elle doit élever.

Nous avons cité plus haut l'usage qui a été fait de la pompe Mégy aux Magasins généraux de Bercy. Elle a été employée avec succès dans d'autres installations, notamment au camp d'Avor, aux Magasins du Louvre, à la Manufacture des glaces de Montluçon, etc. Dans ce dernier cas, la pompe est actionnée par un moteur à vapeur du même système, également oscillant. Elle a été employée avec le même mode de commande comme pompe alimentaire.

C. — MOTEURS A VAPEUR ET AIR COMPRIMÉ

Description. — La construction générale est la même que pour le moteur hydraulique. Les conduits sont moins larges afin de réduire les espaces nuisibles, et la tige du tiroir H (fig. 2 et 3), au lieu de passer par un point fixe, est actionnée par un excentrique calé sur l'arbre coudé (fig. 3). Cette disposition, tout en conservant les qualités d'ouverture et de fermeture rapides des orifices, permet de fonctionner avec une certaine détente.

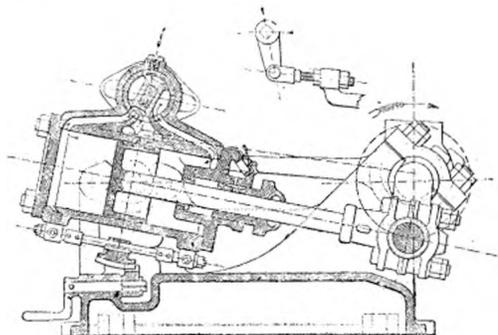


Fig. 3. — Moteur à vapeur et à air comprimé. Coupe longitudinale.

Ces moteurs se distinguent par leur simplicité, la facilité de leur conduite et leur faible encombrement. Nous les avons appliqués avec succès à la manœuvre de grues et de treuils, soit à vapeur, soit à air comprimé.

Sas à air. — Nous citerons notamment l'usage qui en a été fait pour la commande de treuils de sas à air. Le moteur, appliqué extérieurement à une cloche en fonte, qui renferme le treuil, et qui est fixée elle-même au-dessus du sas, est actionné par l'air même qui alimente le caisson. Cet appareil est très apprécié par les entrepreneurs de fondations à air comprimé.

FRICTOMÈTRE

de MM. E. Petit et H. Fayol.

MM. Emile Petit et Henri Fayol ont inventé un appareil désigné par eux sous le nom de *frictomètre*, destiné aux essais relatifs au frottement.

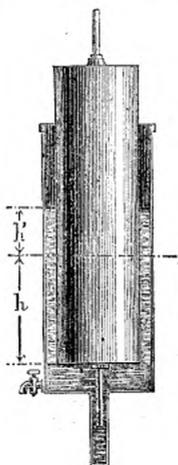


Fig. 1. — Flotteur du frictomètre de MM. Petit et Fayol.

Avant de décrire l'appareil même ayant le but qui vient d'être indiqué, nous entrerons dans quelques détails sur l'appareil enregistreur des efforts adaptés à cet instrument, ce mode d'évaluation des efforts étant susceptible d'un grand nombre d'autres applications.

On sait que si l'on cherche à enfoncer dans un liquide un corps solide de faible densité, par exemple un cylindre métallique creux et fermé, flottant à la surface du liquide, on est obligé de vaincre une certaine résistance due à la poussée verticale que le liquide exerce sur le corps.

Si le vase contenant ce liquide a une section horizontale très considérable par rapport à la section droite du corps plongé, le niveau de ce liquide restera sensiblement le même, et l'on pourrait facilement évaluer l'effort qu'il aurait fallu exercer pour enfoncer le corps solide d'une certaine hauteur h en mesurant avec soin cette hauteur.

Les aréomètres d'un usage courant sont basés sur ce principe.

Si la section des vases n'est pas beaucoup plus considérable que celle du corps plongé, en même temps que celui-ci s'enfoncera, le liquide s'élèvera au-dessus du niveau primitif, et il est facile de se rendre compte des conditions d'équilibre du corps ainsi plongé dans ses différentes positions. Soit :

$$(S - s) h' = sh \quad \text{d'où} \quad h' = \frac{sh}{S - s}$$

S la section du vase rempli de liquide, cette section étant supposée constante, s la section droite du corps.

h la hauteur de laquelle on l'enfoncé dans le liquide.

h' la hauteur dont le niveau du liquide s'élève.

π la densité du liquide.

L'égalité du volume donne :

$$h + h' = h + \frac{sh}{S - s} = \left(1 + \frac{s}{S - s}\right) h$$

la distance qui existe entre le fond du corps plongé et la surface du niveau du liquide après l'enfoncement de ce corps sera :

$$p = s (h + h) \pi = \left(1 + \frac{S - s}{s}\right) h \pi$$

et la poussée résultant de l'action du liquide sur le corps sera :

$$p = \frac{Ss}{S - s} h \pi$$

Cette expression permet donc de se rendre compte de la valeur p , connaissant les deux sections, la hauteur h , et la valeur de π .

Si donc on munit la tige de ce flotteur d'un index venant reporter sur un cylindre à axe vertical, animé d'un mouvement continu de rotation, la position d'un des points de la tige, on pourra, par la lecture des indications d'un tracé continu, obtenir la succession des valeurs des pressions p exercées dans le phénomène que l'on s'était proposé d'étudier.

Cet instrument de mesure des efforts exercés peut être complété, à volonté, par une disposition qui permet de faire varier l'échelle des déplacements correspondants à des efforts donnés.

On peut à cet effet, faire varier, soit la section S du vase contenant le liquide, soit la nature du liquide, soit encore la section du corps plongé.

De ces trois procédés, le premier est de beaucoup le plus pratique, en disposant l'appareil de la manière suivante :

Au lieu de modifier la section S du vase contenant le liquide, en le remplaçant par un autre, on peut lui adjoindre un ou plusieurs récipients supplémentaires communiquant avec le premier à l'aide de tuyaux munis de robinets. Le niveau du liquide dans ces récipients sera le même que dans le premier vase et l'on pourra ainsi augmenter la section S dans la proportion que l'on voudra.

Un simple jeu de robinets replacera l'appareil dans les conditions primitives. Ainsi disposé, cet instrument d'observation permet donc facilement d'évaluer soit le poids de différents corps, si on veut établir sur ce principe une sorte de balance, soit des efforts d'intensités constantes ou variables comme dans les différents genres de dynamomètres.

Nous allons maintenant décrire le frictomètre auquel cet appareil de mesure des efforts a été appliqué.

Le problème que MM. Petit et Fayol ont cherché à résoudre est le suivant. Ils ont voulu se placer pour l'essai des matières lubrifiantes dans des conditions aussi identiques que possible à celles de la pratique.

Un arbre de rotation de faible longueur est disposé horizontalement et est prolongé par un tourillon dont le diamètre peut varier. Ce tourillon est entouré par un coussinet en une seule pièce, maintenu dans un cadre remplaçant le chapeau du palier ordinaire.

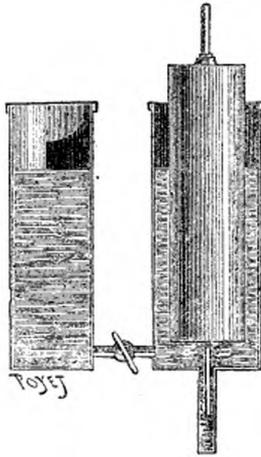


Fig. 2. — Flotteur du frictomètre de MM. Petit et Fayol.

Ce coussinet est chargé de poids variables et l'on obtient une pression variable entre le coussinet ainsi chargé et le tourillon de l'arbre.

Il a suffi d'adapter au frictomètre l'appareil de mesure des efforts précédemment décrit pour pouvoir évaluer, soit à chaque instant, soit d'une manière continue, au moyen d'un enregistreur, un nombre proportionnel à l'effort tangentiel au tourillon d'une valeur égale à fP , f étant le coefficient de frottement à déterminer, P la pression.

Un thermomètre disposé dans un logement préparé dans le coussinet permet d'observer l'élévation de la température.

Le mouvement de rotation est transmis par courroie, et, à cet effet, l'arbre porte un ensemble de poulies fixe et folle, avec fourchette de débrayage.

La pression est donnée par un grand levier prenant son point d'appui sur le bâti général de l'appareil. Ce point d'appui, muni d'un couteau en acier, est distant de la verticale passant par le centre de l'arbre de 50 millimètres seulement le point d'application de la charge est distant de 1 mètre de ce même point d'appui,

Si l'on dispose sur ce levier un couteau situé dans le plan vertical passant par l'axe de l'arbre, ce couteau pourra transmettre une pression égale à $\frac{1000}{50} = 20$ fois la charge disposée à l'extrémité du levier.

Cette pression est transmise au coussinet par un balancier de faible longueur au milieu duquel agit le couteau attaché au grand levier. Deux bielles articulées, aux deux extrémités du balancier, viennent s'attacher en deux points du cadre entourant le coussinet.

Cette disposition permet la libre oscillation du coussinet entourant le tourillon, la pression étant transmise intégralement à cet axe quelle que soit la position du coussinet qui l'entoure.

A la chape de ce coussinet se trouve fixé un levier équilibré ayant 0^m,700 de longueur et à l'extrémité du levier on vient disposer l'appareil employé pour l'enregistrement des efforts dont la description est donnée plus haut.

Suivant l'état et la nature des matières lubrifiantes employées suivant la charge portée par le coussinet, l'effort tangentiel fP aura une valeur plus ou moins

considérable, et il en résultera un déplacement du levier fixé au flotteur qui s'enfoncera plus ou moins suivant l'intensité de l'effort exercé.

La lecture de ces déplacements pourra donc servir à déterminer à chaque instant un nombre proportionnel au produit fP et par suite à déterminer la valeur du coefficient de frottement.

Sans qu'il soit nécessaire d'insister davantage sur la construction de l'appareil présenté, nous pouvons dire qu'il n'est qu'une des formes sous lesquelles on pourrait appliquer les principes mis en œuvre à l'étude du frottement dans les arbres horizontaux ou verticaux avec tourillons ou coussinets tournants.

Il nous a été donné de vérifier les conditions du fonctionnement d'un appareil de ce genre installé dans l'usine de M. Allaire, fabricant d'huiles et graisses industrielles à Levallois-Perret, et nous avons pu nous assurer qu'il fonctionnait d'une manière très satisfaisante.

Cet appareil permet en effet d'étudier soit la nature et le mode d'emploi des matières lubrifiantes, soit les formes ou dimensions des tourillons et coussinets, soit encore les meilleures conditions de vitesse ou de charge, en un mot de fixer, par expérience directe, la valeur la meilleure d'une quelconque de ces quantités prise pour variable.

Un certain nombre de ces appareils sont maintenant en service : l'un d'eux est installé chez M. Deauville à Petit-Bourg, un autre fonctionne d'une manière courante aux usines de Commentry.

Ces différentes applications indiquent que cette appareil, désigné sous le nom de frictomètre, a déjà pris place dans l'industrie et est susceptible de rendre de réels services.

LÉGENDE DESCRIPTIVE REPRÉSENTANT LE FRICTOMÈTRE
DE MM. E. PETIT ET H. FAYOL.

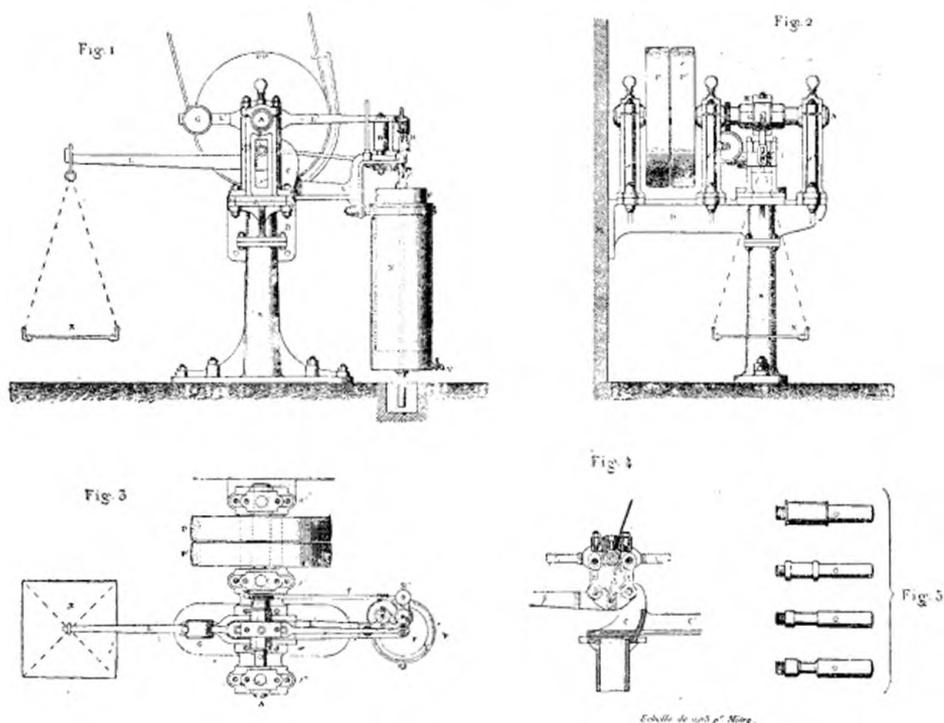


Fig. 1 et 2. — Élévation de l'appareil.

Fig. 3. — Plan.

Fig. 4. — Détail du coussinet et du mode d'application de la charge.

Fig. 5. — Tourillon de formes diverses pouvant se monter sur l'appareil.

A, arbre de rotation constitué par le tourillon en expérience.

PP', poulies fixe et folle montées sur cet arbre.

S, colonne venant se fixer sur le sol et servant de support à tout l'appareil.

B, pièce horizontale fixée à la colonne S et venant se fixer au mur M.

s s' s'', palier de l'arbre A.

C, pièce de fonte fixée à B et servant de point d'articulation d'un levier L.

L, levier articulé en l et portant à son extrémité un plateau X que l'on peut charger de poids d'intensité variable.

I, couteau attaché au levier L et venant s'appuyer sur une pièce D.

D, balancier recevant la pression du levier L par l'intermédiaire du couteau K et transmettant cette pression par l'intermédiaire de bielles E au coussinet K.

e e, couteaux fixés à un levier L', ces couteaux étant entourés par les chapes des bielles E, E.

L', levier fixé au coussinet et entourant l'arbre A.

G, contrepoids équilibrant le levier L'.

N, bêche cylindrique remplie d'eau dans laquelle se meut le flotteur F.

Cette bêche est réunie à la pièce B par un prolongement C' de la pièce C.

f, tige du flotteur F venant s'attacher à l'extrémité du levier L'.

R, R', R'', rouleaux servant au déroulement et à l'emmagasinement du papier recevant la trace des déplacements d'un point de la tige f.

T, transmission sur l'arbre A et transmettant un mouvement très lent à l'ensemble des rouleaux P, R', R''.

V, robinet à vider la bêche N du flotteur F.

L'Arbre, la Manivelle, la Bielle et le Volant

Régularisation du mouvement dans les appareils à simple effet

Communication faite par M. N.-J. Raffard

Messieurs, l'arbre, la manivelle, la bielle et le volant, organes que l'on rencontre dans toutes les machines, en sont à la fois, les plus simples et les plus importants. Tout ce qui se rapporte à leur construction doit donc intéresser les ingénieurs et principalement ceux qui s'occupent de machines à grande vitesse. Ces grandes vitesses même préoccupent tout le monde, vous me pardonnerez, j'espère, Messieurs, d'exposer ici devant vous des considérations aussi élémentaires que celles qui vont suivre, car elles ont pour objet le fonctionnement économique, la sécurité et la sûreté de marche des machines à mouvements alternatifs rapides.

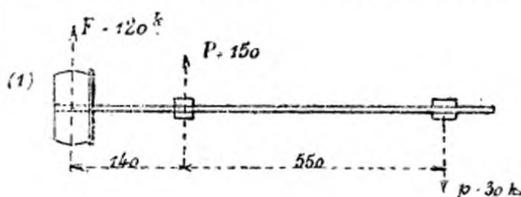
L'ARBRE

L'arbre est un corps rigide supporté par deux appuis ou paliers dans lesquels il tourne : le mouvement lui étant ordinairement imprimé au moyen d'une poulie, d'une roue d'engrenages, ou d'une manivelle placée entre les appuis, ou bien encore en dehors, c'est-à-dire en *porte-à-faux*.

Le mouvement reçu par l'arbre est généralement transmis à l'outil au moyen de manivelles, excentriques, roues d'engrenages ou poulies ; mais dans ce qui suit, nous supposerons toujours que la résistance à vaincre est produite par une dynamo, une hélice entièrement plongée dans l'eau ou tout autre objet produisant un couple résistant.

Notre but étant de montrer les inconvénients qui résultent de l'emploi d'organes placés en porte-à-faux (1) sur les arbres, nous allons comparer ce mode de

1. Je définis le porte à faux p , comme étant le rapport $\frac{a}{b}$ de deux longueurs a étant la distance de deux plans perpendiculaires à l'arbre : celui décrit par



le milieu du bouton de la manivelle et celui passant par le milieu de la portée du coussinet; b étant la distance des milieux des deux paliers. Si b est variable et le porte-à-faux p , une fonction de b , ce rapport varie comme une hyperbole équilatère. Il est donc infini pour $b = 0$ et nul pour $b = \infty$.

construction à celui plus rationnel du montage de ces mêmes organes entre les paliers.

Pour matérialiser notre pensée, nous prendrons le cas offert par la dynamo rustique représenté figure 1, dans laquelle l'arbre est commandé par une poulie en porte-à-faux. La distance du milieu de la poulie au milieu de la portée sur le coussinet le plus proche est de 140 millimètres tandis que la distance des

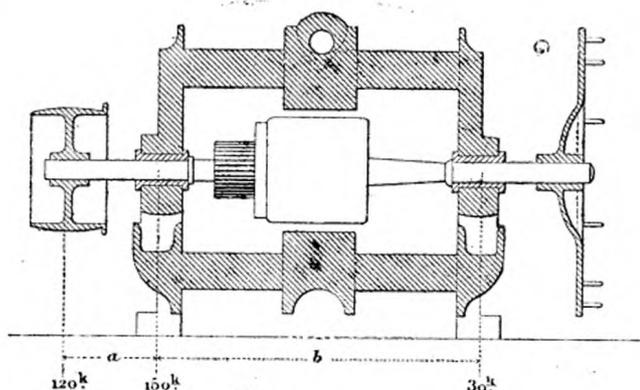


FIG. 1

milieux des deux paliers de la machines n'est que de 550 millimètres, c'est-à-dire une longueur seulement quatre fois plus grande. Ceci posé, il est facile de voir que par le fait même de cette disposition, les pressions sur les paliers sont augmentées et que le frottement de l'arbre de la machine sera rendu moitié plus grand que si la courroie agissait au milieu de l'arbre entre les deux appuis. En effet, si nous faisons la tension des deux brins de la courroie égale à 120 kilogrammes, il est facile d'établir que la pression sur le palier voisin de la poulie s'élève à 150 kilogrammes, alors qu'elle atteint 30 kilogrammes sur l'autre palier. La somme des pressions sur les deux paliers due à l'action de la courroie sera donc de $150 + 30$ ou 180 kilogrammes. On voit ainsi que, dans ce cas, la disposition en porte-à-faux rend le frottement moitié plus grand que celui que produirait la même courroie également tendue agissant sur une poulie placée entre les deux paliers de l'arbre.

$$P = 120 \left(\frac{140 + 550}{550} \right) = 120 \times 1,25 = 150 \text{ k.}$$

$$p = 120 \frac{140}{550} = \frac{120}{4} = 30 \text{ k.}$$

De plus, il est à remarquer que les pressions sur les coussinets s'exerçant toujours en sens contraire, l'usure n'a pas lieu parallèlement à l'arbre.

Avant de continuer, nous croyons utile de signaler une disposition appelée à rendre de grands services pour la commande des dynamos, et qui consiste en un bâti semblable à la poupée d'un tour (voir la fig. 2). Ce bâti, fondu d'une seule

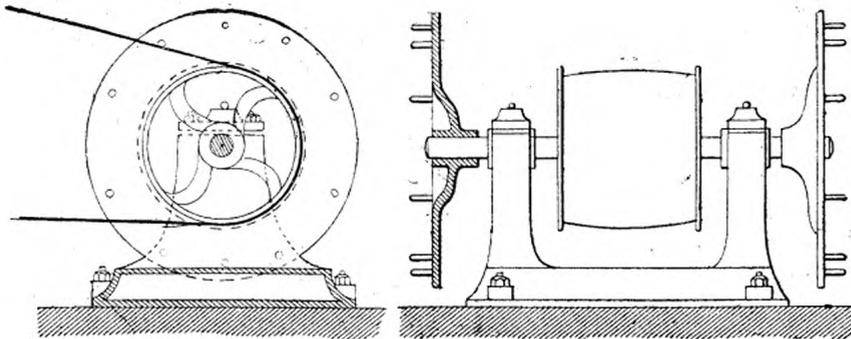


FIG. 2

pièce avec les paliers porte un arbre sur le milieu duquel est calée la poulie de commande, et dont les deux extrémités en dehors des paliers sont munies chacune d'un plateau d'accouplement à bagnes de caoutchouc, transmettant le mouvement à l'une des dynamos. Cette dernière disposition fatigant moins l'arbre que dans le cas du porte-à-faux, on pourra en réduire le diamètre d'un sixième environ sans nuire à la solidité, et alors les frottements ne seront plus guère que la moitié de ce qu'ils sont dans le dispositif en porte-à-faux. Cette construction excessivement solide présente en outre l'avantage de réduire au minimum les frottements de l'arbre, celui de soustraire les dynamos aux vibrations et secousses produites par les inégalités d'épaisseur de la courroie, vibrations qui faisant sautiller les balais produisent des étincelles qui nuisent au bon fonctionnement et à la durée des appareils.

Ceci posé, remarquons que les mêmes efforts se retrouvent identiquement dans

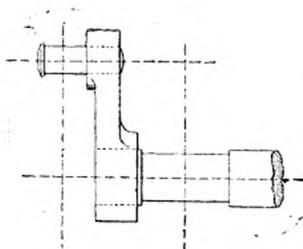


FIG. 3

les machines à vapeur lorsque l'arbre est commandé par une manivelle en porte-à-faux, disposition représentée figure 3. Dans ce cas en effet, on est obligé, afin d'éviter l'échauffement du palier de la manivelle, de répartir la pression sur une plus grande surface en allongeant la portée de l'arbre, ce qui malheureusement ne peut se faire sans exagérer encore le porte-à-faux ; d'où il résulte un nouveau surcroît de pression et surtout de fatigue pour l'arbre qui nécessite d'en aug-

menter le diamètre. On ne sort donc de cette difficulté que par une construction

très substantielle, très coûteuse et des frottements toujours considérables. Dans une machine, l'effort maximum de torsion entre la manivelle et le volant n'est jamais dépassé, mais celui de flexion n'est jamais limité ; ce sont toujours des coups d'eau ou des compressions exagérées qui produisent les ruptures, le coefficient de sécurité doit donc être d'autant plus élevé que le porte-à-faux est plus grand.

Je passerai maintenant à la manivelle.

LA MANIVELLE

Ce porte-à-faux de la manivelle si nuisible au bon fonctionnement de la machine sera réduit au minimum possible par la disposition à *manivelle retournée*, dans laquelle le bout de l'arbre et le moyeu de la manivelle approchent à 3 millimètres environ du passage de la bielle, comme cela est indiqué sur la figure 4.

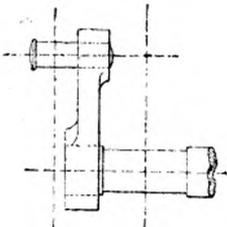


FIG. 4

Ce moyen qui utilise complètement l'espace dont on dispose ayant de plus l'avantage d'augmenter la solidité de la manivelle sur l'arbre, on pourra diminuer un peu la longueur de l'emmanchement, et on profitera ainsi d'un espace relativement considérable pour rapprocher le palier du plan d'oscillation de la bielle. Comme d'autre part ce dispositif augmente l'éloignement des deux paliers ce qui réduit encore dans une certaine mesure les pressions

sur les tourillons, cette construction sera donc plus légère, plus solide et plus économique que l'ancienne, car elle diminue les frottements et augmente la résistance de l'arbre.

Il résulte des considérations précédentes, que lorsque le local dont on dispose, ne permet pas d'avoir une distance des deux paliers égale au moins à cinq fois la longueur du porte-à-faux de la manivelle, il faut renoncer à ce genre de construction et employer le dispositif de l'arbre à vilebrequin (fig. 5) autrefois considéré comme dangereux, à cause des difficultés de forge, mais que les progrès de la fabrication permettent d'employer maintenant en toute sécurité.



FIG. 5

Dans ce dispositif qui correspond au cas de la poulie (fig. 2), l'action de la bielle, s'exerçant entre les deux paliers, on n'a jamais de pressions plus considé-

ables. Dans ce dispositif qui correspond au cas de la poulie (fig. 2), l'action de la bielle, s'exerçant entre les deux paliers, on n'a jamais de pressions plus considé-

rables que celles résultant de cette action (*) : les frottements sont donc moindres que dans le cas précédent et l'usure des paliers se fera toujours parallèlement à l'axe, ce qui est un grand avantage pour le fonctionnement des divers organes de la machine.

Il est vrai que le diamètre du bouton de la manivelle en porte-à-faux est moins grand que celui de l'articulation de la bielle sur le vilebrequin, mais la légère augmentation de frottement qui peut en résulter est grandement compensée par le moindre diamètre des tourillons de l'arbre à vilebrequin.

Ceci posé, je passerai à

LA BIELLE

Il ne faudrait pas croire que l'on puisse arriver à réduire le porte-à-faux par cet autre moyen qui consiste à rendre la tête de bielle dissymétrique pour en rapprocher le fût du bras de la manivelle comme l'indique la figure 6 : ce qui ne diminuerait en rien le porte-à-faux. En effet, la résultante des pressions sur le bouton de la manivelle passant toujours nécessairement par le *milieu* de ce bouton, j'insiste sur le mot *milieu*, la bielle ne sera plus également chargée de part et d'autre de son axe : ce qui la fera fouetter. De plus, la direction des forces qui agissent sur la bielle n'étant plus située dans le plan décrit

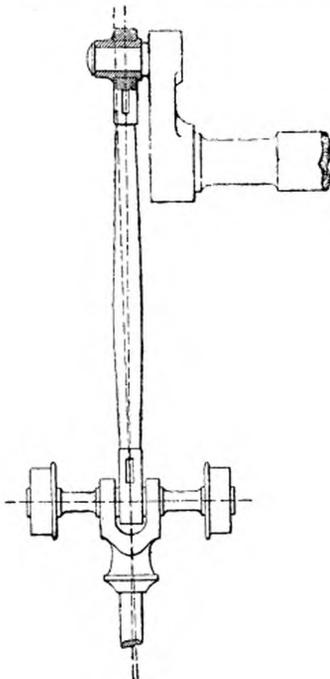


FIG. 6

par le milieu du bouton de la manivelle, il en résulte des efforts perpendiculaires au plan d'oscillation de la bielle, et qui changeant de direction à chaque demi-révolution donnent lieu à des mouvements louvoyants (*), des usures latérales et des chocs qui se réper-

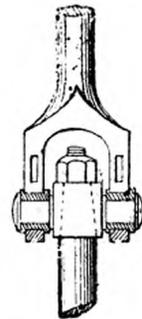


FIG. 7

1. On démontre facilement que quelle que soit la position du vilebrequin entre es deux paliers, la somme des pressions sur chacun d'eux et par conséquent la puissance dissipée en frottement est toujours la même.

2. Nom donné par notre président M. HATON DE LA GOUPILLIÈRE, à ces mouvements hélicoïdaux dans lesquels l'une des forces n'entre en jeu, que par suite du mouvement produit par d'autres forces.

cutent sur tous les organes de la machine, et en provoquent la dislocation. La bielle non symétrique doit donc être exclue de toute construction sérieuse, et, à plus forte raison, il en sera de même de la bielle fourchue représentée (fig. 7) car par suite du desserrage accidentel d'une des clavettes ou de l'usure inégale des coussinets des deux branches de la fourche, un seul côté de la bielle supporte alors tous les efforts du piston ; il en résulte une fatigue excessive de la tige du piston qui se fausse et ne tarde pas à se rompre.

J'aborderai pour terminer la question

LE VOLANT

Le volant, organe indispensable à la régularité du mouvement et au fonctionnement économique des machines, est souvent une cause de frottements tels qu'une grande partie du travail moteur se trouve absorbée et que le constructeur, dans la crainte de cet inconvénient, se dispense de donner à cet organe une puissance suffisante, au grand détriment de la marche du moteur et de la qualité des produits fabriqués. Cependant comme nous allons le voir, le poids du volant peut parfaitement être équilibré par les forces développées dans la machine et, dans ce cas, ne causer presque aucun frottement supplémentaire, ce qui fait qu'alors la régularisation du mouvement ne coûte presque rien.

Pour cela il suffit de disposer *verticalement* (j'insiste sur le mot *verticalement*) l'axe du cylindre et de rechercher les meilleures proportions à établir entre le *poids* du volant et *l'effort* sur le piston, ainsi que le meilleur emplacement de ce volant sur l'arbre au point de vue du frottement qu'il cause.

Pour mieux fixer les idées, considérons d'abord le cas théorique d'une machine à vapeur *verticale* à pleine pression et à bielle infinie dont on aurait enlevé le volant, et sur l'arbre de laquelle serait appliqué un couple résistant.

Dans chaque position de la manivelle l'effort transmis par la bielle étant constant en grandeur et en direction, la pression de l'arbre sur ses coussinets sera elle même constante, et le frottement qui en résultera demeurera le même pendant une révolution entière de la manivelle. Si donc F est cet effort constant, le frottement pendant une demi-révolution sera une fraction $\frac{F}{m}$ de cet effort et pen-

dant une révolution entière $\frac{2F}{m}$. Ajoutons maintenant un volant sur l'arbre de

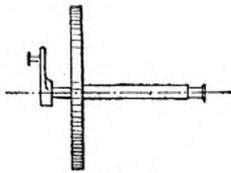


FIG. 8

la machine *très près de la manivelle*, comme l'indique la figure 8 : son poids va entrer en jeu et se composera avec les efforts verticaux transmis par la bielle ; dans ce cas le poids du volant s'ajoute à l'effort ou s'en retranche suivant le sens du mouvement du piston. Si donc F représente encore l'effort et P le poids du volant, le frottement sera dans

le premier demi-tour $\frac{F + P}{m}$ et dans le second demi-tour $\frac{F - P}{m}$. Si maintenant nous faisons en particulier $F = P$, nous aurons pour le premier demi tour $\frac{2 F}{m}$ et pour le second demi tour, 0, total $\frac{2 F}{m}$ comme dans le cas de la machine sans volant.

Ainsi l'introduction d'un volant de poids P, égal à l'effort F exercé par le piston ne cause pas de frottement supplémentaire relativement à la machine sans volant.

A ce point de vue, la même machine horizontale est inférieure à la machine verticale. En effet : donnons lui un volant d'un poids P égal à l'effort F, et plaçons comme précédemment ce volant très près de la manivelle. La résultante

pour chaque demi-tour sera $F\sqrt{2}$ (fig.9) et le frottement correspondant



FIG. 9

pour un tour complet le frottement sera

$$\frac{2 F \sqrt{2}}{m} = \frac{2 P}{m} \times 1,41.$$

Le frottement dû au poids du volant est donc plus élevé de 40 % dans la machine horizontale que dans la machine verticale à volant équilibré.

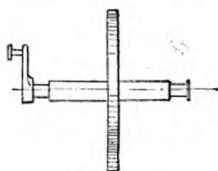


FIG. 10

Nous avons dit tout à l'heure qu'il était nécessaire de mettre le volant le plus près possible de la manivelle. En effet si nous avons placé ce volant au milieu de l'arbre (fig. 10), il est facile de voir que 50 % seulement du frottement dû au poids du volant, auraient été équilibrés dans la machine verticale, et environ 30 % dans la machine horizontale.

Mais si, comme on le fait souvent, nous avons placé le volant à l'autre bout de l'arbre, près de ce qu'on a l'habitude de nommer le palier du volant (fig. 11)

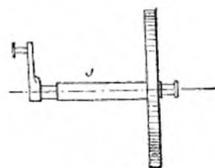


FIG. 11

le frottement de l'arbre dû au poids du volant et à l'action de la bielle aurait été pour la machine verticale deux fois plus grand que dans la première disposition.

Les cas que nous venons d'examiner ne rentrent évidemment pas dans les conditions de la pratique, ils nous ont servi simplement à établir les faits dans leur généralité.

La machine de Woolf à balancier et à volant placé très près de la manivelle, de même que les dispositifs à cylindres verticaux qui rappellent les anciennes

machines verticales à directrices et bielles pendantes de Maudslay (fig. 12) et aussi ceux à pilon (fig. 13 et 14) ayant des volants *identiques* à chaque bout de l'arbre à vilebrequin permettent d'annuler presque complètement le frottement dû au poids du volant.

En résumé, ces considérations montrent que dans la machine à vapeur, on peut non seulement obtenir toute la régularité de mouvement désirable au moyen de volants puissants, sans augmenter pour cela les résistances passives, mais aussi assurer cette uniformité dans les admissions si indispensables au fonctionnement le plus économique des machines à détente variable par le régulateur (1).

Par ce qui précède, on voit qu'au début d'une installation d'usine, il faut bien se garder de commencer par l'achat de la machine à vapeur sans tenir compte des outils qu'elle aura à faire mouvoir, car on serait bientôt obligé d'employer

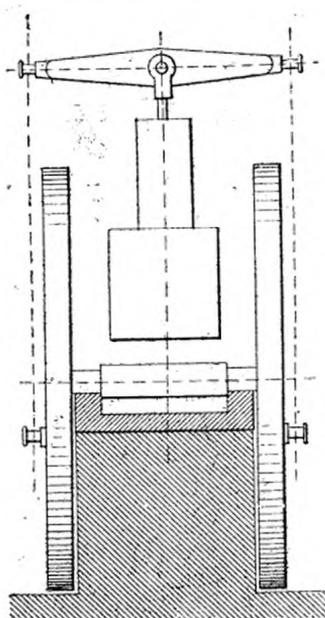


FIG. 12

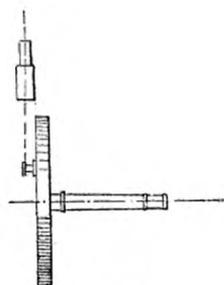


FIG. 13

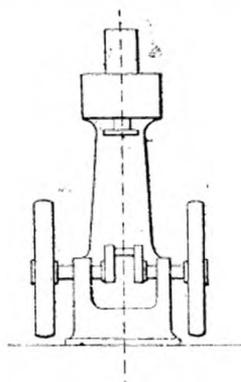


FIG. 14

1. En effet lorsque le régulateur est isochrone et le volant peu puissant il arrive parfois qu'à une admission totale succède une admission nulle, alors non seulement la détente de la vapeur n'est pas utilisée mais les résistances passives sont considérablement augmentées. La constance du degré de la détente est une des principales conditions d'économie et elle ne peut être réalisée que par l'emploi d'un volant très puissant joint à un régulateur suffisamment stable.

des transmissions compliquées et très coûteuses, pour l'atteler à ces outils et en outre la régularité du mouvement ne serait probablement pas suffisante. Puisque l'outil à faire mouvoir est l'objet principal, on étudiera d'abord quelle est la vitesse et le degré de régularité qu'il exige, et sur ces données on établira le volant en donnant à cet organe une vitesse se rapprochant de celle de l'outil, un diamètre aussi grand qu'il est raisonnable de le faire, et enfin un poids suffisant pour assurer toute la régularité dont on a besoin. Ensuite on déterminera les pressions sur les pistons du grand et du petit cylindre d'une machine de Woolf qui, dans un dispositif vertical, produiront l'équilibre du volant, et enfin on déterminera la course des pistons selon la puissance à donner à la machine.

En résumé dans la construction des machines à vapeur on devra toujours prendre en considération :

1° L'outil à faire mouvoir, la vitesse et le degré de régularité de mouvement qui lui conviennent ;

2° L'équilibre du poids du volant qu'il importe de réaliser par les dispositifs verticaux à balancier, à bielles pendantes et à pilon.

3° L'exclusion absolue des bielles fourchues et de celles dont les différentes parties ne sont pas symétriques par rapport à l'axe.

4° L'emploi de la manivelle retournée qui permet de réduire au minimum le porte-à-faux des manivelles.

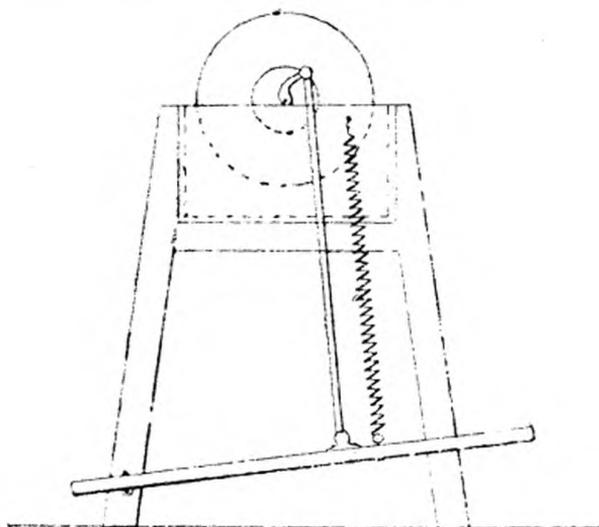
5° Enfin le dispositif à vilebrequin doit toujours être préféré à celui de l'arbre à manivelle, toutes les fois que la distance des deux paliers de ce dernier n'est pas très grande par rapport au porte-à-faux.

Régularisation du mouvement et diminution du frottement dans les appareils à simple effet

Les principes que nous avons développés au sujet de l'équilibre du poids du volant dans les machines à vapeur, s'appliquent aussi à toutes les autres machines, et par conséquent aux appareils mus par une pédale et une manivelle, tels que tours au pied, meules, machines magnéto-électriques de laboratoire, etc.

On peut annuler en partie le frottement dû au poids du volant ou de la meule, par l'emploi d'un ressort convenablement tendu agissant sur la pédale en sens contraire de la pesanteur, comme cela est indiqué dans la figure ci-après. Pendant la descente de la pédale, c'est-à-dire pendant une demi-révolution, ce ressort diminue de moitié l'effort produit par le pied, puis, continuant son action, pendant l'autre demi-révolution, il diminue encore d'autant le poids du volant. Il en résulte évidemment que la mise en jeu de ce ressort réduit les frottements

de l'arbre dus au poids du volant et à l'effort exercé par le pied. En outre, la bielle agissant avec une égale énergie pendant les deux demi-révolutions, l'emploi du ressort transforme la manivelle à simple effet en manivelle à double effet, ce qui augmente la régularité dans le rapport de 1 à 5 (1).



On sait en effet que pour une même vitesse et un même travail, le poids du volant d'une machine à manivelle, à double effet, n'est que le 1/5 de celui d'une machine à simple effet, pour une même variation relative de la vitesse.

De plus l'irrégularité de mouvement qui tend à produire le poids de la pédale, sera facilement évitée par un réglage de la tension du ressort.

Ainsi l'emploi de ce simple ressort, dans ce genre de machines, en rend la régularité beaucoup plus grande, tout en diminuant les frottements d'une manière considérable.

(1) Cela résulte de la comparaison des formules de Poncelet relatives au calcul du poids du volant dans les machines à simple et à double effet.

$$\text{Dans la machine à simple effet, on a : } PV^2 = 24324 \frac{n}{m} \text{ N.}$$

$$\text{— double — } PV^2 = 4645 \frac{n}{m} \text{ N.}$$

C'est-à-dire que dans ces deux expressions, tout s'y trouve semblable à l'exception du facteur numérique qui est environ 5 fois (5,24) plus considérable pour la manivelle à simple effet, que pour celle à double effet. Donc pour une vitesse égale, la première exige n volant cinq fois plus grand.

LE FREIN DYNAMOMETRIQUE

de M. N.-J. Raffard

COMMUNICATION DE R. ARNOUX

La mesure exacte du travail et surtout de la puissance mécanique des moteurs joue aujourd'hui un très grand rôle dans l'industrie. Cette mesure, bien qu'elle paraisse simple et facile au premier abord, surtout depuis l'invention du frein de Prony, n'est pas sans présenter de grandes difficultés dans la pratique, pour peu qu'on veuille atteindre une certaine précision.

Si l'indicateur de Watt, dans le cas des moteurs thermiques, est, de tous les appareils destinés aux mesures de ce genre, le plus commode et le moins dispendieux à installer, surtout lorsqu'il s'agit de moteurs de grande puissance comme les machines marines, le frein dynamométrique aura toujours l'avantage de s'appliquer à tous les moteurs connus et de donner des bases loyales, exemptes de toute controverse raisonnable, aux transactions des constructeurs et des acheteurs, car il fait connaître d'une façon palpable, en quelque sorte, la puissance mécanique *directement utilisable*.

Aujourd'hui que les immenses progrès réalisés par l'industrie sidérurgique ont permis aux constructeurs d'aborder avec sécurité les grandes vitesses angulaires que la concurrence de plus en plus grande oblige à employer si on veut lutter à armes égales, on peut dire que l'indicateur de Watt a fait son temps, du moins comme appareil de mesure, lorsqu'il s'agit de vitesses angulaires dépassant 2 à 300 tours par minute. Il suffit, en effet, d'avoir fait quelques essais comparatifs avec des indicateurs de construction ou de provenances différentes pour s'en convaincre immédiatement. Avec de pareilles vitesses, l'inertie des pièces mobiles de l'indicateur et en particulier celle des leviers amplificateurs, intervient pour fausser complètement les résultats, et on peut dire que dans ces conditions le frein de Prony où l'une de ses variantes est le seul appareil auquel on puisse réellement se confier pour la mesure de la puissance mécanique.

De tous les freins dynamométriques, le plus simple et le plus facile à établir est sans contredit le vieux frein de Prony. Il peut être installé partout et à peu

de frais, et, lorsqu'il est convenablement établi, on peut effectuer avec lui des mesures assez précises. Mais l'emploi de ce rustique appareil donne lieu à certaines erreurs et présente certains inconvénients qu'il importe de signaler.

La plus grave cause d'erreur est due à la pratique à peu près constante et générale d'atteler les poids *directement* à l'extrémité du levier. Il est facile de voir que dans ces conditions le poids entier du frein et de sa poulie agit pour développer sur les coussinets des pressions, et par conséquent des frottements dont le moment correspondant échappe *complètement* à la mesure et dont il est impossible de tenir compte même d'une façon approximative.

On peut éliminer toutefois cette cause d'erreur en retournant le frein bout pour bout et en attelant la charge, non plus directement sur l'extrémité du levier, mais par l'intermédiaire d'une chaîne (1) qui vient s'enrouler sur une poulie de renvoi. Si, dans ces conditions, on donne au poids de charge P une valeur constante et *égale au poids du frein et de sa poulie*, il est facile de voir que le centre instantané de rotation autour duquel tend à tourner à chaque instant le système constitué par le frein et sa poulie se trouve constamment à l'extrémité du levier, ce qui donne lieu sur ce système à une réaction verticale dirigée de *bas en haut* et précisément égale à P, c'est-à-dire au poids même du frein, de sorte que l'arbre tourne sans frottement appréciable dans ses coussinets.

Il est bien évident que la pression exercée sur l'axe de la poulie de renvoi est égale à la charge P augmentée du poids du frein et de tous ses accessoires; mais il importe de remarquer que cela ne peut fausser d'une façon appréciable l'exactitude de la mesure, puisque cette poulie ne tourne pas ou du moins n'est animée que de mouvements angulaires extrêmement faibles.

Pour faire varier la charge du frein, sans modifier ces précieuses conditions d'équilibre, il suffit de faire varier seulement le bras de levier du poids P. Ainsi agencé, le frein de Prony est un peu plus compliqué il est vrai, mais l'exactitude réalisée dans les mesures compense et au-delà cette complication.

Une autre cause d'erreur est due aux oscillations continuelles et presque inévitables du levier. Dans l'appareil primitif de Prony ce levier était toujours placé *au-dessus* de l'axe de la poulie, ce qui avait pour inconvénient de rendre l'équilibre du frein tout à fait instable, et son réglage sinon impossible, du moins extrêmement fugitif. Poncelet a montré depuis longtemps que le frein peut être rendu stable en plaçant le levier *au-dessous* de l'axe. Dans ces conditions et si l'opérateur chargé de la surveillance du frein est assez habile pour éviter les oscillations du levier par un serrage convenable et attentif des mâchoires, on peut compter sur des mesures suffisamment concordantes.

Lorsque le centre de gravité du frein est placé trop au-dessous de l'axe de la poulie, il est extrêmement important de réduire autant qu'il est possible les

1. Il est préférable d'employer une chaîne formant circuit fermé, parce que son poids n'intervient plus pour fausser les mesures.

oscillations du frein, car ces oscillations faisant nécessairement varier suivant une loi complètement inconnue le moment résistant, il est impossible d'en connaître exactement la valeur moyenne, sans l'emploi d'un cylindre enregistreur.

Le frein de Prony présente en outre un grave inconvénient, son réglage n'est pas automatique, et cette circonstance impose une surveillance de tous les instants.

On a cherché et proposé bien des moyens pour rendre ce réglage automatique, mais aucun n'a fourni jusqu'ici une solution aussi parfaite que celui basé sur la loi connue du frottement d'une corde sur un cylindre et d'après laquelle ce frottement varie comme l'exponentielle de l'arc d'embrassement.

On sait en effet que si on désigne par T_0 la tension exercée sur l'extrémité d'une corde ou d'une sangle enroulée sur un cylindre de rayon r , par s la longueur de l'arc d'enroulement et par f le coefficient de frottement des deux corps en contact, la tension T qu'il est nécessaire de développer sur l'autre extrémité de la corde pour la faire glisser est donnée par la relation.

$$T = T_0 e^{\frac{fs}{r}}$$

Qui montre que si, par un dispositif mécanique quelconque, on peut assurer la constance des tensions T et T_0 , quel que soit l'arc d'embrassement s , celui-ci variera exactement en raison inverse du coefficient de frottement et pourra compenser ainsi les variations inévitables de ce coefficient.

L'idée d'appliquer cette propriété du frottement d'une corde sur un cylindre à la construction d'un frein à réglage automatique paraît appartenir à l'ingénieur anglais S. Imray, qui l'a fait connaître en 1852. On trouvera la description du frein d'Imray dans le supplément du *Spon Dictionary*, page 524.

En 1879, M. Jules Carpentier, ingénieur constructeur, retrouva cette idée d'une façon indépendante et l'appliqua à la construction de freins destinés à la mesure du travail produit par les premiers petits moteurs électriques à navette Siemens, de M. Marcel Deprez.

Le frein de M. Carpentier se compose (fig. 1) de deux poulies montées sur l'arbre même du moteur à essayer. La première A étant clavetée sur cet arbre, participe à son mouvement de rotation, la seconde B est folle. Sur cette dernière poulie viennent se fixer des cordes destinées à supporter chacune un poids connu. La corde à laquelle est attelé le plus lourd des deux poids s'enroule sur la poulie folle et vient se fixer au point D. La corde supportant le poids p est également fixée sur cette dernière poulie par l'intermédiaire d'une potence C, et repose sur la poulie entraînée. En faisant tourner l'arbre dans le sens suivant lequel agit le poids p , la corde Cp subit le frottement de la poulie clavetée et l'effort développé entraîne d'abord la potence et la poulie folle dans le sens de la rotation. Mais à

mesure que cette potence se déplace, l'arc d'enroulement de la corde Cp diminue, et l'effort développé par cette corde devient rapidement égal à l'effort P qu'exerce en sens contraire la corde DP . Dans ces conditions, l'équilibre est toujours stable et l'effort moteur développé par le frottement de la poulie entraînée est égal,

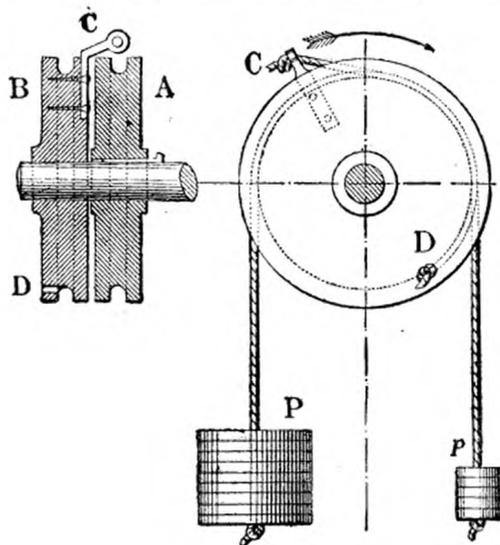


FIG. 1

à $P - p$. Si donc on désigne par D le diamètre de la poulie mobile, et par N sa vitesse angulaire en tours par minute, la puissance développée qui est égale comme on sait, au produit de l'effort moteur par la vitesse de déplacement de son point d'application sera donnée par l'une ou l'autre des deux formules.

$$(P - p) \frac{\pi D N}{60} \text{ kilogrammètres par seconde}$$

$$(P - p) \frac{\pi D N}{60 \times 75} \text{ chevaux-vapeur}$$

Ce qui rend cette solution à la fois si pratique et si élégante, c'est la rapidité, et l'efficacité avec lesquelles s'effectue automatiquement le réglage. Si le coefficient de frottement f vient à varier, l'arc d'enroulement s varie en conséquence, de manière à maintenir constant le produit $f s$. On n'observe ici rien d'analogue aux déplacements angulaires communiqués au levier du frein de Prony, lesquels ne portent pas avec eux leur correctif et exigent un réglage assidu des mâchoires.

Ainsi établi, le frein à réglage automatique de M. J. Carpentier est sujet à de graves objections lorsqu'on veut l'appliquer à des mesures précises.

En effet, le poids relativement considérable du frein et surtout de ses deux poids de charge, fixés en porte-à-faux à l'extrémité de l'arbre moteur, donne lieu sur les coussinets à des pressions, et par conséquent à des frottements qui, ainsi que dans la disposition ordinaire du frein de Prony, échappent complètement à la mesure.

D'autre part, les poids P et p ne sont pas constants, à cause de l'enroulement inverse des cordes, mais c'est là une cause d'erreur sans grande importance.

Enfin, le point d'attache de la corde qui glisse sur la poulie entraînée n'étant pas dans le même plan que celui de la poulie folle, il en résulte un effort de gauchissement qui produit une usure inégale et rapide de l'arbre et du moyeu de cette poulie, de sorte qu'on ne peut employer que des sangles et des poulies de peu de largeur.

C'est en étudiant les moyens d'éliminer ces causes d'erreur et ces inconvénients que M. N.-J. Raffard est arrivé à réaliser, d'abord sous forme de balance, en 1880, le frein dynamométrique que nous allons décrire et qui permet d'effectuer des mesures avec une facilité et une précision extrêmement remarquables.

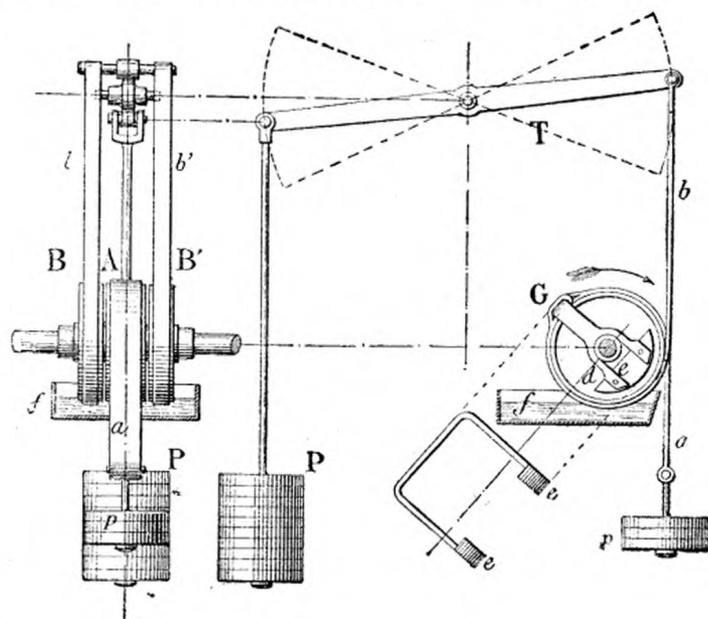


FIG. 2

Le premier appareil imaginé par M. Raffard est représenté schématiquement par la figure 2 et en perspective par la figure 3. L'organe principal du nouveau frein, et qui se retrouve d'ailleurs dans toutes les variantes que l'inventeur a

imaginées, est constitué par trois poulies de même diamètre disposées sur un arbre commun : l'une A, clavetée sur l'arbre participe à son mouvement de rotation, les deux autres B et B' placées à droite et à gauche sont folles. L'ensemble formé par les trois poulies est embrassé par un étrier Gd équilibré par rapport à l'axe de rotation au moyen de deux contrepois *e* et *e'* fixés aux branches *d* par des vis de réglage. Sur la poulie A repose une sangle en chanvre ou en lin. L'une de ses extrémités supporte le poids l'autre vient se fixer sur le mi-

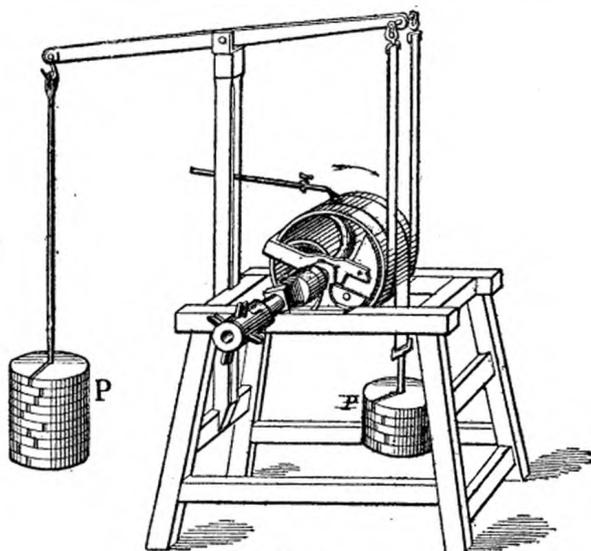


FIG. 3

lieu de l'étrier auquel elle transmet l'effort du poids *p* augmenté de celui qui est développé par le frottement de la poulie entraînée. Sur les poulies folles B et B' s'enroulent en sens inverse deux sangles de même épaisseur que la première, mais de largeur moitié moindre. Les extrémités inférieures de ces deux sangles sont fixées sur l'étrier G et les extrémités supérieures sur un palonnier articulé qui égalise les tensions développées et les transmet à une des extrémités d'un fléau de balance T qui supporte un poids P fixé à son autre extrémité.

L'arbre du frein est muni d'un manchon d'accouplement constitué par un double joint de cardan. Enfin un tube de laiton muni d'un ajustage à robinet qui permet de régler l'écoulement sur la sangle de frottement d'un filet d'eau savonneuse, et un réservoir *f* destiné à recueillir l'eau échauffée complètent l'appareil.

Ainsi établi le frein est absolument automatique, car si par suite d'un changement survenu dans l'état des surfaces glissantes, le frottement vient à varier ;

l'arc d'enroulement varie immédiatement en sens inverse et rétablit ainsi l'équilibre. Lorsque l'écoulement de l'eau savonneuse est bien réglé, le frein peut fonctionner plusieurs heures sans qu'on ait à y toucher. Le frottement ayant une valeur constante et égale à $(P - p)$ la puissance développée est donnée par l'une ou l'autre des deux formules.

$$(P - p) \frac{\pi D N}{60} \quad (P - p) \frac{\pi D N}{60 \times 75}$$

Dans ces formules l'effort $(P - p)$ est appliqué non pas sur le bras de levier $\frac{D}{2}$ mais sur ce bras de levier augmenté de la demi-épaisseur de la sangle. Pour déterminer la valeur exacte de la circonférence πD , les poids P et p étant en place, on applique sur une plate-bande ménagée sur le moyen du manchon d'accouplement une équerre à niveau et on trace une ligne de repère sur les sangles à la hauteur de leur contact avec les poulies, puis on fait tourner celles-ci d'un angle exactement égal à 180° , ce qui est facile avec l'équerre à niveau, et on trace une nouvelle ligne de repère, la distance qui sépare les repères donne exactement la longueur de la demi-circonférence d'enroulement. En répétant la même mesure au commencement et à la fin de chaque expérience, on a ainsi un moyen de contrôle qui permet d'apporter dans les calculs les petites corrections jugées nécessaires.

Il est important d'examiner un instant les causes d'erreurs que les dispositions judicieuses de M. Raffard permettent d'éliminer.

Nous avons fait observer que dans la disposition ordinaire du frein de Prony avec la charge attelée *directement* à l'extrémité du levier, le poids *entier* du frein exerçait nécessairement sur les coussinets des pressions et par conséquent des frottements dont le moment correspondant échappait complètement à la mesure. Dans le frein de M. J. Carpentier, les frottements développés s'augmentent encore de ceux du poids $2p$ qu'on est obligé d'employer pour obtenir un frottement suffisant sur la poulie motrice. Dans la balance de M. Raffard il est facile de voir que l'effort moteur développé donne naissance à une force verticale exercée *de bas en haut* sur les coussinets et égale à $P - p$, mais comme l'ensemble constitué par les trois poulies, l'arbre, l'étrier et la partie des sangles enroulées sur les poulies, possède un poids propre qui agit *de haut en bas*, il est clair que la pression réellement exercée sur les coussinets est seulement égale à la différence de ces deux forces. Si cette différence est nulle, c'est-à-dire si le poids du frein est précisément égal à l'effort moteur $(P - p)$ les pressions exercées sont rigoureusement nulles et l'arbre tourne en équilibre dans ses coussinets. Il est clair que si ces considérations sont exactes on doit pouvoir dévisser impunément les chapeaux qui maintiennent en place les coussinets. L'auteur de cette

communication a eu maintes fois l'occasion de répéter cette expérience, dans les ateliers Bréguet, et de voir le frein tourner en équilibre dans l'espace comme une toupie gyroskopique.

En pratique ces conditions d'équilibre rigoureux n'étant pas toujours réalisées, il se développe bien quelques petits frottements, mais l'erreur qu'on peut commettre de ce chef ne dépasse jamais un demi pour cent. M. Raffard est même parvenu à éliminer complètement cette légère cause d'erreur en prolongeant dans les coussinets les moyeux des poulies folles, de sorte que ce sont ces moyeux eux-mêmes qui formant coussinets, supportent les frottements développés et en transmettent *intégralement* le moment correspondant aux sangles *b* et *b'*. On peut remarquer qu'avec les dispositions mécaniques si judicieuses adoptées par M. Raffard il n'y a pas de gauchissements à craindre, puisque les forces développées s'exercent dans le plan des poulies d'une façon invariable. D'autre part l'inventeur a eu soin de rendre indépendantes de l'étrier, les deux poulies folles de sorte que celles-ci peuvent être déplacées et ne s'ovalisent pas en s'usant toujours du même côté.

Enfin le poids même des sangles n'intervient plus pour fausser les mesures puisque la longueur développée reste indépendante des petits déplacements angulaires des poulies folles.

Un fait extrêmement remarquable qui montre bien que l'énergie mécanique est complètement transformée en chaleur c'est que l'usure de la sangle frottante est insignifiante. Nous avons eu occasion de voir une de ces sangles fonctionner plusieurs heures parsemaine et, dans ces conditions, effectuer un service qui a duré près d'une année. La seule précaution à prendre est d'assurer un arrosage convenable de la sangle avec de l'eau dans laquelle on fait dissoudre du savon gras et un peu de carbonate de soude. Grâce à la chaleur développée, ces deux corps possèdent la précieuse propriété de saponifier l'huile de graissage qui tombe sur la sangle frottante et vient boucher ses pores en empêchant l'eau d'arriver jusqu'à la périphérie de la poulie. Sans cette circonstance le savon et le carbonate de soude seraient inutiles, l'eau pure étant le meilleur de tous les lubrifiants. Une sangle qui reste parfaitement propre est susceptible d'un très long service et d'ailleurs le remplacement en est fort peu coûteux.

Si nous avons tenu à insister sur les détails de construction du frein de M. Raffard, c'est que ces détails en font toute la valeur et montrent bien clairement avec quelle entente de la question et quelle précision cet éminent praticien est parvenu à éliminer systématiquement toutes les causes d'erreur susceptibles de fausser d'une façon appréciable l'exactitude des mesures et à faire du frein funiculaire un véritable appareil industriel permettant de peser, en quelque sorte, un effort moteur avec toute l'exactitude que comporte l'instrument le plus précis que l'homme ait créé, la balance.

Le frein funiculaire se prêtant aisément à des expériences sur le frottement,

M. Raffard en a fait un certain nombre qui montrent que l'intensité du frottement d'une courroie sur sa poulie, très faible au départ, augmente rapidement avec la vitesse et ne devient à peu près constante qu'avec de très grandes vitesses. Ainsi, quand on fait tourner d'abord très lentement puis plus vite l'arbre du frein, expérience facile à réaliser et dans d'excellentes conditions à l'aide d'un moteur électrique, on constate que l'arc d'embrassement de la courroie diminue à mesure que la vitesse augmente, le plus grand arc d'enroulement correspondant à une vitesse sensiblement nulle. Si on porte en abscisses les vitesses angulaires de la poulie du frein et en ordonnées les arcs d'embrassement correspondants, on obtient une courbe qui diffère fort peu d'une hyperbole équilatère dont les asymptotes seraient parallèles aux axes coordonnés.

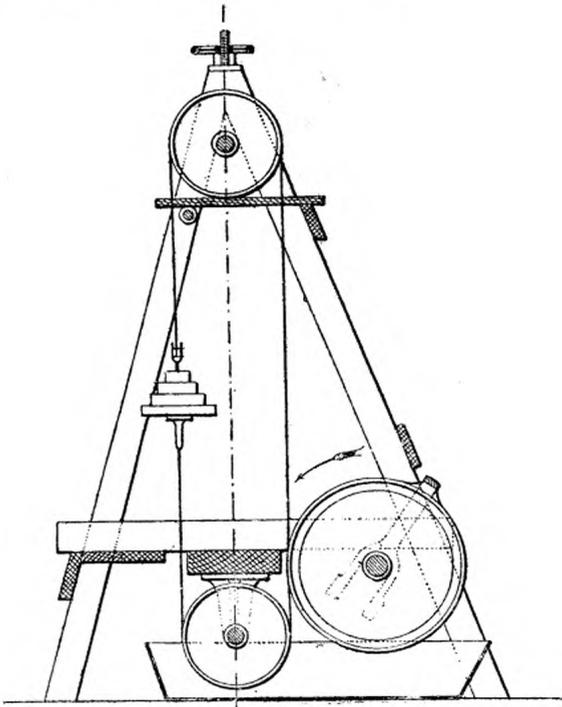


FIG. 4

Cette loi du frottement des courroies explique les doutes et les divergences des premiers expérimentateurs sur le frottement ; ceux qui expérimentaient seulement sur les petites vitesses ne pouvaient être d'accord avec ceux qui opéraient sur les grandes. Il ne faut donc accepter que sous bénéfice d'inventaire les coefficients donnés dans les formulaires et les traités spéciaux.

Le fait que l'adhérence des courroies est très faible quand leur vitesse de déplacement est très petite, était déjà instinctivement connue des praticiens, car aujourd'hui dans l'industrie on n'emploie pas la courroie pour transmettre un mouvement lent.

A l'exposition d'électricité de 1881, Sir William Thomson s'est servi de la balance de M. Raffard pour démontrer que le frottement est plus faible avec de l'eau qu'avec de l'huile, contrairement à ce qu'on avait supposé.

Dans ces derniers temps M. Raffard a apporté quelques variantes à son frein de façon à simplifier sa construction et à généraliser son emploi.

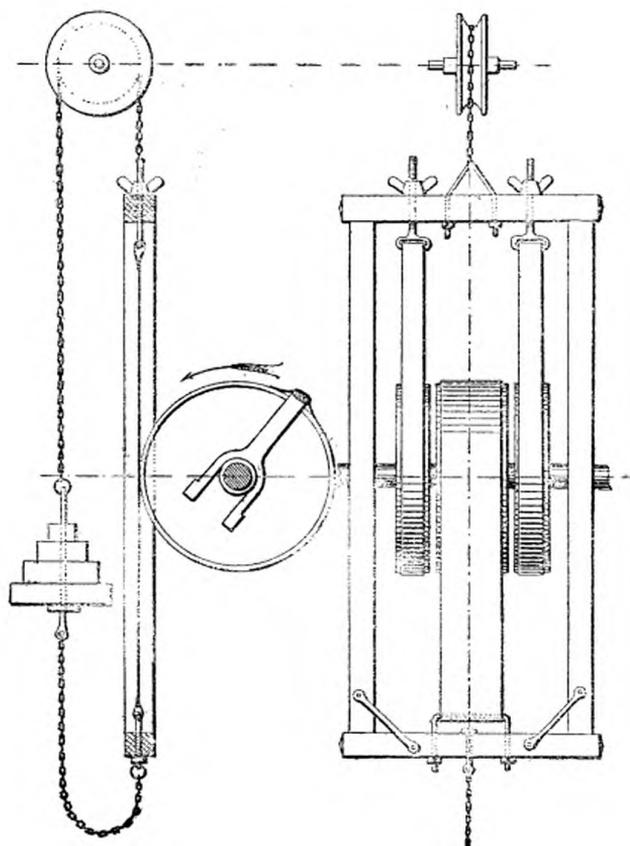


FIG. 5

Si on considère que la charge p (fig. 2) ne sert qu'à exercer un frottement convenable sur la poulie motrice, il y a lieu de se demander s'il ne serait pas possible de supprimer son emploi, ce qui permettrait de réduire le matériel ou d'augmenter la puissance de la balance avec le même nombre de poids.

L'auteur de cette communication a proposé dans ce but, à l'inventeur, la dispo-

sition représentée par la figure 4, qui a l'avantage de permettre d'opérer sur un arbre situé tout près du sol. Dans cette disposition, les sangles forment un circuit fermé qui vient s'enrouler sur deux poulies de renvoi. La poulie inférieure est fixe, et l'axe de la poulie supérieure est fixée sur une chape commandée par une vis munie d'un petit volant.

En agissant sur ce volant, on peut donner aux sangles, pendant le fonctionnement même de l'appareil, la tension la plus convenable, de sorte qu'avec le même nombre de poids, on peut mesurer un effort trois ou quatre fois plus considérable.

M. Raffard a imaginé une disposition beaucoup plus simple encore, et qui rappelle assez bien le balancier à lanière des vieilles presses d'imprimerie. Cette disposition est représentée par la figure 5. Les extrémités des sangles sont fixées directement sur les deux plus petits côtés d'un cadre en bois, mais qu'il est préférable de construire en partie avec des tubes de fer. Les parties supérieures et inférieures de ce châssis sont constituées par deux fortes traverses au travers desquelles passent les tiges des boucles qui reçoivent les extrémités des sangles. Ces tiges, filetées et munies d'écrous à oreilles, sont destinées à régler et à maintenir la tension initiale des sangles, de manière à produire le frottement nécessaire à l'équilibre de la charge du frein.

L'ensemble, constitué par le châssis et ses sangles, est suspendu à l'extrémité d'une chaîne qui, après avoir passé sur une poulie de renvoi, descend verticalement et vient se fixer à la partie inférieure du châssis. Cette disposition en boucle a pour but d'équilibrer le poids de la chaîne par rapport à l'axe de la poulie de renvoi, et cela quelle que soit la position de la charge P. La tare du châssis et la charge du frein se placent sur une tringle munie de deux oreilles et d'une rondelle d'arrêt. Cette disposition est préférable à la précédente, puisqu'elle évite les frottements assez considérables développés sur les axes des deux poulies.

Lorsque l'axe du moteur sur lequel on désire effectuer les mesures est placé très près du sol, on place le châssis horizontalement, et on assure l'horizontalité de ses déplacements à l'aide de petits galets placés sous lui. A chaque extrémité du châssis, on fixe une chaîne qui, après s'être étendue horizontalement, passe sur une poulie et descend verticalement jusqu'au sol.

Les chaînes sont assez longues pour ne jamais quitter le sol, de façon à maintenir l'équilibre entre les brins déroulés et enroulés, quels que soient les déplacements du châssis.

La réalisation des nouveaux dispositifs que nous venons de décrire a donné lieu à une difficulté que M. Raffard a très habilement vaincue, et qu'il est nécessaire d'exposer.

Les sangles de chanvre, de 1 à 2 millimètres d'épaisseur, qui résistent si bien et d'une manière si surprenante au frottement prolongé, ne pouvaient être rendues plus épaisses, et par conséquent moins extensibles, sans nuire au passage de

l'eau, et partant au refroidissement. Elles ne pouvaient pas non plus être augmentées en largeur sans faire naître d'autres difficultés. En outre, les sangles végétales subissent des variations de longueur suivant qu'elles sont plus ou moins sèches ou mouillées, ou que l'effort qu'elles subissent est plus ou moins grand. Il en résulte qu'elles ne peuvent être employées pratiquement dans les systèmes fermés comme ceux que nous venons de décrire, et où la longueur des brins ne doit pas varier.

Cet inconvénient des sangles végétales qui, à vrai dire, n'en était pas un pour les premiers types de freins à contrepoids, devenait au contraire très grave dans les nouveaux dispositifs. En effet, l'effort $P-p$, qui fait équilibre au frottement, étant ordinairement compris entre le tiers et le quart de la somme de ces deux poids, on voit que, pour mesurer 100 chevaux à 600 tours par minute, avec un frein construit suivant l'ancien type, et dont le tambour aurait 3 mètres de circonférence, ce qui correspond à un effort tangentiel de 250 kilogrammes, il ne faudrait pas moins de 1,000 kilogrammes de poids. Dans les systèmes fermés, munis de sangles rigides, on peut, par une tension préalable des brins, n'avoir besoin que de 250 kilogrammes, la charge même du frein.

Les sangles de lin ou de chanvre de faible épaisseur, ayant toujours donné toute satisfaction à cause de la facilité avec laquelle elles laissent passer l'eau, M. Raffard rechercha le moyen de les utiliser encore dans les nouveaux dispositifs, en leur fournissant la résistance et l'inextensibilité qui leur manquaient. C'est alors qu'il eût l'idée de les consolider avec des sangles métalliques (courroies Lieberman) qui, comme on le sait, sont très minces, très flexibles, très résistantes, et de plus laissent facilement passer l'eau. La sangle métallique, qui semble avoir été créée exprès pour les freins funiculaires, fut une véritable trouvaille, car les résultats dépassèrent toute espérance. Non seulement, la sangle végétale, dont elle était doublée, résista mieux, s'il est possible, qu'auparavant, mais la puissance du frein put être doublée sans inconvénient. L'expérience a montré que la sangle métallique facilite la répartition parfaite de l'eau à la surface de la sangle végétale, et que sa conductibilité aide à la dissipation de la chaleur développée.

M. Raffard a également appliqué les sangles métalliques à sa grande balance dynamométrique, type 1885, dont la figure 6 reproduit les dispositions principales. Le poids p est remplacé dans le nouveau modèle par une chaîne formant avec les sangles métalliques un système fermé et constamment équilibré, qui permet de supprimer également les $2/3$ des poids nécessaires au fonctionnement de l'ancien modèle. Mais cette suppression de la majeure partie des poids, réduisant d'autant l'inertie de la partie mobile de l'appareil, il en résulte des oscillations plus rapides de la charge du frein, ce qui peut être gênant dans certains cas. Pour parer à cet inconvénient, l'appareil est muni de deux organes spéciaux.

L'un d'eux, emprunté à un appareil de M. James Thompson, professeur de mécanique à l'Université de Glasgow, est constitué par deux volants V montés sur un arbre léger. Chacun de ces volants est muni d'un pignon qui engrène, avec la circonférence dentée, des poulies folles du frein. Dans ces conditions, l'inertie des volants servant d'amortisseurs oppose une résistance d'autant plus énergique au mouvement des poulies que les variations de vitesse sont plus brus-

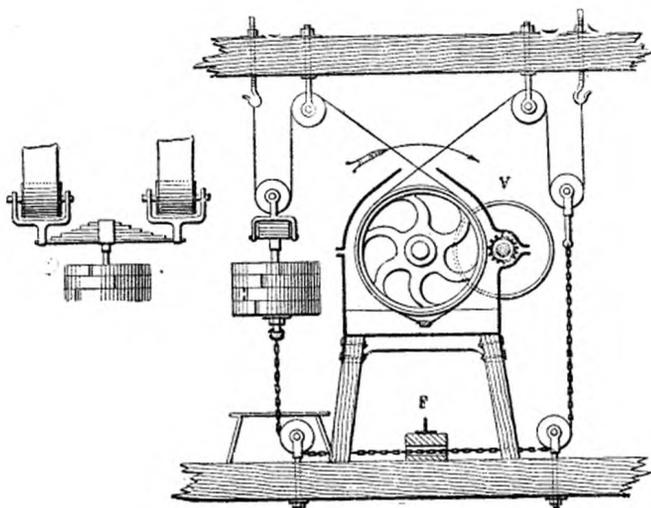


FIG. 6

ques, mais n'offre aucune résistance appréciable aux mouvements lents. Au moment de la mise en marche ou de l'arrêt du frein, l'opérateur laisse glisser entre ses mains la jante d'un des volants, et évite ainsi les soubresauts et les mouvements de recul. L'autre organe est un frein F, constitué par deux mâchoires en bois qui, habituellement écartées, laissent passer librement la chaîne, mais que l'opérateur peut serrer énergiquement avec le pied de manière à ralentir ou même à supprimer complètement le mouvement de recul qu'effectue toujours la charge du frein au moment de l'arrêt.

Il suffirait d'apporter à cette dernière disposition des modifications peu importantes pour constituer un véritable appareil de physique, au moyen duquel on pourrait déterminer avec une très grande précision l'équivalent mécanique de la chaleur. Jusqu'ici, cette mesure n'a été effectuée qu'à l'aide de petits appareils, véritables joujoux, n'absorbant qu'un ou deux kilogrammètres par seconde. Le frein dynamométrique de M. Raffard, pouvant permettre d'effectuer cette détermination en opérant avec une centaine de chevaux, il serait parfaitement pos-

sible d'obtenir cet équivalent avec une exactitude qui peut porter sur trois ou quatre chiffres au moins.

Depuis 1880, le nouveau frein a fait trop suffisamment ses preuves pour qu'il soit nécessaire d'insister davantage. D'ailleurs, il n'est pas de laboratoire en Europe et aux États-Unis qui ne soit muni du frein dynamométrique de M. Raffard, et il faut espérer que les ateliers suivront l'exemple donné par les laboratoires, d'autant plus que le nouveau frein et ses variantes n'ont fait, de la part de leur auteur, l'objet d'aucun brevet.

NOTE

SUR LE

FROTTEMENT DES CUIRS EMBOUTIS ET LA MESURE EXACTE

des hautes pressions.

Machines d'essai des matériaux sans bascule

COMMUNICATION DE M. GEORGES MARIÉ

INGÉNIEUR DES CHEMINS DE FER P.-L.-M.

UTILITÉ DES MACHINES D'ESSAI PUISSANTES, SIMPLES ET ÉCONOMIQUES

Il est incontestable que les machines d'essai des métaux et des matériaux en général, ont rendu les plus grands services à l'art de l'Ingénieur ; elles servent tout d'abord à définir exactement la qualité des métaux que l'ingénieur commande à une usine ; elles servent aussi à l'industriel pour suivre et améliorer journellement sa fabrication.

Le plus souvent on découpe à froid des éprouvettes dans le métal soumis à la réception ; la forme de ces éprouvettes a une grande importance et le choix de cette forme est l'une des questions les plus importantes qui soient soumises à ce congrès.

Mais le découpage de l'éprouvette est parfois un travail un peu coûteux ; de plus elle ne mesure la qualité du métal qu'en un point ; il y a donc souvent intérêt à essayer la pièce elle-même, d'un seul coup, en sacrifiant, par exemple, une pièce sur cinquante ou sur cent pour cet essai. C'est ce qu'on fait pour les tendeurs d'attelage, les essieux, les bandages, etc., du matériel des chemins de fer. Souvent ces pièces sont faciles à rompre ; mais quelquefois les pièces exigent de grands efforts pour être rompues ; c'est le cas des bandages et essieux par exemple. Jusqu'à présent on fait l'essai de ces pièces d'une grande résistance au moyen de l'essai au choc par le mouton. Mais chacun sait que cet essai donne des ré-

sultats variables suivant l'élasticité de la chabotte ou d'autres éléments variables. Il y a donc un grand intérêt, en résumé, à être en possession d'une machine d'essai d'une grande puissance, donnant un effort de 500 à 1000 tonnes par exemple. J'ajouterai qu'une semblable machine peut rendre de grands services dans l'essai des matériaux de construction comme pierres de taille, mortiers, etc.

D'une façon générale, l'essai au choc donne assez bien l'idée de la flexion que peut prendre une pièce avant de se rompre, mais il donne des renseignements douteux sur la raideur.

Je ne veux pas dire que les essais au choc devront être exclus; mais au lieu de faire un essai au choc d'une pièce sur cinquante, on pourrait en essayer une au choc et une sur cent à la presse.

MACHINES D'ESSAI SANS BASCULE

La plupart des machines d'essai se composent d'une presse hydraulique avec piston pour exercer l'effort et d'une balance pour mesurer cet effort. Rien n'est si simple que de faire une presse hydraulique pour exercer un effort de 500 à 1000 tonnes, avec une pression d'eau de 200 à 500 kilogrammes par centimètre carré ou même davantage. Mais il est au contraire très difficile et très coûteux de construire une bascule aussi puissante. La machine d'essai serait donc incomparablement plus simple si l'on pouvait supprimer la bascule et mesurer l'effort exercé d'après la pression de l'eau dans la presse hydraulique. J'ai fait, il y a quelques années, des expériences dont je vais dire quelques mots; ces expériences montrent que la chose est facile.

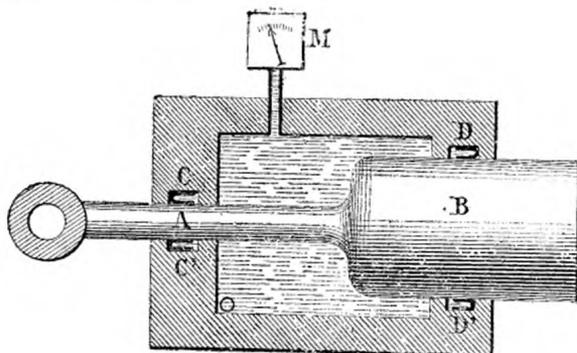


FIG. 1.

La première objection qui se présente est la mesure du frottement du cuir embouti; or, on verra tout à l'heure que ce frottement est absolument négli-

geable et qu'il n'atteint pas 1/2 pour cent de la valeur de l'effort à exercer ; c'est là le point capital sur lequel je désire appeler toute votre attention.

La deuxième difficulté est la mesure exacte de la pression. J'ai fait construire à cet effet une soupape très simple qui permet de mesurer la pression avec précision, jusqu'à 1200 atmosphères au besoin ; je vais en reparler plus loin.

Ces deux difficultés étant simplement résolues, comme on va le voir, la construction des machines d'essai devient de la plus grande simplicité.

Si la machine doit opérer à la traction, le piston aura la forme différentielle comme en AB de la figure 1 ; il y a alors deux cuirs emboutis CC', DD' ; la pression se mesure sur l'appareil M, dont je reparlerai ; l'effort se calcule d'après la pression de l'eau et en négligeant le frottement des cuirs emboutis.

Si, au contraire, la machine doit agir par compression, elle se compose alors d'une simple presse hydraulique ordinaire.

Il me reste à prouver que le frottement des cuirs emboutis est négligeable et à montrer comment je mesure la pression.

FROTTEMENT DES CUIRS EMBOUTIS

Dans la plupart des aides-mémoire on trouvait, il y a quelques années à peine, que ce frottement représente environ 20 % de l'effort exercé par le piston.

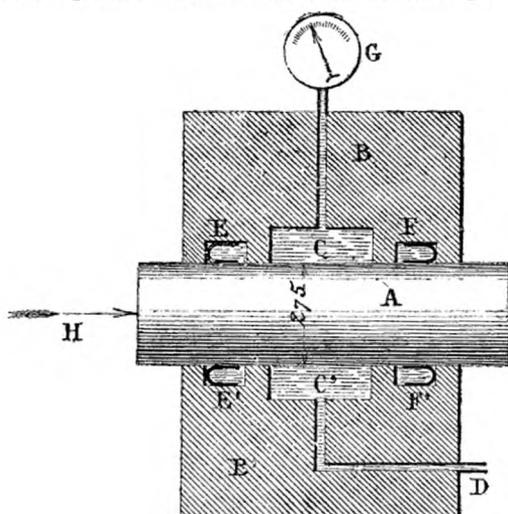


FIG. 2

Dans une conversation que j'eus avec M. Twedell, il y a environ dix ans, cet ingénieur anglais me dit qu'il pensait que le frottement des garnitures (presse-

étoupes) pour presses hydrauliques était bien plus faible qu'on ne supposait. Moi-même, d'après les observations que j'ai eu l'occasion de faire sur les presses hydrauliques, je fus bientôt convaincu de la petitesse du frottement des cuirs emboutis. Bref, je fis en 1880 les expériences suivantes pour élucider cette question d'une façon définitive.

Mon appareil d'expérience se composait (fig. 2) d'un piston A de 275 millimètres de diamètre. Ce piston A traversait complètement un gros bloc d'acier BB' qui contenait en son milieu une capacité CC' pleine d'eau. L'eau comprimée venait en D, la pression étant maintenue par les cuirs emboutis EE' et FF'. La pression de l'eau était mesurée par le manomètre G.

Pour faire une expérience on comprimait de l'eau dans la capacité CC', et on notait la pression; puis on poussait le piston et on mesurait avec un dynamomètre l'effort H, nécessaire pour obtenir ce déplacement. Cet effort représentait la valeur du frottement des deux cuirs emboutis pour le diamètre de 275 millimètres et pour la pression considérée.

J'ai mesuré avec cet appareil le frottement des cuirs emboutis depuis 10 jusqu'à 600 kilogrammes par centimètre carré de pression; j'ai trouvé *comme maxima* les chiffres suivants pour la valeur du frottement f d'un cuir embouti divisé par la valeur F de l'effort qu'exercerait un piston de même diamètre dans une presse hydraulique ordinaire.

Pour 10 kilos par centimètre carré	$\frac{f}{F} = 0,0021$
» 100 » »	$\frac{f}{F} = 0,0020$
» 300 » »	$\frac{f}{F} = 0,0014$
» 600 » »	$\frac{f}{F} = 0,0011$

Ainsi, ce frottement est de 2 pour 1000 pour les basses pressions et de 1 pour 1000 pour les plus fortes.

Si le piston se rouille légèrement, le frottement augmente un peu. Il est du reste facile de l'entretenir dans un état de propreté suffisante, si l'on tient à obtenir une grande précision dans l'évaluation de l'effort; la graisse du cuir suffit pour cela.

Voilà donc la première difficulté résolue; le frottement du cuir embouti ou des cuirs emboutis est négligeable.

MESURE DES HAUTES PRESSIONS DE L'EAU

A cette époque, il y a huit ans, les manomètres du commerce étaient mal gradués pour les hautes pressions. J'ai alors songé à employer une soupape pour mesurer la pression de l'eau.

Or, il est impossible d'employer une soupape ordinaire, à siège, pour mesurer

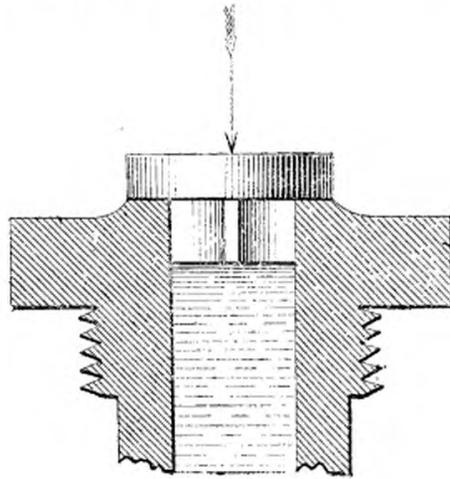


Fig. 3.

les hautes pressions (fig. 3) ; en effet, on est obligé de donner au siège de la soupape une surface presque aussi grande qu'à la section libre de la soupape elle

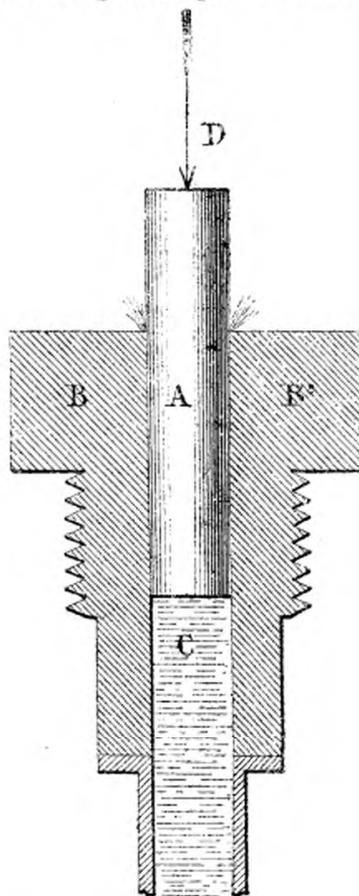


Fig. 4

même ; sans cela, ce siège serait écrasé quand la soupape retombe. Dans ces con-

ditions, la soupape se soulève à des pressions variables, suivant la manière dont l'eau se glisse sous le siège au moment du soulèvement. Ce système a été essayé et a donné de mauvais résultats.

J'ai alors songé à employer une soupape sans siège (fig. 4), se composant d'un piston A ayant 10 ou 20 millimètres de diamètre, se mouvant dans un cylindre BB' avec aussi peu de jeu que possible, mais sans frottement. L'eau dont il faut mesurer la pression arrive en C. On mesure cette pression d'après le diamètre du piston A et d'après le poids D que cette pression est capable de soulever.

Le poids D peut être une charge directe, mais j'ai préféré une petite bascule. Le travail d'ajustage est facile à faire de telle façon que la fuite ne soit que de quelques gouttes d'eau par seconde à 1200 atmosphères; cependant, le frottement est assez faible pour que la soupape tombe sous son propre poids, qui est de quelques grammes quand l'eau ne la soulève pas. J'ai employé le bronze d'aluminium à 10 % pour le piston A et le cylindre B, pour éviter l'oxydation. Mais l'acier bien entretenu suffit parfaitement. Tel est mon appareil dans toute sa simplicité.

Je dois rappeler que les soupapes sans siège avaient déjà été employées pour mesurer la pression des gaz dans les canons par divers expérimentateurs.

Cet appareil soulève quelques objections que je vais indiquer pour qu'il ne reste aucun doute dans votre esprit.

(Elles sont longuement étudiées dans un mémoire que j'ai publié dans les *Annales des mines* de janvier-février 1881).

1° Erreur relative due à la quantité de mouvement de la fuite d'eau.	0,0000037
2° Erreur relative due au frottement de l'eau entre le piston et le cylindre.	0,0044
3° Erreur relative due à la mesure du diamètre.	0,0027
4° Erreur relative due à la dilatation des pièces	0,0004
TOTAL.	0,0075

Soit moins de $\frac{8}{1000}$; en réalité l'erreur est moindre, car il y a des erreurs de signe contraire tandis que nous les avons toutes ajoutées dans ce résumé.

Il reste cependant une cause d'erreur dont il faut se méfier, c'est l'erreur due à un coincement métallique du piston, en cas de mauvaise construction de la soupape ou de la petite bascule qui mesure sa charge. Pour m'assurer que ce coincement n'existait pas, j'ai imaginé un appareil que l'on pourrait appeler un manomètre métallique sans frottement. Cet appareil se composait (fig. 5) d'un tube manométrique aplati enroulé en spirale AB. L'eau arrivait en A, allait jusqu'au bout B du tube, où se trouvait fixée une longue aiguille BC. Quand la pression augmentait, l'aiguille se déplaçait sur la graduation DE.

Cet appareil m'a servi à mesurer les coincements ou frottements métalliques de la soupape de la manière suivante : Je faisais monter doucement la pression et je notais sur la graduation DE le point M pour lequel la soupape se soulevait, puis je faisais baisser la pression et je notais le point N pour lequel la soupape s'abaissait. Quand la soupape est bien construite, les points M et N se confondent exactement.

Les bons manomètres du commerce étant pratiquement sans frottement, peuvent servir à remplacer l'appareil ci-dessus pour vérifier l'absence de coincement de la soupape. Je conseille seulement de les construire sans dépasser la limite d'élasticité de l'acier du tube, pour éviter le déplacement du zéro ; je conseille aussi d'employer des transmissions par leviers, du tube à l'aiguille, et point d'engrenages.

Un tel manomètre est un puissant auxiliaire de la soupape. Il peut servir pour mesurer la pression, dans la pratique en le vérifiant de temps en temps avec la soupape. On fait actuellement d'autres soupapes sans siège et à garnitures sans frottement. Je citerai la disposition de M. Neel, chef de l'atelier des essais de P.-L.-M., et celle de M. Bourdon, constructeur de manomètres.

Donc, actuellement, la mesure des hautes pressions est résolue.

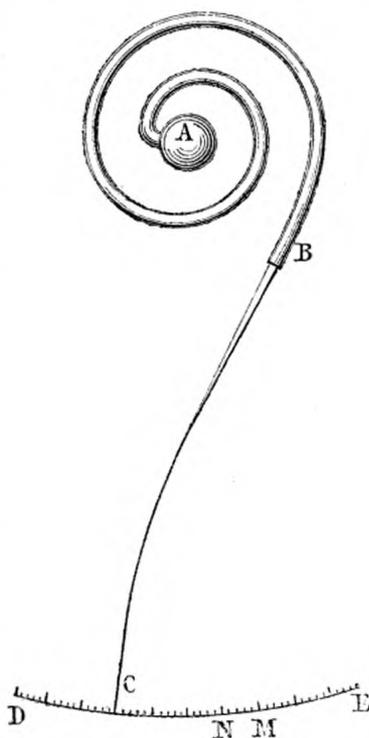


FIG. 5

CONCLUSION

On voit donc que rien n'est si facile que de faire une excellente machine d'essai avec une simple presse hydraulique sans bascule.

Si l'on veut avoir une machine d'essai de 500 à 1000 tonnes, capable de mesurer l'effort à moins de $\frac{1}{100}$ près, on installera la soupape décrite ci-dessus et un bon manomètre métallique ; les essais se feront au manomètre qui sera fréquemment vérifié avec la soupape. La pression de l'eau sera fournie par une pompe à plusieurs cylindres. On peut choisir la pression maximum de l'eau entre 200 et

1000 kilogrammes par centimètre carré. Puis on ajoutera, à côté de la pompe, un compresseur qui se compose d'un piston plongeant dans un cylindre et qu'on peut faire pénétrer plus ou moins profondément au moyen d'une transmission par vis. Ce compresseur marchera à la vapeur ou à la main ; c'est, en quelque sorte, la vis micrométrique qui complète les pompes, pour les essais de précision ; c'est avec lui qu'on fera monter la pression pour graduer le manomètre métallique.

On verra, dans les ateliers de la Compagnie P.-L.-M., une remarquable installation de ce genre établie par M. Lebasteur, ingénieur chargé du contrôle ; elle a été appliquée à une machine à essayer les bandages, basée sur les principes qui précèdent.

Si, au contraire, on se contente d'une précision de $\frac{1}{20}$ à $\frac{1}{30}$ par exemple, dans la mesure de l'effort, on peut alors supprimer la soupape et le compresseur. On ne conserve plus que la presse hydraulique et le manomètre métallique acheté chez un bon constructeur. Telle est la machine d'essai dans sa plus grande simplicité. Elle peut rendre de grands services à cause de son bon marché ; je la recommande à toutes les forges où les essais servent à guider la fabrication. Elle peut aussi servir pour mesurer la résistance des pierres, ciments, des bois de charpente, car une telle machine est très portable.

La grande puissance de cette machine d'essai permet d'essayer à la compression de véritables blocs de maçonnerie, en pierres et mortier, ce qui est le meilleur moyen d'essayer les mortiers. En ce moment même, en Autriche, on fait par ce procédé des essais très intéressants sur la valeur comparative du fer et de différents aciers au point de vue de l'emploi dans les ponts métalliques. On construit avec ces métaux de véritables poutres en treillis, toutes pareilles, et on les essaie à la presse hydraulique par flexion sur deux points d'appui. Dans ces conditions, l'essai des métaux à l'éprouvette est insuffisant ; on sait, en effet, que la difficulté qu'on rencontre dans l'application de l'acier aux ponts, c'est l'affaiblissement du métal dans le voisinage des trous de rivets ; en essayant une poutre entière à la presse hydraulique on fait donc un essai plus rationnel que par tout autre moyen.

On peut se servir aussi de cette machine pour comparer la résistance des bois.

Je le répète, l'essai des pièces toutes faites avec des machines, très puissantes, est appelé à rendre des services dans la mécanique et la construction.

Enfin la presse hydraulique avec la soupape peut servir à faire des essais dynamométriques, comme, par exemple, pour mesurer la traction sur la barre d'attelage d'un train de chemin de fer. La soupape peut être chargée d'un ressort et sert à enregistrer les variations de l'effort.

Telles sont les principales applications de l'étude précédente.

La faiblesse du coefficient de frottement que je viens d'indiquer pour les cuirs emboutis pouvant étonner quelques personnes, il est facile d'établir des points de comparaison qui feront comprendre que ce résultat est tout naturel.

J'ai opéré sur des cuirs emboutis ayant environ comme hauteur $\frac{1}{10}$ du diamètre d du piston. Si donc $\frac{\pi d^2}{4}$ est la section du piston, la surface de contact du cuir est égale à $\pi d \times \frac{d}{10} = \pi \frac{d^2}{10}$ soit exactement les $\frac{4}{10}$ de la section du piston. Le coefficient de frottement proprement dit, est donc égal à $\frac{10}{4}$ des chiffres indiqués plus haut qui sont 0,002 entre 10 kilogrammes et 100 kilogrammes par centimètre carré et 0,001 à 600 kilogrammes ; cela ferait donc pour le coefficient de frottement :

0,0050 entre 10 et 100 kilogrammes par centimètre carré.

0,0025 à 600 kilogrammes par centimètre carré.

Or, remarquons que, grâce à la fuite d'eau entre le cuir embouti, on a une excellente lubrification ; comparons avec les coefficients de frottement de métal sur métal, avec lubrification par l'huile ou par l'eau.

1° Le professeur américain Thurston donne dans son ouvrage sur le frottement le chiffre de 0,004 environ, avec graissage à l'huile de spermaceti (page 177 de son ouvrage).

2° La Société des Mechanical Engineers de Londres a fait des expériences encore plus soignées et on a trouvé le coefficient de frottement de 0,001 à 0,002 à la pression de 36 kilogrammes par centimètre carré. (Proceedings de novembre 1883, page 643.)

3° Enfin dans le chemin de fer Girard où l'eau sert à lubrifier le patin, on trouve un coefficient de frottement entre 0,001 et 0,0005 seulement.

Donc le coefficient de frottement que j'ai trouvé n'a rien d'extraordinaire et est même plus fort que les chiffres que je viens de citer.

Il faut seulement avoir bien soin que le cuir soit assez bas pour que la fuite existe ; sans cela le frottement pourrait augmenter considérablement par suite de l'absence de lubrification ; cette fuite était de 6 centimètres cubes par seconde environ dans mes expériences, soit environ 3 centimètres cubes pour un seul cuir embouti de 270 millimètres de diamètre, à 600 atmosphères ; c'est peu, mais cela suffit. Mes expériences n'ont porté que sur des cuirs emboutis ; avec des joints en caoutchouc la fuite est supprimée et le frottement est plus fort.

QUATRIÈME QUESTION

TRANSMISSION A DISTANCE ET DISTRIBUTION DU TRAVAIL

par les procédés autres que l'électricité
(eau, air, vapeur, câbles, etc.)

RAPPORT DE M. BOUDENOOT

INGÉNIEUR CIVIL DES MINES
MEMBRE DE LA SOCIÉTÉ DES INGÉNIEURS CIVILS

Le présent rapport a pour objet de passer en revue les divers systèmes de transmission et de distribution de travail, de retracer rapidement les diverses applications qui ont été faites de ces systèmes, d'en signaler les avantages et les inconvénients que l'expérience et la pratique ont pu faire ressortir, d'indiquer les conditions différentes dans lesquelles chacun d'eux a été mis en usage, et auxquelles l'un paraît pouvoir s'adapter de préférence à l'autre, et de mettre ainsi en lumière quelques points intéressants des diverses faces de la question.

Notre étude sera sommaire ; car, d'après le programme qui nous a été donné, nous avons moins à décrire les choses en détail qu'à les résumer. Nous remettons donc le soin de développer ce rapport en l'une des séances du Congrès auquel nous présenterons un mémoire plus étendu, qui contiendra, notamment en ce qui concerne la distribution du travail au moyen de l'air raréfié, plus détaillées et plus complètes, les descriptions que nous ne ferons ici qu'indiquer brièvement.

Aujourd'hui nous devons surtout avoir pour but de provoquer de la part des membres du Congrès, auxquels ce rapport sera préalablement remis, des discussions utiles et fécondes sur les points de la question qu'ils voudront traiter, la production de faits et de documents nouveaux, enfin des communications qui porteront, soit sur l'ensemble du sujet et la comparaison des divers agents de transmission de force, soit sur l'un quelconque de ces agents, par une sorte de

monographie, si l'on peut ainsi parler, soit même sur un détail important, théorique ou pratique, de la question.

Notons tout de suite que, parmi ces agents, l'électricité n'est pas soumise à notre examen, parce qu'elle constitue, à elle seule, tout le programme d'un Congrès voisin du nôtre, du Congrès des électriciens, et que nous n'avons pas à parcourir le domaine naturellement réservé à nos collègues. Il nous sera toutefois permis d'en dire quelques mots ; mais nous n'en ferons pas l'objet d'un chapitre spécial et nous n'entrerons dans aucune description de transmission électrique.

Le texte même du sujet soumis à notre discussion indique qu'il y a, en quelque sorte, un double problème à étudier : la *transmission* du travail et sa *distribution*. Le premier nous paraît simple par rapport au second, qui serait plutôt complexe ; le second, en effet, comprend d'abord le premier ; car pour distribuer la force, il faut d'abord la transporter, mais il comporte encore quelque chose de plus, sa division en petites fractions.

Or, on peut très bien concevoir que tel procédé, excellent pour la transmission à distance, sera peu propre à la distribution en parcelles ; et que tel autre, éminemment propre à la distribution fractionnelle de la force, sera impuissant à transporter au loin l'énergie ; et si le transport à grande distance ne s'allie pas facilement avec la division de la force, tandis qu'inversement la distribution divisée ne comporte pas le transport lointain, on conçoit qu'il y ait lieu, lorsqu'on doit à la fois transporter et distribuer la force, de ne pas trop étendre le cercle de distribution, puisqu'on distribue d'autant mieux qu'on transporte moins loin.

Nous soumettons ces considérations générales à la discussion, ainsi que les observations suivantes :

Dans les lignes qui précèdent, on s'est servi d'expressions diverses : *transmission du travail*, *transport de l'énergie*, *distribution de la force*. On peut, en outre, noter dans les ouvrages techniques des termes très divers, tels que :

Énergie actuelle ou *dynamique*, qui, pour les corps en mouvement, se traduit par l'expression $1/2mv^2$, qu'on appelle aussi *puissance vive* ou *demi-force vive*.

Énergie potentielle ou de *position*, qui s'applique aux corps en repos et qu'on nomme aussi *énergie latente*.

Mais, d'autre part, on voit appeler *énergie actuelle* ou *force vive* d'un moteur sa *puissance mécanique directe*, immédiate, et *énergie potentielle* ou *travail mécanique disponible* la puissance mécanique *transformée*, susceptible d'être transportée.

Rankine traduit *énergie* par *capacité pour accomplir un travail* ; Ayrton appelle *force* le *moyen* d'accomplir un *travail* ; le premier définit l'*énergie*

actuelle par le *travail résistant* que le corps peut surmonter, et l'*énergie potentielle* par : le *produit d'une force* par le *chemin* qu'elle est capable de faire parcourir à son point d'application.

Au point de vue du rendement des transmissions de force, la terminologie n'est pas non plus bien fixe, et il arrive souvent que deux ingénieurs expriment le rendement de façons différentes. Reulaux a introduit récemment dans la mécanique les termes de *transmission linéaire* et de *transmission cyclique* ou *circulaire*, ainsi que la notion des *rendements* ou *effets spécifiques*, de la *valeur spécifique du transport à distance*, en faisant intervenir la détermination de la quantité de matière du corps chargé de la transmission.

N'est-il pas souhaitable de voir s'établir un peu d'ordre dans ces dénominations et ne serait-ce pas, au Congrès, une discussion intéressante que celle qui aboutirait à proposer une terminologie moins variable, un langage unique, fixe et déterminé ? On l'a fait pour l'électricité, et on le tente aussi, en ce qui concerne l'unification du cheval-vapeur et la spécification de la puissance des générateurs (1).

Abordons maintenant l'examen des divers agents de transmission du travail, en notant comment chacun d'eux peut se plier aux exigences de la distribution. L'ordre dans lequel nous les examinerons sera déterminé comme suit :

Les services que l'ingénieur, l'industriel, ou même les particuliers, peuvent réclamer au *travail* sont de trois sortes : on peut demander de la *lumière*, du *mouvement* ou de la *force proprement dite*, enfin de la *chaleur*.

Mettons en tête les agents de transmission qui peuvent fournir à la fois, d'une manière directe et immédiate, les trois marchandises susceptibles d'être demandées, puis ceux qui peuvent en donner deux, enfin ceux qui n'en peuvent fournir qu'une. Nous arrivons alors au tableau suivant :

NOMS des agents	GAZ	ÉLEC- TRICITÉ	VAPEUR ou eau surchauffée	EAU sous pression	AIR	CABLES
Marchandises fournies directe- ment	{ Lumière . Chaleur . Force . .	{ Lumière . Chaleur(?) Force . .	{ Chaleur . Force . .	{ Force . .	{ Force . .	{ Force . .

Si cet ordre marque, au point de vue théorique, général et abstrait, une certaine supériorité aux agents classés les premiers, il n'en faut pas conclure

1. Le Congrès est entré dans la voie que nous avons indiquée et a réalisé notre souhait en émettant, après discussion, un vœu tendant à préciser le langage de la mécanique (Voir le vœu, n° VI, *Listes des vœux formulés par le Congrès*) page 143 tome 1.

que cette supériorité existe pratiquement dans tous les cas qui peuvent se présenter.

La préférence à donner à tel ou tel système, dans un cas déterminé, dépend d'une foule de circonstances : d'abord, de la marchandise demandée ; n'a-t-on besoin que de force, ou en même temps de force et de lumière, ou à la fois de force, de lumière et de chaleur ? puis, de la facilité avec laquelle on peut se procurer, selon les temps ou selon les lieux, les divers agents de transmission, et de leur prix de revient ; ensuite de la quantité de force demandée ; enfin des exigences plus ou moins complexes de la transmission : est-ce un simple transport de force, d'un point à un autre, ou bien une distribution multiple ?

Cela posé, passons à l'examen successif des divers agents de transmission. Les deux premiers ne nous retiendront pas longtemps : les moteurs à gaz sont du domaine d'un rapport spécial, confié à l'éminent M. Hirsch ; l'électricité a son congrès particulier. Nous ne ferons donc que les mentionner en quelques lignes, à titre comparatif, parce qu'il n'est pas possible de les passer entièrement sous silence.

Gaz. — Cet agent transmet à distance la lumière, la chaleur et la force ; il le fait à des distances, sinon considérables, du moins relativement grandes ; il se prête aisément aux exigences de la distribution, à la division de la force en parcelles. Il présente, au point de vue économique, plus ou moins d'avantages, selon que le gaz est vendu cher ou bon marché ; et ce prix dépend lui-même de la proximité et de l'abondance des gisements de houilles à gaz, ainsi que du fait d'avoir à établir des canalisations ou d'en trouver de déjà établies.

Quant au mérite des moteurs à gaz comparés entre eux et aux autres machines thermiques, ce point sera traité de main de maître par M. Hirsch ; signalons seulement ici les avantages et inconvénients communs à tous. On peut, en général, les installer aisément et promptement ; leur mise en marche est rapide et simple ; leur entretien n'exige pas de surveillance spéciale ; la consommation du gaz s'arrête, quand le moteur ne marche pas, et se mesure facilement. Mais la combustion du gaz dégage de la chaleur, ce qui oblige à refroidir artificiellement au moyen de l'eau ou de surfaces rayonnantes ; elle donne naissance à de mauvaises odeurs, à de petites détonations ; tous inconvénients qui seraient très sensibles chez les travailleurs en chambre habitant des logements étroits et parfois malsains ; les fuites de gaz peuvent faire craindre l'asphyxie ou l'incendie, etc.

Électricité. — Comme le gaz, dont elle est la redoutable rivale, l'électricité transmet la lumière, la force et la chaleur, bien que pour cette dernière marchandise, la livraison n'en soit pas encore pratique. Mais elle les transmet à de très

grandes distances, instantanément pour ainsi dire, sans déplacement appréciable de matière, et en grande quantité.

L'électricité paraît se présenter comme le meilleur agent de transport lointain de la force, et permettre de résoudre le problème de l'utilisation des forces naturelles. Arrivera-t-on aussi à résoudre prochainement par l'électricité le problème de la distribution du travail sous toutes ses formes et en fractions quelconques, dans des conditions d'économie, de pratique commerciale et surtout de sécurité qui permettront de mettre le procédé entre toutes les mains ?

Nous le souhaitons, car le jour où une distribution électrique fournira dans les usines, boutiques, établissements publics et privés, et dans les maisons particulières, les trois marchandises cherchées (chaleur, lumière, force), à un prix assez bas pour que les conditions de la vie soient plus faciles et meilleur marché on aura réalisé un merveilleux progrès, social autant qu'industriel.

Actuellement, les frais de production du courant électrique, la durée et le rendement des conducteurs à haute tension, la spécialité des moteurs électriques, la difficulté de compter la consommation, le danger qu'il peut y avoir pour le premier venu à manier cet agent délicat, constituent autant de points sur lesquels de notables progrès ont été faits depuis quelques années, mais où il y a encore beaucoup à faire,

Le congrès des électriciens traitera de ces questions.

Vapeur. — Nous arrivons ici aux agents de transmission que nous devons examiner moins sommairement ; et nous notons tout d'abord que la vapeur ne nous fournit pas de lumière, mais seulement la chaleur et la force. Citons immédiatement des faits.

C'est à New-York que fonctionne la plus importante distribution de vapeur, destinée à la fois au chauffage et à la force. Des essais, qui avaient assez bien réussi, à Lockport et Buffalo, ont engagé les Américains à mettre ce système en usage dans leurs grandes villes du Nord. Toutefois ils n'ont pas le monopole de cette idée, puisque M. J. Chrétien, en 1868, a réalisé, en France, une distribution de vapeur sur un réseau de 1 500 mètres.

La station centrale actuellement en activité à New-York (on se propose d'en créer neuf autres) comporte une force totale de 16 000 chevaux. L'emplacement occupé a 23 mètres de largeur sur 36 mètres de longueur : les générateurs sont disposés en quatre batteries établies à des étages superposés ayant chacun 6 mètres de hauteur. Chaque batterie comporte 16 chaudières, de 250 chevaux chacune, placées sur deux rangs, avec les foyers en regard.

La canalisation comprend des conduites principales de divers diamètres (750 millimètres, 500, 380, 280), et des tuyaux de branchement plus petits, de 0^m,20 à 0^m,08). L'eau de condensation fait retour à l'usine centrale.

La pression moyenne de 5 kilogrammes est maintenue dans la canalisation principale ; les *régulateurs* ou *diffuseurs* permettent de fournir, dans les branchements, de la vapeur à 0 kil. 200 pour le chauffage.

Après avoir essayé toutes les formules connues pour déterminer les dimensions des conduites, on a conclu qu'elles étaient toutes aussi exactes (ou inexactes ?) l'une que l'autre. On a fait choix de la plus simple : $P = 87.3 d^{\frac{5}{2}}$ dans laquelle P est le poids de la vapeur débité à l'heure, d le diamètre, en pouces, de la conduite. On simplifie encore, en remplaçant 87.3 par 100.

Pour faire payer leur consommation aux clients, on a d'abord pris pour base la quantité de charbon qu'ils brûlaient avant leur abonnement, puis on a essayé divers compteurs basés sur le principe de l'écoulement de la vapeur par un orifice de grandeur donnée avec une différence de pression connue. En maintenant constante, au moyen de soupapes mues par des pistons équilibrés, la différence de pression, on force la vapeur à s'écouler par des orifices dont la grandeur varie et s'enregistre sur un papier qui se déroule. De là un diagramme indiquant la consommation de vapeur. On a aussi imaginé d'autres méthodes dans lesquelles la vapeur est estimée non en volume et pression, mais en unités spéciales déterminées d'après des données empiriques, dont la base est le poids d'eau de condensation aux diverses pressions usitées. Les prix sont alors établis par mille unités.

Ces divers compteurs ne sont pas très satisfaisants ; car, dans un grand nombre de cas, la consommation se paye à forfait ; et, dans quelques-uns, on s'est contenté d'adapter à la machine un compteur de tours et d'estimer la dépense d'après le nombre de tours et les dimensions du cylindre.

Voici les avantages de la distribution de vapeur : elle se plie très bien aux exigences de la clientèle, mais elle ne peut effectuer le transport lointain. Le système est commode, salubre, sûr, facile à régler et à manier : il supprime, chez les abonnés, le combustible, la fumée, la cendre : il comporte une foule d'applications industrielles et domestiques ; il écarte toute cause d'incendie et donne même le moyen d'étouffer les incendies dus à d'autres causes. Aussi ses partisans ont-ils dit que, si l'éclairage de l'avenir se fera par l'électricité, le chauffage de l'avenir se fera par la vapeur ; et, dans leur pensée, l'usine de l'avenir qui distribuera chaleur, force et lumière fournira les deux premières marchandises par la vapeur et la troisième par l'électricité.

Cette solution ne me paraît pas probable, parce qu'elle exigerait une double canalisation et présenterait dès lors des difficultés d'autant plus sérieuses que c'est précisément dans la canalisation que réside le point faible de pareils projets.

Les inconvénients dus à la condensation de la vapeur dans les longs tuyaux et aux fuites qui se produisent dans les joints sont, en effet, assez considérables.

On a fait de nombreuses études sur les calorifuges et sur le métal des tuyaux,

de manière à diminuer, le plus possible, la quantité de vapeur condensée, on a expérimenté aussi diverses sortes de joints, à coulisse, à diaphragme, à brides, etc., de manière à diminuer les fuites, tout en assurant le jeu nécessaire pour la dilatation du métal des conduites.

On a même proposé d'abandonner les tuyaux métalliques pour des conduites ou petites galeries en ciment ; cette dernière substance étant mauvaise conductrice et ne se dilatant pas, on supprimerait les calorifuges et les compensateurs de dilatation.

Ces divers procédés ont pallié l'inconvénient en ce sens qu'ils ont diminué la perte de pression résultant de la condensation ; mais il faut toujours pourvoir à l'évacuation de l'eau ; et le nom de *boîtes à chagrin* donné aux purgeurs automatiques marque le peu de satisfaction que procure leur emploi. Enfin ce sont les fuites de vapeur, aux joints et aux robinets dont le nombre est considérable, qui se produisent encore malgré tous les soins pris pour les éviter et qui occasionnent le plus de perte, le plus de dépenses d'inspection et de réparation. Ajoutez à cela qu'elles provoquent des plaintes et des réclamations, parfois de longs et coûteux procès.

Eau surchauffée. — Ce procédé doit être directement rattaché au précédent, et non à l'eau sous pression, parce qu'il doit son efficacité à la vapeur latente dans le liquide et parce que les récepteurs, qui utilisent le système pour la force, sont des moteurs à vapeur.

C'est à Boston que s'est établie récemment une distribution d'eau surchauffée destinée au chauffage et à la force motrice.

A côté des chaudières de la station centrale, où l'eau est surchauffée, sont disposées des pompes qui aspirent l'eau chaude, la refoulent dans les conduites de distribution et en assurent ainsi la circulation dans cette conduite alimentaire qui revient à la chaudière. Une autre conduite, dite *de retour*, recueille sur tout le parcours l'eau qui a servi aux clients et qui s'est refroidie, et la ramène à la station centrale, où une pompe la renvoie aux chaudières dans lesquelles elle est chauffée à nouveau pour alimenter la distribution.

Des tuyaux de branchement se détachent, toutes les trois maisons, de la conduite principale pour aboutir à une boîte de distribution et se terminer par un chapeau à trois tubulures munies chacune d'un robinet. Ce robinet commande la conduite intérieure desservant une maison. Une disposition inverse analogue recueille l'eau refroidie dans la conduite de retour. Les tuyaux de branchement sont de 25 millimètres pour l'alimentation et de 50 millimètres pour le retour ; à partir du robinet de branchement, les conduites intérieures ont un diamètre qui varie de 6 millimètres pour les maisons ordinaires jusqu'à 12 millimètres pour les magasins et 18 millimètres pour les ateliers de plus de 20 chevaux. Ces conduites intérieures sont en cuivre, métal facile à courber sans joints.

Les deux conduites principales sont placées dans une tranchée de 0^m,80 de large sur 1^m,20 de profondeur en moyenne. De distance en distance sont disposés des massifs sur lesquels reposent des pièces de fonte munies de rouleaux qui portent les tuyaux de la conduite alimentaire et laissent un jeu suffisant pour la dilatation. Une chape recouvre en ces points la conduite et maintient les tuyaux dans leur position.

La conduite de retour est disposée de même au-dessous de la conduite alimentaire.

Cette dernière a un diamètre de 0^m,10 et l'autre un diamètre double. On a adopté ces dimensions parce que, pour l'eau chaude, il est très important de diminuer la surface rayonnante et peu important d'augmenter le frottement que les pompes de la station surmontent facilement en donnant à l'eau une vitesse moyenne de 2 mètres par seconde; tandis que, pour l'eau froide, il importe de diminuer le frottement afin de faciliter l'écoulement qui se produit surtout en vertu de la pesanteur.

Dans les changements de direction, les joints sont à coulisse et compensateurs, placés dans des trous d'homme et d'un accès facile.

Des soupapes d'arrêt disposées de 30 en 30 mètres se ferment automatiquement en cas de rupture des conduites et ne laissent échapper dans la tranchée que l'eau comprise entre deux soupapes successives.

Ces dispositions très ingénieuses ont été imaginées pour assurer le bon établissement et le fonctionnement régulier de la canalisation ainsi que la pénétration chez les abonnés, et aussi pour garantir contre tout danger ou toute avarie provenant, en cas de fuite, de la pression de l'eau et de la vapeur. Les tuyaux subissent d'ailleurs 3 essais différents avant d'être mis en service. Pour diminuer la perte de chaleur par rayonnement, on a adapté un revêtement en fibres d'asbeste, de quatre centimètres d'épaisseur.

L'eau surchauffée, qui pénètre dans les immeubles, peut y être utilisée à toutes les opérations qui exigent une température ne dépassant pas 200°. Pour le chauffage, on emploie, dans les appartements, les *radiateurs* qui tiennent lieu de foyers, et où l'air froid vient se chauffer en circulant autour des tuyaux d'eau chaude.

S'il s'agit d'un établissement qu'on veut chauffer à la vapeur, on a recours aux *convertisseurs*, qui sont également employés quand on veut avoir de la force motrice.

Le convertisseur joue le rôle du dôme de vapeur des générateurs ordinaires. Il comporte une soupape de réduction qui supprime la pression et dégage la vapeur de l'eau, puis un manomètre et une soupape de sûreté, enfin une tubulure dirigeant la vapeur vers la conduite de chauffage ou vers le moteur. Dans ce dernier cas, on estime que le convertisseur doit avoir un volume décuple du cylin-

dre. En munissant le convertisseur de deux chambres et de deux soupapes de réduction, on distribue à la fois la force et le chauffage.

Ce système de distribution est assurément très ingénieux et semble *a priori* devoir rivaliser avec succès la transmission par la vapeur. Mais il ne fonctionne que depuis un an au plus, ce qui ne permet pas encore de se prononcer définitivement à cet égard.

D'après ce qui précède, on voit que l'important dans une distribution de vapeur ou d'eau surchauffée réside dans la canalisation et tous les organes accessoires qu'elle comporte ; ce sont les points qu'il serait intéressant de voir discuter au Congrès, ainsi que les mérites comparatifs de l'eau surchauffée et de la vapeur.

Eau sous pression. — L'emploi de la pression hydraulique, émanée d'une usine centrale, constitue un mode de distribution de la force qui, en certains cas, donne la meilleure solution du problème. Mais on ne peut ici fournir que de la force, pas de chaleur, comme en donnent aussi la vapeur et l'eau surchauffée ; encore moins de la lumière, comme en donnent en outre le gaz et l'électricité. Mais ni électricité, ni gaz, ni vapeur ne peuvent fournir, dans les mêmes conditions de sécurité et peut-être d'économie, une pression disponible de 50 kilogrammes par centimètre carré, que chacun peut aller prendre dans la rue bordant sa maison.

Dans les localités où l'on possède de fortes chutes d'eau, on peut maintenir à bon marché dans une conduite de l'eau à haute pression et distribuer à peu de frais la force à domicile. Ainsi sont répandus beaucoup de moteurs hydrauliques dans les villes et villages de la Suisse. Là, les moteurs *Schmidt* ont acquis une renommée universelle ; mais, comme tous les moteurs à cylindre, ils font une dépense constante, à moins qu'on n'y introduise une disposition compliquée ; et ce détail a conduit à essayer, pour le même usage, des petites turbines, dont on peut assez bien régler le débit au moyen de régulateurs assez simples (*Picard*).

Entre nombreux exemples, nous citerons la distribution de Genève, où l'on a établi deux canalisations systématiques, l'une à basse pression pour les usages ordinaires, l'autre à haute pression (10 à 12 atmosphères) pour la force.

Petits et peu encombrants, les moteurs hydrauliques fonctionnent sans bruit ; stables, faciles à installer, ils n'exigent guère de surveillance. On les met aisément en marche ; la consommation d'eau peut être réglée automatiquement pour les besoins du travail, et, d'une manière générale, ils se plient aux exigences d'une distribution visant les usages domestiques et les applications de la petite industrie.

Dans les localités où l'on n'a pas de chutes d'eau, mais seulement un fleuve ou un port, il faut avant tout, pour établir une distribution hydraulique, installer des machines à vapeur, des pompes, des élévateurs, des accumulateurs, et cela fait parfois hésiter. Cependant comme la machinerie hydraulique rend de grands

services dans les ports, sur les quais et dans les docks et magasins du voisinage, on a été naturellement amené à étendre la transmission de la force jusque dans la ville même.

Armstrong a le mérite d'avoir établi le premier des élévateurs hydrauliques tels qu'ils fonctionnent aujourd'hui ; mais on doit aussi lui attribuer l'application de l'eau sous pression à la distribution à domicile de la force ; car à Newcastle, avant 1853, il a fait fonctionner des moteurs d'imprimerie en se servant de la distribution d'eau de la ville.

Depuis lors, l'idée s'est développée en Angleterre, et c'est ainsi qu'à Hull et à Londres fonctionnent des distributions de forces hydrauliques.

A Hull, l'eau est fournie par la rivière et élevée, au moyen de pompes centrifuges, dans un grand réservoir qui forme en quelque sorte le toit de la station centrale, et dont la capacité est d'environ 400 mètres cubes. Au sortir du réservoir, où elle s'est déjà décantée, l'eau filtre à travers une couche de graviers avant de se rendre dans les conduites.

Les tuyaux d'aspiration et de refoulement sont maintenus constamment amorcés au moyen de valves et de syphons. Les pompes déversent sous l'accumulateur 70 mètres cubes d'eau par heure à la pression de 50 kilogrammes par centimètre carré.

La conduite amenant à l'usine l'eau de la rivière a un diamètre de 0^m,250 et une longueur de 110 mètres environ. La principale conduite de distribution a un diamètre de 0^m,150 ; elle repose sur un lit de béton dans une tranchée de 0^m,60 de profondeur. De distance en distance, on a placé des valves de secours ou d'arrêt, et des tampons de lavage qui servent à nettoyer la canalisation et enlever les dépôts.

Les réparations à la conduite n'ont pas été trop nombreuses ; les coudes, bien que fréquents, n'ont pas diminué la résistance de la conduite ni augmenté beaucoup les pertes de charge que l'on évalue à 2 % par kilomètre.

Les tuyaux en fonte sont d'ailleurs essayés à une pression triple de celle à laquelle ils doivent travailler ; les joints sont faits avec soin, et les fuites sont aussi fort réduites ; elles se décèlent cependant aussitôt que produites, et peuvent vite être réparées.

Dans les grands froids, on chauffe légèrement l'eau de distribution, qui, d'autre part, grâce à sa haute pression, résiste mieux à la gelée que l'eau ordinaire.

Pour constater la consommation d'eau de la clientèle, on établit, à la suite du moteur ou du récepteur hydraulique, un compteur qui donne le volume d'eau au sortir de la machine.

A Londres, la station de distribution d'eau la plus importante est celle du pont de Blackfriars.

L'eau est puisée dans la Tamise et passe à travers un piston creux dont le

fond est en tôle percée de trous et recouverte de couches d'éponges qui donnent un filtrage convenable.

Les pompes sont mises en mouvement par des machines compound verticales, à condensation, comportant chacune un cylindre à haute pression et deux à basse pression.

L'eau fournie aux accumulateurs, qui sont au nombre de deux, est obtenue à une pression supérieure de 8 kilogrammes environ à celle de Hull, soit à 58 kilogrammes par centimètre carré.

Les conduites ont le même diamètre qu'à Hull (0^m,150). Elles sont disposées par secteurs circulaires; il en part quatre de l'usine; en divers points, des valves permettent d'isoler une section sans interrompre la distribution dans le reste du circuit.

Les appareils qui sont le plus fréquemment actionnés par ces distributions d'eau, sont des appareils de levage, des treuils, des cabestans, des grues, des broyeurs, des meules, des ascenseurs surtout, des outils d'imprimerie, de scieries, etc.

L'avantage des grues hydrauliques sur celles à bras est évident; les grues à vapeur même leur cèdent la place: on écarte ainsi les chances d'incendie, et on diminue les primes d'assurance.

Pour les appareils élévatoires, la machine hydraulique fournit une manœuvre simple, rapide, économique.

A côté des avantages généraux du système, il faut citer les inconvénients suivants: dépôts dans la canalisation; pertes de charge et fuites; difficulté et cherté d'installation des usines centrales; haute pression à donner aux liquides; par suite, au point de vue de la distribution des petites forces, difficulté d'établir de petits moteurs d'un parfait fonctionnement. Ce sont ces divers points, ainsi que les descriptions de moteurs hydrauliques nouveaux, qu'il serait utile de traiter au Congrès.

Air. — Comme l'eau sous pression et comme les câbles téléodynamiques, l'air ne transmet que la force et non la chaleur et la lumière. Au lieu de chaleur c'est même du froid qu'il produit lorsqu'il se détend dans les machines réceptrices.

Il y a des distributions d'*air comprimé* et d'*air raréfié*. Dans les premières les machines réceptrices utilisent l'excès de la pression entretenue dans les conduites sur la pression atmosphérique; dans les secondes, l'excès de la pression atmosphérique sur la pression maintenue dans la canalisation de vide.

Comprimé ou raréfié, l'air est un agent de distribution de force qui, dans certaines circonstances, présente sur les autres procédés des avantages déterminés.

Avec lui, on n'a pas à se préoccuper du retour comme avec la vapeur, l'eau,

les câbles ou l'électricité; on n'a pas à s'inquiéter des différences de niveau et des coudes comme dans les conduites d'eau; de la chaleur, de la condensation et des fuites, comme dans les conduites de vapeur; de l'incandescence, des étincelles et de l'isolement imparfait, source de véritables dangers, comme dans les conducteurs électriques; des mouvements rapides et désordonnés, comme dans les câbles.

Si maintenant on les compare entre eux, on peut dire que les avantages de l'air comprimé sur l'air raréfié sont de permettre une plus forte puissance et une transmission plus éloignée: ceux de l'air raréfié sur l'air comprimé consistent dans un meilleur rendement, dans une simplicité et une économie plus grandes. Aussi, dans le cas d'une distribution de petites forces à domicile dans un rayon peu étendu, il y a lieu, selon nous, d'employer l'air raréfié, tandis que l'air comprimé est tout indiqué quand il s'agit d'une force moyenne à transmettre en un ou plusieurs points à une distance moyenne; et, dans les mines et tunnels, surtout d'ailleurs où la question de rendement est négligeable ou secondaire, l'air comprimé rend d'utiles services.

Dans le cas d'une distribution à domicile, indépendamment de son faible rendement, l'air comprimé présente divers inconvénients. Le froid, dû à la détente de l'air, fait des moteurs à air comprimé de véritables machines à glace, et produit la congélation de la vapeur d'eau entraînée et des huiles de graissage: de là l'obligation de doubler chaque moteur à air d'un réchauffeur important.

Cet inconvénient ne se produit que d'une façon bien moins intense dans les moteurs à air raréfié; et l'on n'a pas non plus, dans le système du vide, à faire tout le long des conduites cette évacuation de l'eau que l'air comprimé entraîne en sortant des compresseurs, et qui exige l'emploi de robinets purgeurs, collecteurs, purgeurs automatiques. Avant d'entrer dans le moteur à air comprimé, le fluide doit encore traverser un régulateur de pression, afin de compenser les notables écarts qu'on constate dans la pression aux divers points de la conduite.

Pour ces divers motifs, ayant à étudier, en 1884, une distribution de force à domicile dans les quartiers de Paris, où la petite industrie est très condensée et n'exige que de faibles forces, l'auteur de ce rapport n'a pas hésité à approuver le projet conçu par M. *Petit*, promoteur du système pneumatique, dont l'idée remonte à *Papin* (*Acta eruditorum*, Lipsiæ, 1688), et à contribuer à la fondation de l'usine de la rue Beaubourg, qui distribue la force par l'air raréfié.

Outre sa simplicité, qui le rendait pratique et maniable pour tous, ce système nous paraissait comporter un autre avantage, celui d'être hygiénique et de renouveler l'air de la chambre de travail; et ce n'était pas à dédaigner dans un quartier populeux, où les logements sont peu sains et étroits.

Cependant, à Birmingham, on entreprenait à la même époque une distribution par l'air comprimé; et, deux ans après, en 1886, une entreprise analogue

était inaugurée à Paris par une compagnie parisienne, héritière et continuatrice de la Société des horloges pneumatiques, sous la direction de M. V. Popp.

Nous décrirons, au Congrès, les installations de l'usine de distribution de force motrice à domicile par l'air raréfié, dirigée par MM. *Petit et Boudenoot*, et celles de l'usine de la Compagnie parisienne d'air comprimé (*procédés V. Popp*), et nous nous bornons ici à dire un mot des applications courantes.

Celles des *moteurs à air raréfié* sont toutes du domaine de la petite industrie parisienne; ils mettent en œuvre : des tours à percer et à roder, des outils à travailler le bois, le cuivre, l'ivoire, l'ébène, l'écaille, le celluloïde; des scies circulaires et à rubans, des fraises, des laminoirs, etc. Ils sont répandus chez les ébénistes, orfèvres, graveurs, bijoutiers, imprimeurs, rémouleurs, fabricants de peignes, de brosses, de boîtes à bonbons, de pendules de voyage, de manches d'ombrelles et d'écrans, qui habitent dans un rayon de 700 à 800 mètres autour de l'usine; ils utilisent une force variant de 5 kilogrammètres à 3 chevaux.

Les applications de l'*air comprimé* sont, pour quelques-unes, les mêmes que les précédentes; mais ce cas, d'ailleurs peu avantageux, est assez restreint, et la plupart des moteurs à air comprimé sont employés en vue de forces moyennes (presses, broyeurs, laminoirs, scies exigeant de 5 à 20 chevaux), et surtout chose bizarre, pour actionner des machines dynamos produisant l'éclairage électrique.

Toutefois, l'air comprimé ne peut être classé parmi les agents de transmission fournissant autre chose que de la force, parce que ce n'est pas directement mais indirectement qu'il donne de la lumière. Il ne fournit l'énergie électrique que par une nouvelle installation et une nouvelle transformation (air en électricité) de la force qui a déjà été transformée de vapeur en air.

Ces transformations successives, alors que l'une d'elles, la distribution d'air comprimé, est déjà d'un rendement très faible, constituent une solution absolument anti-économique et qui ne peut être qu'éphémère : c'est d'ailleurs ce qu'a fort bien compris la Société de la rue Saint-Fargeau, qui établit aujourd'hui des canalisations d'électricité en vue de la distribution directe de l'éclairage.

Câbles téléodynamiques. — La transmission par câbles n'est qu'une extension de la transmission par courroies, qui est d'un emploi universel dans les usines.

Ce procédé ne peut fournir que de la force, comme les deux agents qui précèdent : air et eau; et il est loin de se prêter, comme eux, à la distribution. Les câbles, en effet, ne peuvent convenir, pour transmettre au loin la force, que dans les campagnes, hors des villes, et surtout dans les pays de montagnes : là encore, la force transmise par eux ne peut être partiellement distribuée en route qu'en des points déterminés, aux arbres des stations de relais.

Mais quand on se trouve dans des conditions spéciales, comme c'est fréquemment le cas dans l'utilisation industrielle de la force d'une chute d'eau à 5 ou 6

kilomètres de distance, une transmission par câble bien étudiée permet le transport dans des conditions plus favorables que l'électricité ou tout autre agent de transmission.

M. F. Hirn, qui a inventé ce procédé de transmission, y est arrivé en partant de ce principe que « le travail économique est le produit d'un effort exercé, ou d'une résistance surmontée par une force, par une vitesse ou un espace parcouru par le point d'application de cette force, et, qu'en augmentant la vitesse, on est maître de diminuer à volonté l'effort pour une même somme de travail produit. »

Une poulie d'un grand diamètre, animée d'une grande vitesse, qui à l'aide d'un câble léger commande une seconde poulie, d'un diamètre à peu près égal, placée à une grande distance, voilà le système dans sa plus extrême simplicité.

On le pratique réduit ainsi à sa plus simple expression (une poulie conductrice et une poulie conduite reliées par le câble) quand la distance ne dépasse pas 150 mètres. Au delà, il faut établir des poulies de support intermédiaires, construites plus légèrement, parce qu'elles n'ont qu'à supporter le câble sans transmettre aucun effort.

Quand la distance est très grande, au lieu d'augmenter simplement le nombre des poulies de support, on subdivise la transmission en plusieurs relais, dont chacun a son câble propre. Les relais sont séparés par des stations. Chaque station porte un arbre avec deux poulies ou une poulie à deux gorges. Cette disposition permet de distribuer, au moyen des arbres des stations, une partie de la force transmise, et d'effectuer plus aisément les changements et réparations assez fréquents dans les câbles.

Pour les changements de direction, on les fait au moyen de poulies horizontales placées entre deux poulies de support ou bien au moyen de deux arbres faisant entre eux l'angle voulu, et reliés par un engrenage conique.

Les poulies de support et les stations sont établies sur des piliers en maçonnerie plus ou moins élevés.

Dans le cas d'une distribution partielle faite à chaque station, les relais ont des forces de moins en moins grandes à transmettre, et l'on peut réduire progressivement le diamètre des câbles et des poulies.

Les distributions de station consistent ordinairement en une livraison faite à un seul établissement, dont on arrive à constater empiriquement la consommation normale. On peut aussi concevoir que l'arbre de la station mette en mouvement un second arbre longeant plusieurs ateliers et distribuant la force à plusieurs preneurs. Mais il n'est pas aisé dans ce cas de calculer la consommation de chacun, ni de régler, d'une façon constante et régulière, les vitesses relatives des arbres spéciaux aux divers clients : aussi ces distributions ne sont guère pratiques.

Quant à la transmission seule de la force au moyen des câbles, il en a été

fait des milliers d'applications depuis l'invention qu'en a faite M. F. Hirn (transmissions à des usines, comme à Schaffouse, Oberwesel, Moscou et dans les filatures d'Alsace, labourage à vapeur, traction des véhicules sur les plans inclinés, tramways funiculaires, traction mécanique sur les canaux, etc.).

Les avantages des câbles télédynamiques consistent dans la simplicité du système et son bon rendement pour des distances relativement encore importantes. Les inconvénients sont : les allongements qui font obstacle à la régularité du mouvement ; les glissements, dont les effets fâcheux croissent avec ceux des allongements ; les frottements, l'usure rapide, les frais considérables de changement et d'entretien.

Aussi l'attention se porte-t-elle sur tous les moyens propres à diminuer ces inconvénients, et nous souhaitons de voir signaler à cet égard au Congrès quelque progrès nouveau.

Quelle sera la conclusion de ce rapport? Il suffit de le lire pour comprendre qu'il ne saurait en être tiré aucune conclusion absolue. Chaque agent de transmission pourra, suivant les cas, être préféré aux autres.

Si l'on veut, à la fois, force, lumière et chaleur, on ne pourra hésiter qu'entre le gaz et l'électricité. Si l'on n'a pas besoin de lumière, mais seulement de force et de chaleur, on pourra hésiter aussi entre la vapeur et l'eau surchauffée. Si l'on ne cherche que de la force, l'eau sous pression, l'air et les câbles entreront en lice, mais ces derniers en vue seulement de la transmission et non de la distribution.

L'air comprimé sera employé avantageusement pour la distribution de forces moyennes à des distances moyennes, jusqu'à plusieurs kilomètres, surtout dans les cas où l'on ne s'inquiète pas du rendement ; mais il est le plus coûteux des systèmes pour la transmission de la force à de petites distances ; l'eau sous pression offre, à cet égard, une solution plus économique ; et l'air raréfié se présente, pour la distribution à domicile de petites forces dans un rayon peu étendu, dans des conditions excellentes au point de vue de la simplicité, de l'économie, de la commodité et de l'hygiène.

Quant au transport des forces naturelles à de très grandes distances, l'électricité n'a sans doute pas dit son dernier mot ; mais, en attendant, il est possible, au moyen des câbles télédynamiques, de transporter aux établissements industriels, dans des conditions relativement favorables, le travail de chutes d'eau éloignées déjà d'une dizaine de kilomètres.

NOTE

SUR LA

Distribution de force motrice à Genève

PAR

M. BUTTICAZ

INGÉNIEUR DU SERVICE DES EAUX ET DES FORCES MOTRICES DU RHÔNE

(Planches 25 à 32)

SERVICE DES EAUX DE LA VILLE DE GENÈVE EN 1872

C'est en 1872, sous les auspices de M. l'ingénieur Turrettini, directeur de la Société genevoise pour la fabrication d'instruments de physique, que les moteurs Schmidt furent introduits à Genève, pour donner aux industriels une force motrice à domicile en profitant de la distribution d'eau de la ville.

Genève possédait à ce moment là une usine hydraulique située au pont de la Machine, en tête de l'Île.

La chute du Rhône était obtenue au moyen d'un barrage mobile à poutrelles horizontales.

Les machines installées consistaient :

1° En deux roues à aubes courbes, recevant l'eau en dessous et actionnant deux pompes à double effet à axe vertical. Elles avaient été établies dès 1838 par l'ingénieur Cordier de Béziers, puis modifiées par le général Dufour. La force de chacune était de 35 chevaux.

2° De la turbine Callon, à siphon, composée d'une roue hélice, d'une force de 60 chevaux.

3° De la turbine Roy, composée d'une roue hélice à axe horizontal d'une force de 80 chevaux actionnant au moyen d'engrenages coniques deux groupes de pompes, disposées comme les précédentes.

La force totale dont disposait le service des eaux était donc de 210 chevaux.

Des canalisations conduisaient en ville l'eau sous pression et un petit réservoir situé à l'Hôtel de Ville à environ 35 mètres au-dessus du lac servait de régulateur.

RÉSERVOIR DU BOIS DE LA BÂTIE EN 1873

L'installation de quelques moteurs réclama bientôt la construction d'un réservoir sur l'une des collines situées à proximité de la ville.

Ce réservoir fut construit en 1873, au bois de la Bâtie. Son plan d'eau moyen est à 420^m,96 au-dessus de la mer, soit à 45^m,96 au-dessus du niveau moyen du lac. Une conduite de 500 millimètres de diamètre le relie au réseau général de la ville. Sa capacité est de 4 800 mètres cubes.

MACHINES A VAPEUR 1879-1880

De nouvelles installations ne tardèrent pas à devenir nécessaires ; mais vu l'opposition de la part des cantons riverains, l'Administration ne jugea pas à propos de faire de nouveaux travaux sur le Rhône, pour augmenter la puissance de ses moteurs hydrauliques. Le 30 septembre 1879, le Conseil municipal vota es crédits nécessaires à l'établissement d'une usine à vapeur, et le 17 juillet 1880 eut lieu l'inauguration. L'installation consiste en deux machines à vapeur de 150 chevaux chaque, sortant de la maison Escher, Wyss et C^{ie}, à Zürich, actionnant des pompes à deux cylindres et à piston plongeur du type Girard.

INSTALLATIONS NOUVELLES 1883-1889

Malgré cette augmentation de forces l'extension du service en exigea bientôt de plus considérables, et, un arrangement avec les riverains du lac étant sur le point d'intervenir, la ville de Genève se décida à réunir dans une seule usine toute la force disponible du Rhône comprise entre le lac et sa jonction avec l'Arve.

Cette force, évaluée à 6 000 chevaux, devait être obtenue en utilisant le bras gauche du fleuve comme canal industriel et le bras droit comme canal de décharge du lac lors des hautes eaux.

Après des études entreprises par M. l'ingénieur Turrettini, conseiller administratif de la ville de Genève, délégué aux travaux, et par M. Merle d'Aubigné, ingénieur, directeur du service des eaux, ainsi que par un certain nombre d'experts, les crédits nécessaires furent demandés et le 30 octobre 1883, le Conseil municipal votait les sommes que réclamait l'exécution de la première période des travaux de l'utilisation des forces motrices du Rhône.

Ces travaux comprenaient :

1° L'approfondissement du bras gauche du Rhône au moyen de terrassement à sec.

2° La démolition de l'ancien barrage du Pont de la Machine (bras gauche) et la reconstruction de la passerelle.

3° La construction d'une digue séparative en aval de l'Île.

4° La construction de vannes de décharge entre l'Île et la digue séparative.

5° La construction d'un égout collecteur le long du bras gauche du Rhône.

6° La construction d'un bâtiment des turbines à la Coulouvrenière. Le bâtiment devait pouvoir par suite d'agrandissement utiliser toute la force du Rhône, soit 6 000 chevaux.

Cette force serait captée par 20 turbines de 300 chevaux, donnant 70 % de rendement et mettant à disposition une force de 210 chevaux chacune.

Après examen, il fut décidé que la transmission de force se ferait au moyen de l'eau sous pression, en créant un nouveau réseau à 150 mètres de pression d'eau.

L'ancien réseau fut alimenté par deux groupes de pompes à 50 mètres de pression d'eau tandis que le nouveau réseau recevait l'eau fournie par trois groupes spéciaux.

Une soupape équilibrée permettait d'admettre facilement l'excédent d'eau du réseau à haute pression dans celui à basse pression.

Enfin, le réseau à haute pression ne possédant pas de réservoir à air libre on établit dans le bâtiment même, quatre grands réservoirs verticaux dans lesquels de l'air était comprimé à 150 mètres de pression, pour supporter les variations brusques qui pourraient se produire dans la consommation de l'eau de ce réseau.

Tous ces travaux, commencés immédiatement, après le vote du Conseil municipal du 30 octobre 1883, furent achevés en mai 1886. L'exécution des travaux situés dans le Rhône fût remise à MM. J. Chappuis et C^{ie} et la maison Escher Wyss et C^{ie} fut chargée de la construction des turbines et pompes.

En 1887 on installait encore un sixième groupe de pompes pouvant fonctionner à haute ou à basse pression.

Les turbines sont à réaction, système Jonval, à pivots supérieurs et vannages sur les distributeurs, chacune calculée pour :

1° Une chute de 3^m,70 et un débit de 6000 litres par seconde.

2° Une chute de 1^m,68 et un débit de 13 350 litres à la seconde, faisant dans les deux cas 210 chevaux de force effective.

La turbine est à distributeur à trois couronnes ; deux couronnes sont à vannages.

Le poids de l'appareil est d'environ 31 000 kilogrammes.

Chaque turbine actionne deux groupes de pompes horizontales accouplées à angle droit, avec un piston plongeur à double effet.

Le dernier type pouvant fonctionner à haute ou basse pression a un piston plongeur de 320 millimètres de diamètre et 1100 millimètres de course.

Les deux pompes fonctionnent en marche lente à haute pression de 135 mètres et en marche rapide à basse pression de 55 mètres.

Les deux groupes réunis pèsent approximativement 45 000 kilogrammes.

Ces machines ont été fournies par la maison Escher, Wyss et C^{ie}, Zurich.

Les installations se complétèrent en 1888 par l'établissement d'un réservoir à air libre pour le réseau à haute pression et de deux nouveaux groupes de pompes, n^o 7 et 8 du dernier type.

Le réservoir étant situé à Bessinges soit à plus de 5 kilomètres du bâtiment des turbines, et n'étant relié à la ville que par une conduite de 600 millimètres de diamètre, une différence de pression assez importante existe chez les abonnés suivant que l'eau va au réservoir ou qu'elle en revient.

Pour donner au réseau de la ville une pression très sensiblement égale M. l'ingénieur Turretini, conseiller administratif fit placer aux Eaux-Vives, à l'entrée de la ville une pompe centrifuge, actionnée par une turbine.

Le régulateur de la turbine est mis en mouvement par un servo-moteur actionné par un poids que supporte une tige de piston. Si la pression baisse (l'eau venant du réservoir) le poids fait descendre le piston hydraulique, l'ouverture du distributeur de la turbine a lieu et celle-ci se met en marche avec la pompe centrifuge qu'elle commande, refoulant ainsi l'eau du côté de la ville.

Si la pression est trop forte (l'eau montant au réservoir) le poids est soulevé par la pression hydraulique, le distributeur de la turbine se ferme, et l'eau sous pression n'agissant plus sur la turbine, celle-ci et la pompe sont libres de tourner en sens contraire sous l'action de l'eau passant dans les aubes de la pompe centrifuge pour monter au réservoir.

De cette façon la pression est suffisamment régulière pour que les abonnements de force motrice puissent être réglés à la jauge, c'est-à-dire d'après l'ouverture des distributeurs de turbines.

Si pour une raison quelconque le réservoir de Bessinges est momentanément mis hors de service, la régularisation de la pression se fait au bâtiment des turbines comme avant la mise en service de ce réservoir.

L'appareil de relèvement de pression des Eaux Vives, ne fonctionne donc pas pendant le temps où l'on visite le réservoir.

Par 24 heures la quantité d'eau élevée par les pompes est en 1889 :

Haute pression	60 000	mètres cubes	} maximum
Basse	»	39 000	
Haute pression	27 000	mètres cubes	} minimum des Dimanches et fêtes
Basse	»	25 000	

La force motrice est distribuée jusqu'à 3000 mètres du bâtiment des turbines et l'eau d'alimentation jusqu'à 8 kilomètres.

MOTEURS SECONDAIRES

Les moteurs qui ont été installés au début de la livraison de la force à domicile, sont des moteurs Schmidt à colonne d'eau du type de la Société genevoise de construction d'instruments de physique.

L'effet utile est de 80 à 90 %. Pour une pression de 50 mètres d'eau, ils sont construits couramment de 1/16 de cheval à 4 chevaux et coûtent de 275 à 1790 francs.

Ils sont avantageux pour de petites forces ; pour des forces plus grandes on emploie, depuis 1883 des turbines à admissions tangentielles.

Depuis 1886, de bons régulateurs de vitesse ont été adoptés par les maisons Weibel, Briquet et C^{ie}, à Genève (système Piccard) et Escher Wyss et C^{ie}, à Zurich.

Ces régulateurs permettent d'actionner directement avec des turbines des dynamos pour l'éclairage électrique public ou particulier.

Ces dernières applications vont de 1 à 200 chevaux, et les turbines de grande puissance commandent une dynamo par chaque extrémité de leur arbre.

LIVRAISON DE L'EAU.

Avec les moteurs Schmidt, la livraison de l'eau se fait par un compteur de tours. Le volume du cylindre étant connu, on obtient par une simple multiplication la quantité d'eau dépensée.

Quant aux turbines, l'orifice du distributeur pouvant se régler, la force peut être livrée au cheval en réglant en conséquence l'orifice d'admission de l'eau sur la turbine.

Les compteurs d'eau pour les turbines sont des compteurs de volume placés, soit avant la turbine (type Michel, de Paris, à turbine), soit après (type Piccard, de la maison Weibel, Briquet et C^{ie}, à Genève).

Ce dernier, de construction récente, est avantageux pour les gros débits, par le fait que, placé à la sortie de l'eau de la turbine, il n'a pas l'inconvénient de diminuer la pression disponible.

Les tarifs, avant 1886, étaient :

Pour 1 cheval, par cheval	1 200 francs.
» 2 chevaux, »	1 150 »
» 3 » »	1 100 »
» 4 » »	1 000 »

A partir de ce moment, la force n'est plus vendue qu'à moins de la moitié du coût de la force produite par une machine à vapeur, le combustible étant compté à raison de 32 francs la tonne.

RÉSUMÉ.

La distribution de force que nous venons d'examiner se fait donc simplement au moyen des conduites sous pression livrant indifféremment l'eau ménagère et l'eau motrice. — La grande facilité de division de ce système rend la force motrice applicable à toutes les industries et à tous les emplacements; les Conseils de la Ville ont donc été bien inspirés en choisissant ce procédé, puisque, le beau résultat financier qui en est la preuve, provient du fait d'avoir pu retirer des installations pour eau ménagère un supplément de recette par la vente de la force motrice, représentant, en 1888, les 30 % de la recette totale soit plus de 150 000 francs, presque exactement le bénéfice annuel.

TARIF DE LA FORCE A FORFAIT

(par cheval et par an.)

NOMBRE de chevaux	NOMBRE D'HEURES DE MARCHÉ PAR JOUR		
	10 heures de marche	12 heures de marche	24 heures de marche
1	fr. 585.00	fr. 630.00	fr. 855.00
2	535.50	585.00	778.00
3	486.00	540.00	720.00
4	441.00	504.00	675.00
5	418.50	472.50	630.00
10	263.00	318.50	408.50
15	220.00	262.00	342.00
20	203.50	237.50	310.00
30	196.00	216.00	275.00
40	182.00	199.00	265.00
50	170.50	188.00	250.00
100	139.00	159.00	210.00
200	125.00	138.00	187.00
300	100.00	110.00	150.00

TARIF DE L'EAU MOTRICE A HAUTE PRESSION

*livrée au compteur d'eau. — Pression maximum 140^m d'eau.**Consommation mensuelle*

MÈTRES CUBES	PRIX du mètre cube	MÈTRES CUBES	PRIX du mètre cube
200 à 400	9.6	5000 à 6000	4.1
400 à 2000	8.0	6000 à 7000	3.7
2000 à 3000	7.2	7000 à 8000	3.4
3000 à 4000	5.6	8000 à 9000	3.1
4000 à 5000	4.7	etc., etc.	

jusqu'à deux centimes le mètre cube, prix minimum.

DÉTAIL DES CONDUITES

DIAMÈTRE EN MILLIMÈTRES	BASSE PÉSSION	HAUTE PÉSSION
700	m. —	m. 30
600	33.8	4269.50
500	2286.8	1665.50
400	—	4820 »
350	1294.3	466.80
300	124.0	2647.85
250	7449.9	3692.60
200	1611.6	5432.85
180	174.0	—
165	140.6	—
160	343.4	—
150	2849.5	4239.30
135	344.7	1837.50
120	3682.5	891.20
110	4939.5	875 »
100	5028.9	13273.50
90	43 »	3812.40
82	1417.8	—
80	23431.7	3110.80
75	578.9	5993.70
70	3802.8	—
65	949.2	—
60	8888.7	2927.85
55	1913.6	—
50	4088.5	9689.70
40	1716.9	4256 »
Totaux	78037.6	73931.65

*Développement de la vente de la force motrice comparativement à l'ensemble de la vente de l'eau du service des eaux
et forces motrices du Rhône.*

ANNÉES	RECETTE TOTALE de la vente de l'eau y compris l'eau municipale par année.	AUGMENTATION annuelle	EAUX MOTRICES		0/0 de la recette d'eau motrice comparée à l'ensemble des recettes	NOMBRE de moteurs	RECETTE par moteur	OBSERVATIONS
			Produit annuel	Augmen- tation annuel				
1871	133769.50	»	»	»	«	»	»	
1872	156194.25	22424.75	1127.70	»	0.7	10	112	
1873	180869.50	24675.25	10139.80	9012	5.6	21	482	Mise en service du réservoir du Bois de la Bâtie.
1874	206359.95	25490.45	18717.70	8578	8.8	42	445	
1875	221923.05	15563.10	27175.40	8458	12.2	48	566	
1876	240243.20	18320.15	31549.35	4374	13.1	62	508	
1877	224958.70	»	35809.35	4260	15.4	72	497	
1878	256006.80	31048.10	40225.70	4416	15.7	85	473	
1879	257346.30	1339.50	40460.25	235	15.3	104	389	
1880	274462.80	17116.50	48034.40	7574	17.5	111	432	Mise en service des
1881	304153.60	29690.80	46323. »	»	15.2	118	392	Machines à Vapeur.
1882	313692.55	9538.95	46643. »	320	14.8	123	379	
1883	321527. »	7834.45	50459. »	3816	15.6	129	391	
1884	336766.90	15239.90	48625. »	»	14.4	133	365	
1885	348800.40	12033.50	61116. »	12491	17.5	141	433	
1886	367120.75	18320.35	67659. »	6543	18.4	170	397	Mise en service de 5 g. de pompes
1887	453201.40	86080.65	107682. »	40023	23.7	192	560	id. du 6 ^e g. id.
1888	515545.95	62344.55	150421. »	42739	29.1	220	683	id. des 7 ^e et 8 ^e id.

INDUSTRIES UTILISANT LES FORCES MOTRICES DU RHONE
au 31 décembre 1890.

GENRE D'INDUSTRIE	Basse pression		Haute pression		GENRE D'INDUSTRIE	Basse pression		Haute pression	
	Nombre de moteurs	Force en chevaux	Nombre de moteurs	Force en chevaux		Nombre de moteurs	Force en chevaux	Nombre de moteurs	Force en chevaux
Ameublements	2	4	»	»	<i>Report.</i>	73	156.60	26	808.05
Abattoirs (app. frig.)	—	»	»	2 30	Fab' d'appareils fotogr.	1	2	»	»
Appareils électriques.	2	20	»	3 600	— de glace.	»	»	1	10
Articles en étain.	—	»	»	1 1.30	— d'huiles.	1	3	»	»
Bandagistes.	2	2	»	»	Ferblantiers.	4	11.15	2	9
Bijoutiers.	3	10	»	1 1	Fondeurs.	1	4	»	4
Boulangers.	2	3.70	»	»	Fraises pour horlogeries.	»	»	»	25
Brasseries.	1	4	»	3 70	Garniers.	2	2	»	»
Buanderies.	4	6	»	»	Horlogers.	5	12	»	2
Bonneterie.	—	»	»	1 1	Imprimeurs.	14	28.60	1	5
Briqueterie.	—	»	»	1 3	Instrum. de physique.	»	»	1	12
Blancs p ^r p. à mus.	—	»	»	1 13.75	Lithographes.	7	7	»	50
Cafés torréfiés.	1	»	50	1 2	Lamineur.	»	»	1	2.50
Chapelier.	1	2	»	»	Manufact. de tabacs.	1	2	»	»
Charcutiers.	6	6	»	»	Marchands de bois.	13	35.05	2	3
Charron.	1	5.70	»	»	— de grains.	1	3	»	»
Confiseur.	1	4	»	»	— de fers.	1	3.50	»	»
Cour ^{tes} p. remontoirs.	1	2	»	1 10	— de vins.	1	1	»	»
Couteliers.	2	3	»	» 50	Mécaniciens.	4	12.50	6	24.50
Coiffeur.	1	1	»	»	Menuisiers.	2	4.30	4	52
Chocolatiers.	1	4	»	1 5	Marbrerie.	»	»	1	15
Dégrossissage d'or.	2	33.60	1	10	Monteur de boîtes.	»	»	1	1
Dentiste.	1	3 20	1	»	Moulin à farine.	»	»	1	60
Doreurs-argenteurs.	1	1	»	»	Perceur de bijoux.	1	» 25	»	»
Diamantaires.	—	»	»	1 21	Pileurs.	2	9	1	4
Enseignements.	2	6	»	»	Pharmacien.	1	1	»	»
Ecl. élec. n. pompes.	—	»	»	1 8	Poteries.	»	»	2	20
Ecole d'horlogerie.	—	»	»	1 4	Parqueterie.	»	»	1	4
Electriciens.	1	2	»	1 8	Phototypie.	»	»	1	1.50
Fab' de cigares.	1	1	»	»	Pierristes.	1	2	4	7
— d'eaux gazeuses.	19	24 40	»	»	Régleur.	1	» 25	»	»
— de biscuits.	1	2 50	»	»	Robinetteries.	3	5.50	2	4
— de spiraux.	1	1	»	1	Restaurant (électr.).	»	»	1	4
— de laine bois.	—	»	»	1 6	Serruriers.	1	1	2	4
— de chicorée.	—	»	»	1 3	Théâtre (ventilation).	6	12	»	»
— de vis.	—	»	»	1 9.50	Tramways.	»	»	1	7
— de clefs de montres.	1	1	»	»	Voturiers.	1	1	»	»
— d'aiguilles.	1	2	»	»	Verre gravé.	»	»	1	2
— de cadrans.	1	1	»	»					
A reporter.....	63	156.60	26	808.05	TOTAL.....	138	319 70	64	10663

Récapitulation :

	Moteurs Schmidt	Turbines	Total	Ascenseurs	Total
Réseau à basse press.	124	14	138	14	152
— à haute press.	1	63	64	2	66
	125	77	202	16	218

Comparaison avec les années précédentes

ANNÉE	Basse pression		Haute pression		Totaux	
	Nombre de moteurs	Force en chevaux	Nombre de moteurs	Force en chevaux	Nombre de moteurs	Force en chevaux
1883	85	163.65	—	—	85	163.65
1884	89	172.65	—	—	89	172.65
1885	95	188.85	—	—	95	188.85
1886	124	280.90	28	228.80	152	509.70
1887	131	297.85	42	502.30	173	800.15
1888	138	319.70	64	1066.30	202	1386.00

RÉSULTAT FINANCIER EN 1888

Comptes profits et pertes.

DOIT	AVOIR
Frais annuels d'entretien. Fr. 74 381.35	<i>Recettes</i>
<i>Anciennes installations</i> (1840-1884).	Eau ménagère B.P. . . Fr. 191 176.25
Amortissements sur an- ciennes installations. . . 68 512.15	id. H.P. rive droite 27 552.95
Int. 4 % sur le capital res- tant engagé au 31 décem- bre 1887, 1 214 985 fr. 90. 48 599.45	Eau ménagère H.P. rive gauche »
<i>Nouvelles installations</i> (1884-1888).	Eau motrice B.P. 60 179.65
Amortissements 87 008.85	id. H.P. 90 181.20
Int. 4 % sur le capital en- gagé au 31 décembre 1887, 3 176 483 fr. 55 127 059.35	Eau industrielle B.P. 19 596.40
Bénéfice net pour balance. 141 723.65	id. H.P. 5 424.50
	Divers. 31 739.20
	Eau employée pour les ser- vices municipaux. 110 000 »
	» »
	<u>Fr. 547 285.16</u>
<u>Fr. 547 285.16</u>	

N. B. — B.P. Réseau à basse pression.

HP. id. haute —

Légende concernant les planches représentant le bâtiment des turbines

- 1, 2, Groupes de pompes du réseau à basse pression (60 mètres d'élévation d'eau).
- 3 Groupe de pompes fonctionnant à volonté à haute ou basse pression.
- 4, 5, 6, 7, 8. Groupes de pompes à haute pression (140 mètres d'élévation d'eau).
- a Canal d'amenée de l'eau motrice.
- b Canal de fuite de l'eau motrice.
- c Puisard des pompes.
- d Galerie des tuyaux.
- e Chambres des mécanismes de vannage des turbines.
- f Salle des pompes.
- g Grilles.
- h Vannes d'introduction de l'eau motrice.
- i Vannage des turbines.

<i>k</i>	Distributeurs des turbines.
<i>l</i>	Turbines.
<i>m</i>	Pivot des turbines.
<i>n</i>	Mécanisme de commande des vannages des turbines.
<i>o</i>	Arbres de transmission de la commande des vannages.
<i>p</i>	Tuyaux d'aspiration des pompes.
<i>q</i>	Soupapes d'aspiration.
<i>r</i>	id. de refoulement.
<i>s</i>	Tuyaux de refoulement.
<i>t</i>	Réservoirs d'air.
<i>u</i>	Tuyaux du réseau à haute pression.
<i>v</i>	id. à basse pression.
<i>w</i>	Réservoir d'air du réseau à haute pression servant à régulariser la pression quand le réservoir à air libre (situé à Bessinges), est isolé du reste du réseau.
<i>x</i>	Compresseur à air servant à fournir la quantité d'air nécessaire pour que les réservoirs puissent régulariser la pression.
<i>y</i>	Turbine actionnant le compresseur. id. le mécanisme de commande des vannes.
<i>a₁</i>	Tuyau d'amenée des eaux du lac dans le puisard des pompes.
<i>b₁</i>	Egout collecteur de la rive gauche.
<i>c₁</i>	Tige de la soupape équilibrée reliant les réseaux de haute et basse pression. Si le réservoir à air libre du réseau à haute pression est isolé du reste du réseau ; l'eau fournie en trop par les pompes haute pression est amenée dans la basse pression.
<i>d₁</i>	Passerelle de service pour le nettoyage des grilles.
<i>e₁</i>	Glissières pour des poutrelles horizontales servant à l'établissement d'un batardeau permettant l'épuisement du canal de fuite.
<i>f₁</i>	Sabot en fonte recevant en cas d'établissement du batardeau, le pied d'un fer à H destiné à renforcer le batardeau.
<i>g₁</i>	Puisard de la pompe pour l'épuisement du canal de fuite.
<i>h₁</i>	Passerelle de service du canal de fuite.
<i>i₁</i>	Mécanisme de commande des vannes d'introduction de l'eau motrice.
<i>k₁</i>	Treuil roulant pour le service des pompes.
<i>l₁</i>	id. des turbines.

TRANSMISSION DE LA FORCE PAR LES FLUIDES
sous pression et son application spéciale
AU POMPAGE DES EAUX D'ÉGOUTS

PAR

WILLIAM DONALDSON

INTRODUCTION

La question de la transmission de la force par les fluides sous pression (liquides et gaz) est nécessairement liée à celle du coût de la production de ce fluide sous pression, puisqu'il s'agit, en somme, de déterminer le moyen le plus économique et le plus efficace d'utiliser en la distribuant une puissance disponible ou que l'on peut développer en un certain point central. Si cette puissance disponible est, d'elle-même, susceptible d'être transmise, il faut évidemment en profiter pour la transmettre directement, sans aucune transformation intermédiaire, toutes les fois que le prix de cette transmission directe n'est pas supérieur à la perte qui accompagne toujours la conversion d'une forme de l'énergie en une autre forme.

Dans le cas où la puissance disponible doit se transformer finalement en énergie électrique, on peut avoir intérêt, quelle que soit la nature de cette puissance, à en opérer la transformation avant sa transmission ; mais la discussion du transport de la force par l'électricité sort du cadre de ce Mémoire, dans lequel nous ne discuterons que les transmissions par la pression des gaz et des liquides.

On appelle *gaz permanents* ceux qui restent à l'état de gaz sous toutes les conditions de température et de pression. Bien que de tels gaz n'existent probablement pas dans la nature, puisque l'on a réussi à liquéfier, par l'application simultanée de la compression et du froid, un grand nombre de gaz considérés auparavant comme permanents, nous considérerons dans ce Mémoire comme

permanent les gaz qui conservent leur état sous les pressions les plus élevées employées dans les transmissions de force.

Des deux fluides gazeux, l'air et la vapeur, exclusivement utilisés dans ce but, l'air seul répond à cette définition : la vapeur, au contraire, ne saurait être considérée comme un gaz permanent, puisqu'elle se condense dès que sa température s'abaisse au-dessous du point de saturation.

A moins qu'il ne s'agisse de produire définitivement de l'air comprimé au moyen de la vapeur dont on dispose au point central, il est préférable d'utiliser pour transmettre la force, cette vapeur même, toutes les fois que la transmission est non pas intermittente mais continue, et que la distance du point d'application au point de production est assez courte pour ne pas occasionner de pertes excessives par le refroidissement de la vapeur pendant son écoulement continu ; mais, comme l'objet principal de ce Mémoire est la discussion des meilleurs moyens à adopter pour transmettre à distance des forces d'une application intermittente, cas où la vapeur ne convient évidemment pas, nous devons nous borner à la discussion des avantages comparés de l'application de l'air et de l'eau sous pression à ce genre de transmission.

A une seule exception près, celle d'une chute d'eau, toutes les autres puissances disponibles devront nécessairement subir une transformation qui les rende transmissibles. Dans le cas des combustibles, on peut en convertir une partie seulement en gaz transmissibles ; mais ce cas n'entre pas dans notre sujet.

Comme il est impossible de convertir une forme d'énergie en une autre sans perdre dans cette transformation seule une quantité notable du travail disponible, il faut transmettre la puissance des chutes d'eau directement, jamais par exemple sous forme d'air comprimé, à moins que la production même de cet air ne constitue le but final de l'installation. Dans ce dernier cas, il faut produire l'air comprimé à la chute même, avant sa transmission, puisque la puissance à transmettre effectivement utilisable et recueillie par la compression de l'air ne peut jamais être qu'une faible fraction du travail total nécessaire pour produire cet air comprimé. Bien que la perte de pression que l'air comprimé subit, dans les conditions habituelles de nos transmissions, soit, en tant pour 100 de sa pression initiale, environ quatre fois plus grande que dans une transmission de même puissance par l'eau à hautes pressions, cette perte est négligeable en comparaison de celle due à la fabrication même de l'air comprimé ou de la différence entre l'énergie de cet air et le travail dépensé pour la produire.

Nous n'avons donc, en ce qui concerne le prix de production, qu'à examiner les valeurs relatives de la puissance disponible effective créée par un travail donné du premier moteur employé à comprimer de l'air dans un réservoir ou de l'eau sous un accumulateur.

Les formules nécessaires pour l'étude de cette question sont bien connues : nous nous contenterons de les rappeler sans les démontrer. On trouvera la dé-

monstration de ces formules, ainsi que des Tables dressées d'après elles dans un ouvrage publié par l'auteur sur le sujet qui nous occupe (1) : nous appliquerons dans ce Mémoire les résultats numériques fournis par ces Tables.

CHAPITRE PREMIER

COMPARAISON DES PRIX DE PRODUCTION DE L'AIR ET DE L'EAU COMPRIMÉS

Lorsqu'on emploie pour la transmission de la force un fluide incompressible comme l'eau, sa production n'exige pas d'autre travail que son refoulement à la pression voulue sous l'accumulateur, tandis qu'il faut au contraire réduire l'air à cette pression avant de le refouler dans son réservoir de pression. Si on laisse la température de l'air comprimé s'abaisser, avant son utilisation jusqu'à celle qu'il avait dans l'atmosphère avant sa compression, son énergie totale, fonction de la température seule, sera la même qu'avant sa compression ; mais cet air pourra néanmoins accomplir encore, par sa détente jusqu'à la pression atmosphérique, un travail équivalent à ce que nous appellerons l'*énergie sensible* de cet air comprimé. Or, le travail que l'air peut accomplir par sa détente n'est qu'une faible fraction du travail dépensé à le comprimer, et ce dernier travail est entièrement perdu quand on emploie l'air comprimé sans le détendre.

Désignons par $p_0, v_0, t_0, p_1, v_1, t_1$ la pression, le volume et la température absolus d'une unité de poids d'air avant et après sa compression ; le travail de compression est donné par la formule :

$$\frac{p_1 v_1 - p_0 v_0}{\gamma - 1}$$

dans laquelle on désigne par $\gamma = \frac{0,2377}{0,1688} = 1,408$ le rapport des chaleurs spécifiques de l'air à pression et à volume constants.

Si la compression s'effectue suivant une adiabatique, le travail de compression est donné par l'une des deux formules

$$(2) \quad \frac{p_0 v_0 \left(R \frac{\gamma - 1}{\gamma} - 1 \right)}{\gamma - 1}$$

$$\frac{p_1 v_1 \left(R \frac{\gamma - 1}{\gamma} - 1 \right)}{(\gamma - 1) R \frac{\gamma - 1}{\gamma}}$$

1. *Transmission of power by fluid pressure*. 1 vol. London, Spon; 1883.

dans lesquelles on désigne par $R = \frac{p_1}{p_0}$ le rapport des pressions initiale et finale.

Le travail mécanique de compression est, d'autre part, équivalent au nombre de calories nécessaires pour élever la température de l'unité de poids d'air comprimé de t_0 à t_1 .

A 60° F. (15° C.) et à la pression atmosphérique, de 14,7 livres par pouce carré, un pied cube d'air pèse 0,0764 livres, de sorte que, si l'on désigne par J l'équivalent mécanique de la chaleur, le travail de compression d'un pied cube d'air est égal, en pieds-livres, à

$$0,0764 \times 0,1688 (t_1 - t_0) J = 6,721 \left(R \frac{\gamma - 1}{\gamma} - 1 \right) J$$

puisque $t_0 = 521^\circ \text{ F.}$ et que l'on a

$$t_1 = R \frac{\gamma - 1}{\gamma} t_0.$$

D'autre part, $p_0 v_0 = 2116,8$ pieds-livres, d'où l'équation

$$\frac{2116,8 \left(R \frac{\gamma - 1}{\gamma} - 1 \right)}{\gamma - 1} = 6,721 \left(R \frac{\gamma - 1}{\gamma} - 1 \right) J.$$

dont on déduit, pour J , la valeur

$$J = \frac{314,95}{\gamma - 1} = 771,93 \text{ pieds-livres,}$$

en unités françaises, 424 kilogrammètres.

On se trouve ici en présence d'une concordance très remarquable entre les résultats d'expériences de natures absolument distinctes : la valeur de J ayant été fixée par Joule à 424 kilogrammètres en mesurant l'élévation de température produite dans une masse d'eau agitée par un travail mécanique donné, et celle du coefficient γ en déterminant expérimentalement les chaleurs spécifiques de l'air.

Puisque la température t'_0 de l'air, après sa détente de (p_1, t_0) à p_0 , est de

$$t'_0 = t_0 \left(\frac{p_0}{p_1} \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right),$$

l'équivalent mécanique de son énergie sensible est égal à

$$6,721 \left(1 - \frac{p_0}{p_1} \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) J = 6,721 J \left(\frac{R \frac{\gamma - 1}{\gamma} - 1}{R \frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right)$$

de sorte que le travail de la compression adiabatique de l'air est égal à $\left(R \frac{\lambda-1}{\lambda}\right)$ fois son énergie sensible.

D'autre part, le travail de refoulement de l'air dans le réservoir à la pression p_1 est égal à $p_1 v_1$, et celui que le piston du compresseur reçoit de l'air à p_0 est égal à $p_0 v_0$; il en résulte que le travail effectif de la machine à comprimer l'air est égal à

$$(4) \quad \frac{p_1 v_1 - p_0 v_0}{\gamma - 1} + p_1 v_1 - p_0 v_0 = \gamma \left(\frac{p_1 v_1 - p_0 v_0}{\gamma - 1} \right),$$

ou à γ fois le travail de compression.

Lorsque la compression s'effectue suivant une isothermique, son travail est égal à

$$(5) \quad p_0 v_0 \log. R.$$

et le travail total du moteur à

$$p_0 v_0 \log. R + p_0 v_0.$$

Comme $p_0 v_0$ représente le travail effectué par l'air sur le compresseur, le travail effectif de la pompe est, dans ce cas, égal précisément à

$$(6) \quad p_0 v_0 \log. R,$$

ou au travail même de la compression.

Lorsqu'on chauffe l'air comprimé avant de l'utiliser, on perd en outre une certaine quantité de la chaleur d'échauffement par conductibilité, de sorte qu'il ne faut guère consacrer à cet échauffement que des chaleurs perdues.

Le seul moyen pratique de diminuer la perte due au refroidissement de l'air consiste à réduire d'abord le travail de refoulement de l'air comprimé dans le réservoir en lui enlevant le plus de chaleur possible pendant la période de compression, puis à envelopper les conduites et le réservoir d'isolants aussi parfaits que l'on peut.

S'il est nécessaire de pomper l'eau de circulation indispensable au refroidissement du compresseur, il faut ajouter cette dépense au prix de la compression.

On admet ordinairement, pour les compresseurs à enveloppe d'eau, que la température de l'air comprimé s'y élève au quart $\left(\frac{t_0 - t_1}{4}\right)$ de celle qui correspond à une compression adiabatique, de sorte que l'action des parois du compresseur augmente la température de l'air aspiré avant sa compression. Cette élévation de la température de l'air aspiré n'augmente d'abord en rien le travail de la pompe par unité de volume d'air comprimé; mais le poids de l'air aspiré par chaque cause, ainsi que le travail effectif produit, diminuent en raison in-

verse des températures initiales. On obtient, d'après l'hypothèse précédente, la formule

$$\frac{t_0}{t_1 + t} = \frac{4}{R \frac{\gamma - 1}{\gamma} + 3}.$$

Lorsqu'on communique de l'énergie à l'air directement par la chaleur seule, cette énergie communiquée est équivalente au nombre de calories transmises à l'air ; mais, lorsqu'on augmente l'énergie de l'air par compression, une partie de cet accroissement est due au travail exercé par l'atmosphère sur le piston du compresseur, et ce travail est égal à la contre-pression exercée par l'atmosphère sur les pistons des machines qui utilisent ensuite la détente de l'air comprimé ; de sorte que l'on utilise, dans le cas d'une compression et d'une détente adiabatique de l'air, la totalité du travail de compression, tandis que l'on n'utilise, dans le cas d'un chauffage de l'air, que la différence entre l'énergie totale ainsi communiquée à l'air et la contre-pression de l'atmosphère. Si l'on chauffe l'air dans un récipient dilatable, l'énergie dépensée à accroître son volume est restituée dans l'hypothèse d'un fonctionnement adiabatique. Nous devons donc tenir compte, en évaluant le rendement de la combinaison thermique, de la perte due à la différence des chaleurs spécifiques à pressions et à volumes constants, entièrement sacrifiée dans la plupart des moteurs à air chaud. La chaleur cédée après refroidissement par les parois qui servent au passage de l'air chaud est loin de compenser la chaleur perdue par le rayonnement du moteur dans l'atmosphère. Il en résulte que toutes les machines à air chaud fondées sur le refroidissement et l'échauffement alternatifs de l'air ont un faible rendement.

Pour déterminer l'admission minimum ou la plus grande détente de l'air comprimé dans la machine qui l'utilise, désignons par V le volume d'air comprimé admis ; le volume V_0 que cet air occupera après sa détente de $R = \frac{p_1}{p_0}$ sera donné par la formule

$$V_0 = \frac{RV}{R \frac{\gamma - 1}{\gamma}} = VR \frac{1}{\gamma},$$

de sorte que la détente nécessaire pour ramener l'air à la pression atmosphérique est donnée par l'expression

$$(13) \quad \frac{v}{v_0} = \frac{1}{R \frac{1}{\gamma}}.$$

Si la pression finale ou échappement est supérieure à celle de l'atmosphère, la chute de température est moindre, et l'on a, en désignant par R_1 la détente nou-

velle et par P la chute de pression correspondante exprimée en tant pour 100 de la chute due à la détente R, l'expression

$$\frac{P}{100} \left(1 - \frac{1}{R \frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) = 1 - \frac{1}{R_1 \frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

d'où

$$(14) \quad R_1 = \frac{R}{\left[0,0P + (1 - 0,0P) R \frac{\gamma-1}{\gamma} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

et, pour l'admission,

$$\frac{v}{v_0} = \frac{1}{R_1 \frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

On peut évaluer les valeurs maxima de P d'après les températures les plus basses réalisées dans les machines frigorifiques à air, où l'air comprimé à environ 4 atmosphères effectives s'abaisse rarement à plus de -60° C. (-55° F.). La température minimum absolue dans le cylindre de détente est donc de 213° et la chute de température, de 288° à 213° , de 75° seulement, tandis que la chute correspondant à la détente de 4 atmosphères à 1 atmosphère est de 97° . Puisque le travail utilisé est proportionnel à la chute de température, la proportion de la chaleur sensible utilisable est égale à

$$\frac{75}{97} \times 100 = 66 \%$$

et, pour cette utilisation P, le degré de détente R_1 est donné par l'expression

$$R_1 = \frac{R}{\left(0,66 + 0,34 R \frac{\gamma-1}{\gamma} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

Nous sommes maintenant en mesure de calculer le rapport du travail effectif maximum que peut rendre un poids donné d'air comprimé au travail dépensé au compresseur en marche isothermique ou adiabatique; et cela avec une grande exactitude, car la seule inconnue est la valeur exacte de γ . La différence entre les valeurs extrêmes de γ adoptées par divers savants ne dépasse pas le $\frac{1}{40}$ de sa valeur maximum, et l'écart entre les résultats de la pratique expérimentale et ceux de la théorie provient de l'impossibilité de réaliser un fonctionnement rigoureusement adiabatique ou isothermique.

La Table I ci-dessous donne :

- Colonne I. Rapports de compression.
- II. Pressions indiquées p_1 en kilogrammes par centimètre carré.
 - III. Températures absolues de l'air correspondant à une compression adiabatique p_1 partant d'une température initiale de 15° .
 - IV. Températures absolues de l'air à la fin de la détente après une compression isothermique à 15° .
 - V. Degré d'admission correspondant à une détente allant jusqu'à la pression atmosphérique.
 - VI. Rapport du travail de compression du moteur au travail total de compression adiabatique.
 - VII. Rapport du travail de compression isothermique au travail de compression adiabatique.
 - VIII. Rapport du travail de refoulement de l'air dans le réservoir en marche isothermique au travail total de compression adiabatique.
 - IX. Rapport du travail théorique effectif maximum disponible par l'énergie sensible de l'air après sa compression isothermique au travail total de la compression adiabatique.
 - X. Somme des rapports VIII et IX.
 - XI. Rapport avec travail isothermique correspondant à celui de la colonne VIII avec travail adiabatique.
 - XII. Rapport avec travail isothermique correspondant à celui de la colonne XI.
 - XIII. Rapport avec travail isothermique correspondant à celui de la colonne X.

TABLE I.

I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.	VIII.	IX.	X.	XI.	XII.	XIII.
1,5.....	0,56	307	240	0,71	0,17	0,98	0,80	0,09	0,89	0,81	0,09	0,91
2.....	1,05	340	218	0,61	0,31	0,90	0,63	0,18	0,81	0,70	0,20	0,90
3.....	2,10	330	195	0,46	0,40	0,86	0,53	0,21	0,74	0,62	0,26	0,88
4.....	3,10	415	173	0,37	0,49	0,79	0,43	0,23	0,66	0,54	0,29	0,83
5.....	4,20	445	165	0,31	0,54	0,77	0,39	0,23	0,62	0,50	0,30	0,80
6.....	5,25	475	150	0,28	0,58	0,74	0,35	0,23	0,56	0,47	0,31	0,78
8.....	7,20	510	140	0,23	0,62	0,71	0,31	0,23	0,54	0,42	0,31	0,73
10.....	9,25	545	130	0,20	0,65	0,70	0,27	0,23	0,50	0,38	0,31	0,71
15.....	14,55	620	115	0,15	0,71	0,66	0,23	0,23	0,46	0,33	0,34	0,67

La Table II renferme les données pratiques et réelles probables suivantes éduites des données théoriques de la Table I.

- I. Rapport de compression.
- II. Coefficients (a) tenant compte de l'échauffement initial de l'air à l'admission
- III. Rapport d'admission maximum.
- V. Produit des pressions de la colonne II, Table I, par 0,66 et le coefficient (a).

- V. Rapport de la colonne IX, Table I, $\times 0,66$.
 VI. Rapport de la colonne VII, Table I, $\times (a)$.
 VII. Rapport du travail de compression adiabatique au travail de refoulement de l'air dans le réservoir après sa composition isothermique.
 VIII. Moyenne des rapports des colonnes VI, Table II, et XI, Table I.
 IX. Rapport du travail de compression en partie isothermique au travail de refoulement de l'air dans le réservoir après une compression isothermique.
 X. Somme des rapports des colonnes IV et VI, Table II.
 XI. Rapport du travail de compression adiabatique au travail total utilisable effectif.
 XII. Somme des rapports, colonne XI, Table I, et colonne V, Table II.
 XIII. Moyenne des rapports des colonnes X et XII, Table II.
 XIV. Rapport du travail de compression à peu près isothermique au travail total utilisable effectif.

TABLE II.

I.	II. (a)	III.	IV.	V.	VI.	VII.	VIII.	IX.	X.	XI.	XII.	XIII.	XIV.
1,5....	0,97	0,84	0,04	0,66	0,78	1,28	0,80	1,25	0,82	1,22	0,88	0,85	1,18
2.....	0,95	0,74	0,11	0,13	0,60	1,67	0,60	1,54	0,71	1,40	0,83	0,77	1,30
3.....	0,91	0,61	0,13	0,17	0,48	2,08	0,35	1,82	0,61	1,64	0,79	0,70	1,43
4.....	0,89	0,53	0,14	0,19	0,38	2,63	0,46	2,17	0,52	1,92	0,73	0,62	1,61
5.....	0,87	0,51	0,13	0,20	0,34	2,94	0,42	2,37	0,47	2,13	0,70	0,58	1,72
6.....	0,85	0,47	0,13	0,20	0,30	3,33	0,38	2,63	0,43	2,32	0,67	0,55	1,82
8.....	0,83	0,42	0,13	0,20	0,26	3,85	0,33	3,03	0,39	2,66	0,62	0,50	2,00
10.....	0,80	0,39	0,12	0,21	0,22	4,53	0,30	3,33	0,34	3,00	0,59	0,46	2,18
15.....	0,77	0,34	0,12	0,21	0,18	5,35	0,25	4,00	0,30	3,34	0,54	0,42	2,39

Il faut, pour employer l'air comprimé avec détente, disposer de machines appropriées, construites en outre de manière à pouvoir admettre l'air pendant toute la durée de la course du piston. Les machines à vapeur ordinaires, dont la plus grande admission ne dépasse guère le tiers de la course, ne pourraient donc marcher utilement à l'air comprimé qu'avec des pressions d'au moins 14 atmosphères (colonne III, Table II), à moins de modifier leur mécanisme de détente.

Les données des Tables I et II ne se rapportent qu'au travail net du cylindre à air; le travail moteur à dépenser pour obtenir ces résultats est toujours plus grand que le travail réellement dépensé dans le cylindre compresseur parce qu'il doit vaincre les frottements des mécanismes. Avec les grands compresseurs bien construits, le travail de la machine motrice ne dépasse que de 20 pour 100 environ celui de la compression proprement dite, mais cette perte est beaucoup plus importante avec les petits compresseurs. Il se produit en outre toujours quelques fuites au piston et aux soupapes avant leur fermeture complète, de sorte qu'il

faut, en somme, majorer d'au moins 25 pour 100 le travail de compression pour évaluer la puissance minimum de la machine motrice.

Puisque la machine motrice doit être assez puissante pour effectuer la compression dans toutes les conditions, il faut admettre pour la calculer l'hypothèse la plus défavorable d'une compression adiabatique, et considérer le travail effectif comme égal à celui du refoulement de l'air dans le réservoir après une compression isothermique.

Dans la majorité des emplois de l'air comprimé, on ne peut pas en utiliser la détente; et il faut, toutes les fois qu'on l'utilise, réchauffer l'air ou prendre les dispositions indispensables pour se débarrasser de la neige qui se forme pendant la détente par l'abaissement de la température de l'air au-dessous de zéro.

Il faut donc employer, pour le calcul de la puissance motrice maximum nécessaire, les rapports du travail de compression au travail effectif inscrits dans la colonne VII, Table II.

En général, dans les installations d'air comprimé, on se donne une puissance motrice égale au double du travail maximum de compression des pompes; de sorte que, si la perte due aux fuites et aux frottements des mécanismes ne dépasse pas 25 pour 100, l'on dispose ainsi d'un excédent de puissance de $\frac{2}{1,25} = 1,6$, ou de 60 pour 100 seulement, ce qui n'est pas de trop pour couvrir les risques des erreurs d'appréciation et assurer un fonctionnement économique. S'il faut pousser les machines et les chaudières jusqu'à leur production maximum, on ne peut pas songer à un fonctionnement économique. Si la perte due aux fuites et aux résistances passives atteint 50 pour 100, le rapport de la force motrice maximum disponible au travail maximum tombe à $\frac{2}{1,50} = 1,34$, et l'excédent n'est plus que de 34 pour 100.

On a désigné par le symbole IHP (*indicated horse power*) la puissance de la machine motrice en chevaux indiqués, et par HP la puissance effective développée. La Table suivante donne pour les valeurs maxima des rapports $\frac{\text{IHP}}{\text{HP}}$ le double des rapports donnés dans la colonne VII de la Table II: nous considérons ces rapports comme pratiques et offrant toute sécurité.

TABLE III.

	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.	VIII.	IX.
Valeurs de R	1,5	2	3	4	5	6	8	10	15
Valeurs pratiques de $\frac{IHP}{HP}$	2,56	3,34	4,16	5,26	5,88	6,66	7,70	9,10	11,10
Valeurs de $\frac{IHP}{HP}$ pour une compression adiabatique sans détente	1,60	2,09	2,60	3,30	3,68	4,10	4,81	5,69	6,94
Valeurs pratiques minima de $\frac{IHP}{HP}$ sans détente	1,36	1,93	2,28	2,72	2,97	3,30	3,80	4,17	5,00
Valeurs pratiques minima de $\frac{IHP}{HP}$ avec détente	1,48	1,6	1,79	2,00	2,20	2,28	2,50	2,73	3,00

En pratique l'échauffement de l'air par sa compression est, comme nous l'avons dit, réduit de près de moitié par une marche à peu près isothermique; la véritable valeur du rapport $\frac{IHP}{HP}$ sera donc probablement une moyenne entre les rapports correspondant aux fonctionnements adiabatiques et isothermiques, c'est-à-dire égale aux rapports donnés par les colonnes XI et XIV de la Table II augmentés du tant pour 100 dû aux pertes par les fuites et les frottements. Il suffira donc d'augmenter de 25 pour 100 ces chiffres pour déterminer la valeur pratique minimum du rapport $\frac{IHP}{HP}$ avec ou sans détente de l'air comprimé (voir Table III).

Mais l'air comprimé dans le réservoir de pression et ramené à sa température initiale ne peut fournir à l'application qu'une partie de son énergie potentielle, variable avec la longueur de la transmission et la nature du travail à effectuer; et il est impossible de déterminer ce rendement final sans connaître exactement toutes les particularités de la distribution. On peut néanmoins affirmer que, en général, si l'on tient compte des frottements de la machine mue par l'air comprimé, ou opératrice, des frottements des conduites et des fuites, il ne faut pas espérer pouvoir recueillir plus de 60 pour 100 de l'énergie potentielle de l'air comprimé refroidi. On obtiendra donc des valeurs minima probablement sûres et pratiques du rapport $\frac{IHP}{HP}$ (HP représentant ici le travail effectif final recueilli aux opérateurs) en divisant par 0,6 les données de la Table III.

C'est ainsi que nous avons dressé la Table IV :

TABLE IV.

	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.	VIII.	IX
Valeurs de R	$1 \frac{1}{10}$	2	3	4	5	6	8	10	15
Valeurs pratiques de $\frac{IHP}{HP}$	$4 \frac{1}{4}$	$5 \frac{1}{10}$	$6 \frac{3}{4}$	$8 \frac{3}{4}$	$9 \frac{3}{4}$	11	13	15	19
Valeurs de $\frac{IHP}{HP}$ pour une compression adiabatique sans détente	$2 \frac{3}{4}$	$3 \frac{1}{2}$	$4 \frac{1}{4}$	$5 \frac{1}{2}$	6	7	8	$9 \frac{1}{10}$	$11 \frac{1}{2}$
Valeurs pratiques minima de $\frac{IHP}{HP}$ sans détente	$2 \frac{1}{10}$	$3 \frac{1}{4}$	$3 \frac{3}{4}$	$4 \frac{1}{2}$	5	$5 \frac{1}{10}$	$6 \frac{1}{4}$	7	$8 \frac{1}{4}$
Valeurs pratiques minima de $\frac{IHP}{HP}$ avec détente	$1 \frac{1}{10}$	$2 \frac{3}{4}$	3	$3 \frac{1}{4}$	$3 \frac{3}{4}$	4	$4 \frac{1}{4}$	$4 \frac{1}{2}$	5

L'énergie totale d'un poids donné d'air est proportionnelle à sa température absolue; elle est donc la même, que cette température soit due à une compression ou à un échauffement direct; mais, dans ce dernier cas, l'élévation de la température de l'air est due tout entière à la chaleur appliquée pour la produire, tandis que, avec la compression, on n'augmente que l'énergie sensible de l'air, et c'est cette énergie seule que l'on peut ensuite utiliser. Les rapports calculés dans la colonne VI de la Table I, multipliés par 100, donnent donc l'utilisation pour 100 maximum possible de l'énergie actuelle emmagasinée dans l'air à volume constant par la chaleur, sans perte subséquente par conductibilité.

Après sa compression, l'air ramené à sa température initiale renferme encore de l'énergie sensible, et l'on n'aurait à lui communiquer, en l'échauffant, que la différence des chaleurs sensibles avant et après cet échauffement. Il ne paraît pas que l'on puisse utiliser en pratique l'énergie sensible de l'air après son échauffement avec un meilleur rendement que l'énergie de l'air froid, pourvu que l'on prenne les dispositions nécessaires pour se débarrasser de la neige de détente.

Les rapports de la colonne IX, Table I, multipliés par 100, donnent le tant pour 100 du travail effectif que l'on peut retirer de l'énergie sensible de l'air après son refroidissement en fonction du travail dépensé pour le comprimer; et, comme ce travail dépensé est égal à γ fois le travail de compression adiabatique, il en résulte que le produit de ces pourcentages par γ donnera le travail utilisable de l'énergie sensible de l'air comprimé, puis refroidi en tant pour 100 du travail total de compression adiabatique, ou en fonction de la chaleur nécessaire pour réchauffer l'air à volume constant. La Table V donne les pourcentages des énergies sensibles adiabatiques et isothermiques et leur différences, qui représentent le tant pour 100 net que l'on peut retenir de l'énergie absolue communiquée à

l'air en le réchauffant, sans perte par communication de chaleur aux corps environnants.

TABLE V.

	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.	VIII.	IX.
Valeurs de R	1,5	2	3	4	5	6	8	10	15
Energie sensible adiabatique	17	31	47	49	54	58	62	66	71
Energie sensible isothermique	13	26	30	32	32	32	32	32	32
Pourcentage utilisable de l'énergie absolue communiquée par la chaleur.	4	6	10	17	22	26	30	33	39

On ne peut transmettre de la chaleur à l'air qu'au travers de parois métalliques parcourues par l'air; car on ne peut brûler du gaz dans un réservoir d'air que s'il possède une pression un peu plus élevée que celle de l'air et il faudrait donc aussi le comprimer par une pompe spéciale. On perdra donc beaucoup de chaleur par conductibilité, et l'échauffement de l'air s'effectuera avec un mauvais rendement.

Lorsque l'air est échauffé par compression, la chaleur qu'il perd en se refroidissant est équivalente au travail total de compression ou à l'énergie absolue communiquée à l'air; mais, lorsqu'on échauffe l'air directement, on ne lui communique qu'une partie de la chaleur dépensée. Dans la compression, on perd par le frottement des mécanismes, comme dans l'échauffement direct, par la conductibilité; mais on peut toujours évaluer exactement la première perte, jamais la seconde.

A moins d'utiliser l'air comprimé aussi vite qu'on le produit, l'énergie utilisable n'est représentée que par le travail que l'air développe en tombant, dans le réservoir, de la pression la plus élevée à la pression la plus basse des opérateurs, et ce travail est nécessairement très faible. Outre ce travail, inutilement consacré à comprimer l'air à une pression plus élevée qu'il ne le faut, on subira une autre perte due au refroidissement de l'air par la détente jusqu'à la pression admise aux opérateurs. Il ne faut pas songer à emmagasiner dans des accumulateurs l'air comprimé aux pressions habituelles de la pratique à cause de son trop grand volume.

Lorsqu'on a besoin d'air comprimé pour effectuer à une pression minimum donnée un travail variable, on est obligé, afin de pouvoir utiliser la détente de l'air pour le travail maximum prévu, de maintenir cet air à une pression beaucoup plus élevée que la pression minimum suffisante lorsque le travail est lui-même réduit à son minimum. De là une perte analogue à celle que l'on subit

toujours quand on enmagasine de l'énergie pour un travail futur : on ne peut éviter cette perte par l'emploi d'accumulateurs que si les variations du travail sont faibles.

Rendement de l'eau sous pression.

Le travail net dépensé pour pomper de l'eau, lorsque le produit du volume par la pression est le même que celui de l'air comprimé après sa compression isothermique, est évidemment égal, abstraction faite des résistances passives, au travail dépensé pour refouler l'air comprimé dans son réservoir. Mais le frottement d'un piston est proportionnel au produit de son diamètre par la pression, et sa résistance totale au produit de la pression par le carré du diamètre ; il en résulte que le travail F dépensé à varier le frottement du piston est, exprimé en tant pour 100 du travail total, indépendant de la pression et inversement proportionnel au diamètre d ; on peut l'exprimer par la formule

$$F = \frac{c}{d},$$

c étant un coefficient variable avec la nature de la garniture du piston. D'après les expériences les plus exactes, la valeur de c varie de 40 pour les cuirs faits à 60 pour les cuirs neufs (d étant exprimé en pouces), et, comme la résistance des garnitures mouillées est toujours plus faible que celle des garnitures sèches, on ne risque rien d'admettre que le frottement des pistons des compresseurs d'air est au moins égal à celui des pistons de pompes garnis de cuir.

Il est facile d'établir une comparaison entre les résistances à vaincre pour emmagasiner des puissances égales sous forme d'air ou d'eau comprimés ; nous admettrons, pour simplifier, que, dans les deux cas, le rapport de la course au diamètre du piston est le même pour toutes les dimensions des pompes.

Désignons par

D et d les diamètres des pompes à eau et à air ;

m le rapport de la course au diamètre ;

P la pression absolue par unité de surface ;

V le volume de l'eau pompée ;

R_1 le rapport $\frac{P}{p_1}$ de pressions absolues maxima de l'eau et de l'air.

r le rapport des nombres des courses accomplies par unité de temps par les pompes à eau et à air.

Puisque le travail effectif est égal dans les deux cas, abstraction faite du travail de compression de l'air, on a

$$PV = p_1 v_1 = p_0 v_0$$

v_1 étant le volume de l'air pris à $p_0 v_0$, puis refoulé à p_1 dans le réservoir, après sa compression isothermique à p_1 .

On a aussi

$$\frac{\pi m D^3}{4} = V = \frac{v_1}{R_1} = \frac{\pi r m d^3}{4 R_1 R}$$

d'où

$$D = \frac{d \sqrt[3]{r}}{\sqrt[3]{RR_1}}$$

Or, le travail total de la pompe à eau, y compris celui des résistances passives, est égal à

$$PV \left(1 + \frac{c}{D}\right) = p_0 v_0 \left(1 + \frac{c \sqrt[3]{RR_1}}{d \sqrt[3]{r}}\right),$$

et celui du cylindre à air

$$c_1 p_0 v_0 \left(1 + \frac{c}{d}\right)$$

c_1 étant le rapport du travail total de la pompe au travail de refoulement de l'air isothermique comprimé dans le réservoir de pression.

Le rapport du travail total de la pompe à air au travail de la pompe à eau est donc égal à

$$\frac{c_1 \left(1 + \frac{c}{d}\right)}{1 + \frac{c \sqrt[3]{RR_1}}{d \sqrt[3]{r}}}$$

Comme les pompes à air marchent en général quatre fois plus vite que les pompes à eau ($r=4$), il vient, en faisant dans cette formule $r=4$, $c=60$ l'expression

$$\frac{c_1 (d + 0,6)}{d + 0,377 \sqrt[3]{RR_1}} = c_1 A.$$

Puisque $R = \frac{p_1}{p_0}$ et $R_1 = \frac{P}{p_1}$, le produit $RR_1 = \frac{P}{p_0}$ est indépendant de p_1 et proportionnel à la pression absolue de l'eau P.

La Table VI donne les valeurs du coefficient A par lequel il faut multiplier c_1 , pour des valeurs de RR_1 variant de $1\frac{1}{2}$ à 100, et des pompes à air de 230 millimètres et 610 millimètres de diamètre.

TABLE VI.

	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.
Valeurs de RR_1	$1 \frac{1}{2}$	4	15	30	60	100
Valeurs de P en kilogrammes par centimètre carré	1,50	4,20	15	38	50	103
Valeurs de A pour $d = 230$ mm.	1,18	1,00	0,97	0,95	0,92	0,89
Valeurs de A pour $d = 610$ mm.	1,01	1,00	0,99	0,98	0,97	0,96

La valeur du coefficient A est, pour des pressions supérieures à 100 atmosphères, tellement voisine de l'unité que l'on peut considérer les rapports, donnés dans les Tables précédentes, du travail total de compression au travail de refoulement de l'air isothermique dans le réservoir de pression comme exprimant aussi exactement les rapports du travail de la compression de l'air au travail de refoulement de l'eau, à puissances effectives produites égales.

CHAPITRE II.

COMPARAISON ENTRE L'AIR ET L'EAU COMME AGENTS DE TRANSMISSION ET D'EMMAGASINAGE DE LA FORCE.

D'après quelques autorités, la résistance des conduites à l'écoulement de l'air est indépendante de sa densité ; mais cette opinion est évidemment insoutenable, car la pression doit augmenter à la fois le frottement superficiel de l'air contre les parois des conduites et celui des molécules de l'air les unes contre les autres. Il est vrai que, dans la pratique, la pression de l'air ne varie que de 2 atmosphères à 4 atmosphères, écart trop faible pour que l'on ait à tenir compte des variations corrélatives de la résistance des conduites.

La formule ci-dessous, déduite d'une expression donnée par Box dans son *Traité de la chaleur*, donne une valeur suffisamment exacte de la perte de charge H due à la résistance des conduites :

$$H = \frac{0,000015 \ l \ v^2}{d}$$

Dans cette formule, on désigne par

H la perte de charge en pouces d'eau ;

d le diamètre de la conduite en pouces ;

l sa longueur en yards ;

v la vitesse de l'air en pouces par seconde.

Réciproquement, la vitesse due à une charge H est donnée, pour une conduite de 1000 yards de long, par la formule

$$v = 2,5 \sqrt{dH}.$$

L'eau étant incompressible, sa densité reste invariable à toutes les pressions, et l'accroissement de la résistance des conduites avec la pression ne doit dépendre que du frottement des parois. L'auteur ne connaît aucune expérience à ce sujet, mais il pense que l'on ne peut guère que désavantager la transmission par l'eau en considérant le frottement des parois comme indépendant de la pression. On considère, en général, les formules de Kutter sur l'écoulement de l'eau comme les plus exactes : d'après ces formules, on obtient, en désignant par v la vitesse de l'eau en pouces par seconde, par d le diamètre des conduites en pouce, et par s leur pente hydrostatique, les résultats consignés aux Tableaux A et B.

Nous avons adopté, pour notre comparaison entre l'air et l'eau, la moyenne des résistances données par les Tableaux A et B.

Tableau A (Tuyaux à parois lisses).

Tuyaux de	mm	mm		v
	13 à	60	de diamètre. . .	107 $d^{0,9} \sqrt{s}$
»	60 à	130	» . . .	115 $d^{0,8} \sqrt{s}$
»	130 à	250	» . . .	134 $d^{0,7} \sqrt{s}$
»	250 à	1 ^m ,800	» . . .	166 $d^{0,6} \sqrt{s}$
»	1 ^m ,800 et au-delà		» . . .	256 $\sqrt{d s}$

Tableau B (Tuyaux légèrement rugueux).

Tuyaux de	mm	mm		v
	13 à	60	de diamètre. . .	63 $d \sqrt{s}$
»	60 à	130	» . . .	68 $d^{0,9} \sqrt{s}$
»	130 à	250	» . . .	78 $d^{0,8} \sqrt{s}$
»	250 à	610	» . . .	100 $d^{0,7} \sqrt{s}$
»	610 à	2 ^m ,400	» . . .	138 $d^{0,6} \sqrt{s}$
»	2 ^m ,400 et au-delà		» . . .	220 $\sqrt{d s}$

La pression soudaine occasionnée par l'arrêt brusque d'un écoulement d'eau dans un tuyau fermé est proportionnelle à la variation de pression due à l'annulation brusque de la quantité de mouvement de la colonne d'eau. Avec les gaz, cet effet est par conséquent insignifiant. Avec l'eau, une colonne d'un centimètre carré de base et de l mètres de long pèse $\frac{l}{10}$ kilogrammes, et produit par son ra-

l'arrêt brusque de v_1 à v_2 mètres par seconde, une pression de

$$\frac{l(v_1 - v_2)}{10g}$$

kilogrammes par centimètre carré.

Comme l'allongement ou la compression d'un corps élastique soumis à un effort brusque est égal au double de la déformation qu'il subirait sous un effort de même intensité appliqué graduellement, l'augmentation de pression ne doit jamais, dans le cas qui nous occupe, dépasser la moitié de la différence entre la charge de rupture et la charge pratique des conduites, de sorte que la charge ou la pression pratique P est donnée par la formule

$$\frac{l(v_1 - v_2)}{2g} = \frac{P}{2}.$$

Lorsque la puissance du fluide comprimé est distribuée à plusieurs opérateurs la vitesse moyenne de l'écoulement ne peut guère varier brusquement d'une quantité appréciable, puisque tous les opérateurs ne viennent jamais à s'arrêter ni à se mettre en marche simultanément.

Il faut, en comparant les prix de la canalisation pour l'air et pour l'eau, prendre pour point de comparaison non pas le prix par mètre des tuyaux, mais leur dépense d'établissement par unité de puissance transportée.

Les Tables suivantes ont été calculées en supposant une pression moyenne indiquée de 56 à 63 kilogrammes par centimètre carré pour l'eau, et de 2^k,8 à 3^k,5 pour l'air, avec la condition que la perte de charge ne dépasserait pas 5 % de ces pressions pour une longueur de tuyaux de 5500 mètres, correspondant à une pente hydrostatique de $\frac{1}{180}$, ou à une hauteur d'eau de 260 millimètres.

La Table VII donne

- I. Diamètre des conduites en millimètres.
- II. Vitesse d'écoulement de l'eau en mètres par seconde.
- III. Puissance en chevaux par minute transmise par l'eau à 56 kilogr. (A).
- IV. Vitesse d'écoulement de l'air.
- V. Puissance en chevaux par minute transmise par l'air sans détente à 3^kg,10 (A').
- VI. Puissance transmise par l'air, somme de A + 0,66 de l'énergie sensible effective de l'air après son refroidissement (A'').
- VII. Rapport $\frac{A}{A'}$.
- VIII. Rapport $\frac{A}{A''}$.
- IX. Longueur maximum en mètres admissible pour les conduites sans risques de les endommager par un arrêt brusque de l'eau à 56 kg.
- X. Longueur maximum en mètres admissible pour les conduites sans risques de les endommager par un arrêt brusque de l'eau à une pression de 70 kilog. par centimètre carré.

TABLE VII.

I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.	VIII.	IX.	X.
		(A)		(A ₁)	(A ₂)				
76.	0,46	16	4,25	8	11	2,0	1,5	6100	779
100.	0,55	33	4,90	16	31	2,0	1,6	5100	640
130.	0,70	63	5,50	28	37	2,3	1,7	4260	520
150.	0,76	103	6,10	45	60	2,3	1,7	3600	460
200.	0,95	227	7	94	125	2,4	1,8	2900	360
250.	1,10	4	7,90	162	216	2,5	1,8	2500	320
300.	1,20	658	9,90	254	339	2,6	1,9	2300	270
460.	1,60	1834	10,33	692	923	2,7	2,0	1800	220
610.	1,95	4194	12,20	1448	1931	2,9	2,2	1450	180

Le rapport $\frac{A''}{A'}$ des chiffres des colonnes VII et VIII donne le prix comparatif par mètre des tuyaux transmettant avec la même dépense par cheval l'eau ou l'air comprimé.

On a comparé dans la Table VII la puissance transmissible par de l'eau à une pression initiale indiquée de 60 kilogrammes par centimètre carré avec celle de l'air à 32 kilogrammes par des tuyaux de même diamètre, avec une même perte de charge proportionnelle en tant pour 100 de la pression initiale. Il faut, pour compléter la comparaison, calculer la perte de charge encourue lorsqu'on augmente la vitesse de l'air jusqu'à lui faire transmettre la même puissance que l'eau. On a supposé pour simplifier que la pression finale restait la même, à 3k,10, de manière à n'avoir plus à calculer que la valeur de H nécessaire pour rendre le volume de l'air transmis égal au débit correspondant à une perte de charge de 5 % de la pression initiale, multipliée par les rapports calculés aux colonnes VII et VIII de la Table VII.

La Table VIII donne les pressions initiales et les pertes de charge en tant pour 100 de ces pressions, pour les diamètres des tuyaux de la Table VI.

TABLE VIII.

DIAMÈTRE des tuyaux	AIR SANS DÉTENTE		AIR AVEC DÉTENTE	
	Pression initiale en kilogrammes par cent. carré	Perte de charge en tant pour cent	Pression initiale en kilogrammes par cent. carré	Perte de charge en tant pour cent
76	3,70	17	3,40	10
100	3,70	17	3,50	12
130	3,90	21	3,60	14
150	3,90	21	5,60	14
200	4,05	23	3,65	16
250	4,15	25	3,65	16
300	4,20	26	3,65	16
460	4,30	27	3,70	17
610	4,50	31	3,85	20

Lorsqu'on essaye une conduite à l'eau, on en connaît l'état dès qu'on l'a remplie d'eau à la pression maximum, car toutes les fuites se révèlent immédiatement ; mais il faut, pour les canalisations d'air, vérifier les conduites à l'air, et le seul moyen d'en constater l'étanchéité consiste à y maintenir la pression de l'air longtemps après qu'il a atteint la température des conduites. La recherche des fuites est toujours bien plus difficile avec l'air que pour l'eau.

Il est nécessaire, si l'on veut assurer l'uniformité du service de la station centrale, de se procurer les moyens d'emmagasiner de la puissance, pour parer aux variations du débit. Avec l'eau à haute pression, il suffit d'un petit accumulateur, et la seule perte qu'il occasionne est celle du travail dépensé à vaincre le frottement de son piston. Le volume trop considérable de l'air comprimé empêche, au contraire, l'emploi des accumulateurs ; on a proposé l'emploi de grands réservoirs de capacité invariable, dont les variations de pression parent aux inégalités du débit, mais avec une perte équivalente au travail nécessaire pour y comprimer l'air à une pression supérieure à celle de son utilisation.

CHAPITRE III

APPLICATION SPÉCIALE DE L'EAU A HAUTE PRESSION ET DE L'AIR COMPRIMÉ AU POMPAGE DES EAUX D'ÉGOUTS

L'emploi d'une transmission de force pour le pompage des eaux d'égouts permet de diviser la superficie du territoire à drainer en plusieurs districts munis de stations de pompes locales, actionnées par la force motrice d'une station centrale. Les avantages de cette répartition des eaux d'égouts entre plusieurs stations sont les suivants :

1° On n'a besoin que d'égouts d'un faible diamètre, assez profonds pour drainer les habitations ;

2° On obtiendra toujours, quelle que soit la configuration du terrain, des pentes d'écoulement suffisantes ;

3° L'emploi des pompes automatiques enlevant les eaux aussi vite qu'elles arrivent maintient les égouts constamment libres et, *si leur fonctionnement automatique est assuré, comme il doit l'être, par le jeu même de la pompe, il n'est besoin d'aucun réservoir si petit qu'il soit pour l'emmagasinage des eaux.*

Nous avons vu, au chapitre II, qu'en proportionnant convenablement le diamètre des conduites à la puissance à transmettre, cette transmission par l'air ou par l'eau, s'opère avec des conduites de diamètres modérés, et jusqu'à une distance de 6000 mètres environ, sans subir de la résistance des conduites une

perte de plus de 5 pour 100 de la pression initiale. Avec l'eau, on n'a guère à tenir compte, en outre, que des fuites et du rendement de la pompe actionnée, tandis qu'avec l'air il faut faire entrer en ligne les considérations suivantes :

1° Possibilité de l'abaissement de la température de l'air comprimé au-dessous de la température initiale de l'air avant sa compression ;

2° Effets des variations de la hauteur du refoulement des pompes aux diverses stations ;

3° Ecart entre les pressions maxima et minima de l'air, nécessaire pour parer aux variations du débit des égoûts.

La température initiale de l'air dans la salle des machines varie à peu près de 15° en hiver à 27° en été ; dans les conduites, la température varie de 0° en hiver à 10° en été, avec, pour l'année, une chute moyenne de 17° environ, correspondant à une perte de 5,5 à 5,8 pour 100 de la pression initiale ; de sorte qu'il faut compter sur une réduction de 5 pour 100 du volume de l'air comprimé à la température initiale.

Lorsqu'on fait agir l'air directement sur la surface des eaux à élever, la pression doit être suffisante pour refouler l'eau de la station la plus basse, et, par conséquent, quelquefois très supérieure à la pression nécessaire pour actionner la station la plus élevée ; de sorte que, si l'on emploie à cette dernière station l'air sans le détendre, on perd tout le travail nécessaire pour accumuler dans l'air employé à la station supérieure cet excès de pression. On y dépenserait en outre un excès d'air dans le rapport $\frac{R_1}{R_2}$ des pressions nécessaires aux deux stations limites.

On pourrait, il est vrai, atténuer en grande partie cette perte d'air en réduisant sa pression par un détendeur à la station supérieure, mais non la supprimer entièrement, parce que, en raison du refroidissement par la détente, le volume final de l'air serait égal à $\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ fois ce qu'il eût été à la fin d'une détente isothermique.

Il faut nécessairement traiter à part chaque cas particulier de ces applications ; mais on pourra néanmoins se faire une idée de l'effet de ces variations de charges par l'examen d'un système ne comprenant que deux hauteurs de refoulement différentes.

La table IX donne les rapports (A) du travail dans le cylindre à air au travail utilement dépensé au pompage pour deux hauteurs de refoulement différentes et des débits variables. La lettre *m* désigne les rapports des débits de l'eau pompée aux stations supérieure et inférieure ; les colonnes B donnent les rapports (A) pour de l'air employé sans détente, et les colonnes C pour de l'air avec détente.

TABLE IX.

<i>m</i>	REFOULEMENT MINIMUM 5 ^m ;20 REFOULEMENT MAXIMUM 10 ^m ;40		REFOULEMENT MINIMUM 10 ^m ;40 REFOULEMENT MAXIMUM 20 ^m ;80	
	B.	C.	B.	C.
$\frac{4}{1}$	1,19	1,06	1,18	1,09
$\frac{3}{1}$	1,25	1,13	1,23	1,12
$\frac{1}{2}$	1,37	1,19	1,33	1,19
1.	1,68	1,33	1,66	1,33
2.	2,19	1,63	2,00	1,49
3.	2,57	1,89	2,28	1,65
4.	2,87	1,92	2,50	1,75

On a calculé le travail du cylindre à air dans l'hypothèse d'une compression isothermique, et les rapports C en supposant une détente parfaite : hypothèses toutes deux irréalisables en pratique. On peut donc prendre comme suffisamment exactes les moyennes des quatre valeurs correspondant à chaque valeur de *m*. Dans le cas de *m* = 1, correspondant à des débits égaux aux deux refoulements, et le plus probable en pratique, la moyenne des quatre rapports et de 1,49, de sorte qu'il faudrait, dans ce cas, majorer de 49 pour 100 le travail net du pompage, à cause de la différence du refoulement aux deux stations.

Lorsqu'il faut pomper les eaux d'égoûts aussi vite qu'elles se présentent, on doit évaluer le débit maximum moyen de ces eaux par heure, pendant leur période de plus grand débit, au moyen de $\frac{1}{8}$ du débit par jour, et prévoit, pendant ces heures de maximum, des variations d'au moins 25 pour 100 de part et d'autre de cette moyenne. Adoptant ces données, la différence entre les volumes d'air dans le réservoir aux pressions minima et maxima devra être égal au quart (25 pour 100) du débit maximum moyen d'une demi-heure, ou à la 64^e partie du débit journalier des eaux. Pour une population de 1000 habitants, à 60 litres par tête, cet excédent par rapport à la moyenne maximum serait de 2^mc,200 environ.

Si l'on désigne par V le volume du réservoir, et par P, *p* les pressions maximum et minimum de l'air, la différence des volumes occupés par l'air à ces deux pressions est de

$$\left(\frac{P}{p} - 1\right)V;$$

d'où

$$V = \frac{2^{\text{m}c},300 p}{P - p} = 6^{\text{m}c},900$$

pour $p = 0,75 P$, ou $P = 1,34 p$.

Il faudra donc, afin que la pression maximum nécessaire pour maintenir les égouts constamment libres ne dépasse que de 34 pour 100 la pression minimum nécessaire au refoulement, prévoir un réservoir d'environ 7 mètres cubes par 1 000 habitants, ou de 340 mètres cubes pour une ville de 50 000 habitants.

Lorsqu'on fait agir l'air directement sur la surface des eaux d'égouts, la seule perte du mécanisme est celle occasionnée par l'air libre qui se trouve dans la pompe avant l'admission de l'air comprimé ; on peut réduire à 5 pour 100 la perte provenant de ce fait dans une bonne pompe directe en marche normale.

Le tableau suivant fait connaître les principales pertes qu'il faut ajouter, dans le cas que nous étudions, au travail net du pompage, pour obtenir le travail effectif que l'air comprimé doit produire : ces pertes sont estimées en fonction du travail net du refoulement.

Perte due au frottement des conduites	0,05
id. à l'abaissement de la température de l'air	0,05
id. aux variations de refoulement	0,49
id. id. de débit	0,34
id. à l'espace nuisible de la pompe	0,05
Total	0,98

On voit qu'il faudrait, encore tenir compte des pertes accessoires par les fuites ou la marche irrégulière des soupapes, multiplier par 1,98, ou doubler les chiffres de la Table III, pour déterminer les valeurs pratiques du rapport $\frac{\text{IHP}}{\text{HP}}$ pour l'ensemble d'une installation.

La Table X donne ces valeurs pratiques pour les différentes valeurs de R employées dans les chapitres précédents. Les hauteurs de refoulement données dans cette Table sont équivalentes aux pressions indiquées minima nécessaires aux pompes, et sont, par conséquent, égales aux 0,70 des hauteurs dues à la pression maximum du réservoir, puisque l'on prévoit 5 pour 100 de perte pour la résistance des conduites et 25 pour 100 pour les variations du débit.

TABLE X.

Valeurs de R	1 $\frac{1}{2}$	2	3	4	5	6	8	10	15
Hauteurs du refoulement en mètres.	3,60	7	13,70	20,70	27	34,50	48	62	67
Valeurs moyennes de $\frac{\text{IHP}}{\text{HP}}$	3	6 $\frac{1}{4}$	8 $\frac{1}{4}$	10 $\frac{1}{2}$	14 $\frac{3}{4}$	13 $\frac{1}{4}$	15 $\frac{1}{4}$	18	22
* pratiques de *	3	4	4 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$	6	6 $\frac{1}{2}$	7 $\frac{1}{2}$	8 $\frac{1}{2}$	10

Ces hauteurs sont égales à la somme de la charge hydrostatique du refoulement et de la hauteur équivalente aux frottements de la colonne montante.

Lorsqu'on emploie comme agent de transmission de force pour le pompage des eaux d'égouts l'eau à haute pression, on n'a pas plus à tenir compte, dans le calcul du travail maximum que doit exécuter cette eau, que du frottement des conduites et du rendement de la pompe actionnée. On pare aux variations de la hauteur du refoulement en modifiant le rapport des diamètres des pistons moteur et plongeur de la pompe de manière à proportionner la puissance de chaque pompe au travail qu'elle doit accomplir. Quant aux variations du débit, on y obvie facilement au moyen d'accumulateurs à pression constante, calculés de manière que le rapport $\frac{IHP}{PII}$ reste invariable, quelles que soient les variations du débit. Ces accumulateurs, très simples (réduits à des cylindres verticaux chargés de poids suffisant pour équilibrer la pression maximum), peuvent être utilisés avec l'eau à haute pression parce que le débit de cette eau varie peu de part et d'autre de sa moyenne. Ce débit n'est, en effet, qu'une faible fraction de celui des eaux pompées, le $\frac{1}{25}$ au plus, de sorte qu'un accumulateur de 100 litres suffirait largement à la variation de débit de 2^m,300 à prévoir pour 1000 habitants : *un accumulateur de 4^m,500 suffirait pour une population de 50000 âmes.*

L'accumulateur de 4^m,500 dans le cas de l'eau à haute pression, et le réservoir de 340 mètres cubes dans le cas de l'air sont nécessaires pour assurer le fonctionnement automatique parfait des pompes aux stations ; mais, comme on a toujours besoin d'un mécanicien et qu'il peut facilement régler la marche de la pompe en fonction du débit des égouts, il est probable qu'il suffirait, en pratique, pour une population de 50000 habitants, d'un accumulateur de 450 litres ou d'un réservoir d'air de 100 mètres cubes au plus.

L'auteur a inventé et breveté une pompe automatique extrêmement simple. Son fonctionnement automatique est déterminé par les variations de la pression, sous le piston de la pompe, des eaux d'égouts qui lui sont amenées directement ; se qui constitue un avantage sur les pompes dont la mise en marche et l'arrêt sont déterminés automatiquement au moyen d'un flotteur qui monte ou descend dans le réservoir des eaux d'égouts. Le distributeur qui opère l'admission et l'échappement de l'eau sous pression est un simple piston mû par l'eau sous pression même, admise puis échappée au travers d'orifices auxiliaires ouverts ou fermés alternativement par le piston plongeur et moteur de la pompe, sans aucun emploi de cames ou de taquets. Les figures ci-contre permettront de comprendre facilement la marche de la pompe ; elles représentent une installation de deux pompes de 610 millimètres de diamètre, destinées à fonctionner dans une salle souterraine au-dessous du niveau de la rue.

Les seules résistances de frottement à vaincre avec ce système sont celles des garnitures de la pompe et du cylindre moteur.

Si l'on désigne par

P et p les pressions de l'eau motrice et de l'eau refoulée ;

D et d les diamètres des pompes motrice et foulante.

POMPE AUTOMATIQUE DES EAUX D'ÉGOUTS

SYSTÈME BREVETÉ DE M. DONALDSON.

$$\frac{\text{Pression dans le cylindre moteur}}{\text{Pression dans la pompe de refoulement}} = 56$$

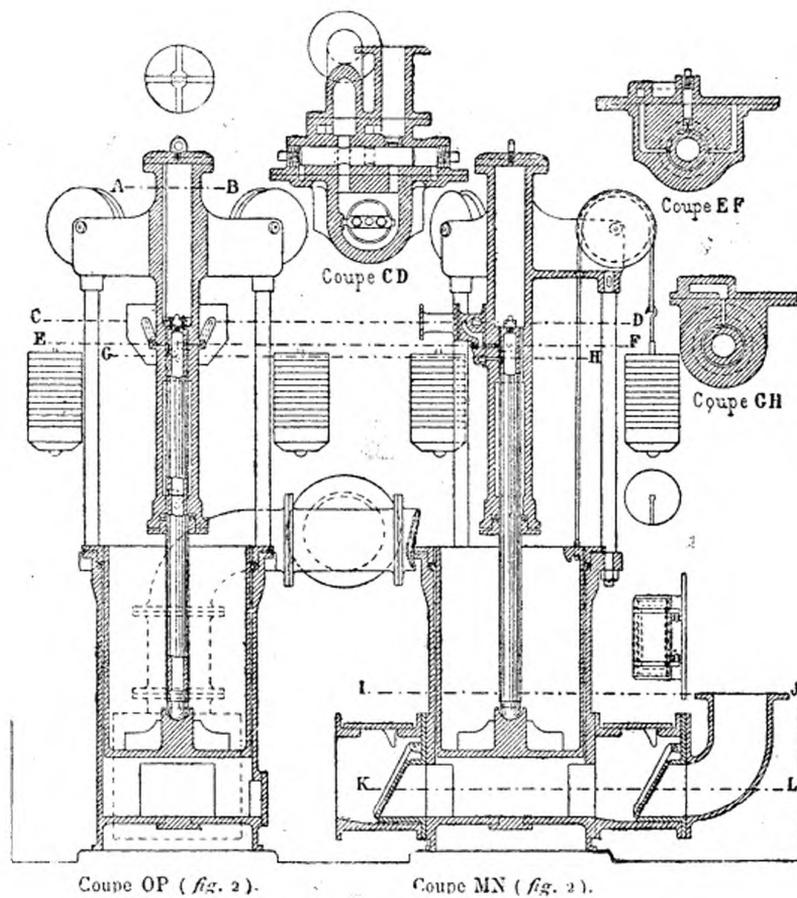


FIG. 1.

on a

$$PD^2 \left(1 - \frac{c}{D}\right) = pd^2 \left(1 + \frac{c}{d}\right)$$

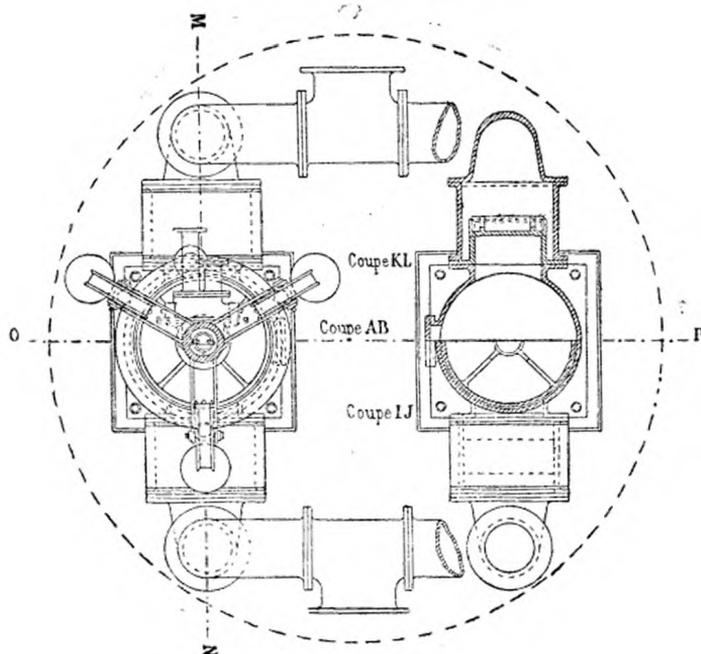


FIG. 2

c étant le coefficient de frottement des garnitures ; d'où

$$D = \frac{c}{2} + \sqrt{\frac{c^2}{4} + \frac{pd(d+c)}{P}}$$

Avec des garnitures en cuir neuf, d'après M. Hick, $c = 0,6$ (les pressions étant exprimées en livres par pouce carré et les diamètres en pouces) ; d'où, pour D , en pouces, l'ex

$$D = 0,3 + \sqrt{0,09 \frac{pd(d+0,6)}{P}}$$

Le rapport du travail effectif de la pompe de refoulement au travail total de la pompe motrice est donné par l'expression

$$\frac{pd^2}{PD^2} = \frac{pd^2}{P \left[0,3 + \sqrt{0,09 \times \frac{pd(d+0,6)^2}{P}}\right]}$$

1. Pour plus de détails sur la pompe de M. W. Donaldson, consulter son ouvrage cité page 249 et les brevets anglais 13320 de 1885, 8165 de 1886.

Le Tableau ci-après donne la valeur de ce rapport pour des diamètres des pompes foulantes d variant de 230 millimètres à 760 millimètres et des rapports de pression $\frac{P}{p}$ variant de 4 à 100, en supposant que le diamètre D du plongeur de la pompe motrice ne soit jamais inférieur à 50 millimètres.

RAPPORT $\frac{P}{p}$	DIAMÈTRES DE LA POMPE FOULANTE d						
	230 mm.	300 mm.	380 mm.	460 mm.	530 mm.	600 mm.	760 mm.
4	0,82	0,85	0,88	0,91	0,92	0,93	0,94
10	0,76	0,81	0,85	0,88	0,90	0,91	0,93
20	0,70	0,77	0,81	0,84	0,86	0,88	0,91
40		0,71	0,75	0,80	0,81	0,84	0,87
60			0,71	0,76	0,78	0,81	0,85
80				0,73	0,76	0,80	0,82
100					0,74	0,77	0,80

Dans la plupart des installations moyennes, le diamètre des pompes foulantes d varie de 380 millimètres à 600 millimètres, et l'on peut facilement donner à la pression maximum des accumulateurs une valeur telle que le rapport $\frac{P}{p}$ ne dépasse pas 20. Dans ces conditions, le rendement des pompes est, en moyenne, de 0,85; il s'élève à 0,91 pour $\frac{P}{p} = 4$.

Avec l'eau, la grande difficulté consiste à ne pas étrangler les orifices de distribution, elle a été si complètement vaincue dans notre machine que la perte due à l'action du distributeur ne dépasse guère 2 pour 100 de la charge motrice, et le piston distributeur est néanmoins assez petit pour n'exiger à le mouvoir que 3 pour 100 environ de l'eau motrice totale employée; de sorte que le travail de distribution ne dépasse pas 5 pour 100 du travail total.

Il résulte évidemment des considérations précédentes que l'on peut établir sur ces données une pompe rendant 80 pour 100 du travail transmis, tandis que la perte due à la transmission ne dépasse pas 5 pour 100; de sorte que le rendement total de l'installation est de 75 pour 100. Si donc nous doublons, comme nous l'avons fait pour une transmission par l'air comprimé, le rapport $\frac{IHP}{HP}$, en le majorant en outre de 25 pour 100 pour la résistance des mécanismes, on obtient dans ce cas, en désignant par HP la puissance actuellement utilisée au refoulement de l'eau, les rapports suivants :

$$\text{Valeur de sécurité de } \frac{IHP}{HP} \dots\dots\dots 2 \frac{1}{2}$$

$$\text{» pratique minimum » } \dots\dots\dots 1 \frac{1}{2}$$

Lorsque le service des eaux d'un district est entre les mains de la municipalité, on peut, s'il ne faut traiter qu'une partie des eaux d'égouts, employer économiquement pour les pomper de l'eau empruntée aux conduites du service, dont le prix de revient réel ne dépasse guère un centime par 450 mètres cubes (un penny par 1000 gallons). S'il fallait pomper la totalité des eaux d'égouts, il faudrait nécessairement installer des appareils spéciaux.

Le prix d'installation des appareils nécessaires pour produire l'air ou l'eau sous pression variera dans chaque cas avec la puissance indiquée (IHP) nécessaire pour créer la puissance effective voulue. Les pompes d'eau sous pression, étant beaucoup plus petites que les compressions d'air, coûteront bien moins cher, et les accumulateurs, bien qu'étant, à volume égal, plus coûteux que les réservoirs, seront probablement moins chers d'établissement parce que leur capacité est environ deux fois moindre. Avec l'air, les bâtiments seraient aussi beaucoup plus grands; tout compte fait, on peut dire, sans favoriser en rien l'eau sous pression, que la dépense d'installation est, dans chaque cas (air et eau), proportionnelle à la pression indiquée (IHP) nécessaire.

Or, dans le cas des eaux d'égouts, on trouve pour le rapport

$$B = \frac{\text{HP nécessaire avec l'air comprimé}}{\text{IHP nécessaire avec l'eau à 56 kilogr. de pression indiquée}}$$

	B.
Avec R = 1,5	2
2	2,75
3	3,5
4	4,25
5	4,75
6	5,50
8	6,25
10	7,25
15	9

Réciproquement, les rapports ci-dessus représentent ainsi les rendements comparatifs de l'eau sous pression, ou les rapports

$$\frac{\text{Rendement de l'eau sous pression}}{\text{Rendement de l'air comprimé}}$$

pour l'application spéciale en question.

L'emploi de l'eau sous pression présente en outre de grands avantages au point de vue hygiénique ou sanitaire. En effet, l'eau motrice ne vient jamais au contact des eaux d'égouts, et ne peut jamais par conséquent en propager les germes morbides: elle reste après son fonctionnement très pure et potable ou, tout au moins, utilisable pour le lavage des rues.

Lorsque l'on fait agir de l'air comprimé directement à la surface des eaux d'égouts à refouler, son emploi pourra ne présenter aucun inconvénient pendant les périodes de débit maximum où l'air s'échappe en une demi-minute ; mais, aux heures de débit minimum, l'air, longtemps au contact des boues d'égouts en décomposition qui tapissent l'intérieur de la pompe, en emportera les germes morbides. On pourra bien faire échapper cet air par des tuyaux de ventilation élevés au-dessus des maisons, mais on ne protégera ainsi que le voisinage immédiat. En tous cas, les dangers de contamination sont, de ce chef, bien moins à craindre avec l'eau sous pression qu'avec l'air comprimé, qui se présente au contact des parois souillées des pompes sous un volume égal au produit du volume de l'eau refoulée par le rapport $\frac{p_1}{p_0}$ des pressions extrêmes.

TRANSMISSION DU TRAVAIL A DISTANCE

PAR

L'AIR COMPRIMÉ ET L'AIR RARÉFIÉ

CONSIDÉRATIONS PRÉLIMINAIRES. — PRODUCTION DE L'AIR COMPRIMÉ. —
— COMPRESSEUR MÉTHODIQUE A PISTON HYDRAULIQUE A COLONNES PARABOLIQUES. — CONDUITES DE TRANSMISSION. — COURBES DE CHANGEMENT DE DIRECTION A VITESSE RALENTIE. — UTILISATION DE L'AIR COMPRIMÉ. — MACHINE RÉCEPTRICE A DÉTENTE A SOUPAPES RÉGULATRICES. — DISPOSITIF A CYLINDRES COMPOUND POUR LES TREUILS EMPLOYÉS DANS LES TRAVAUX SOUTERRAINS.

par M. G. HANARTE

INGÉNIEUR CIVIL DES MINES

L'air comprimé est et restera, croyons-nous, le mode le plus économique pour la transmission du travail à longue distance. C'est qu'en effet, par son emploi judicieux, la perte par les conducteurs est excessivement faible et le rendement des machines très élevé, surtout si l'on utilise l'air à détente sur les machines réceptrices (1).

Dans les travaux souterrains des tunnels et des mines, ce mode de transmission est surtout avantageux, puisqu'il procure aux chantiers de travail, non-seulement une force économique, mais encore une atmosphère renouvelée et rafraîchie qui permet d'obtenir des travailleurs un effet utile maximum.

Dans les villes, outre la transmission de la force, les conduites d'air comprimé permettent, par des moyens très simples, la production à domicile du froid artificiel pour le refroidissement des celliers et la ventilation des locaux.

Depuis quelque temps, un autre mode de transmission du travail par l'air a été employé; nous voulons parler de l'emploi de *l'air raréfié* dont une remarquable application a été faite à Paris par MM. Boudenoot et Petit.

1. Théorie et Calculs faits pour la production et l'utilisation de l'air comprimé. — Mons, 1879. Dacquain, éditeur.

Nous avons démontré, dans un mémoire publié il y a quelques années (1), que l'air raréfié, quoique présentant certains avantages, surtout pour la transmission du travail à domicile, pour la petite industrie dans un rayon très limité, doit être absolument rejeté lorsqu'il s'agit de transmettre la force à de longues distances. C'est que la perte par les conducteurs à cause de la vitesse qu'il faut donner au fluide, est beaucoup plus importante, et que les machines productrices et réceptrices doivent avoir des dimensions beaucoup plus considérables. Quoi qu'il en soit, dans les deux modes de transmission, l'appareil de transformation du travail est identique. Pour l'air comprimé, le compresseur aspire l'air atmosphérique, le comprime à la tension voulue et le refoule dans un réservoir, d'où il va dans les conduites. Pour l'air raréfié, le compresseur aspire l'air dans une conduite sur laquelle sont branchées les décharges des machines travaillant avec l'air atmosphérique, le comprime jusqu'à la densité de l'atmosphère pour le rejeter ensuite dans celle-ci. L'atmosphère est le réservoir à air comprimé, et la conduite contient l'atmosphère raréfiée qu'il s'agit de comprimer.

Dans les deux cas, le bon fonctionnement de l'appareil repose sur les mêmes principes théoriques que nous allons rappeler très brièvement, surtout qu'ils ont été complètement méconnus dans la construction de certains compresseurs exposés dans la galerie des machines de l'Exposition universelle de 1889.

Cette exposition des principes théoriques nous donnera l'occasion, au moyen de diagrammes relevés sur ces compresseurs à air, de montrer quelle énorme influence peut avoir dans la pratique la plus ou moins complète application de ces principes.

CONDITION PRINCIPALE QUE DOIT REMPLIR UN COMPRESSEUR D'AIR

Chacun sait que lorsque l'on réduit le volume de l'air, celui-ci oppose à sa compression une résistance qui provient, d'après Clausius, d'une diminution brusque de l'amplitude des mouvements vibratoires dont sont animées les molécules du gaz, même à l'état de repos apparent. Ces vibrations produisent alors des chocs d'où naît la chaleur. Les expériences de Graham et de Crookes semblent avoir démontré matériellement la justesse de cette manière de voir.

Si l'on comprime un volume V_0 d'air de la tension absolue p_0 , à la tension p , tout le travail absolu de la compression proprement dite est converti en chaleur.

1. L'air raréfié. — Théorie et Calculs faits pour sa production et son utilisation. (Extrait de la *Revue universelle des Mines*). — Mons, 1886. Dacquin, éditeur.

et il s'effectue sans variation de température. Il est bon de noter, pour éviter toute confusion, que ce travail du refoulement dans le réservoir est égal et a la même expression que le travail adjuvant de l'atmosphère pendant la compression.

Ceci explique comment l'expression du travail effectif à fournir par le moteur pour comprimer et refouler l'air dans le réservoir est égal à celle du travail absolu de la compression proprement dite converti tout entier en chaleur :

$$p_0 V_0 \log \text{hyp. } \frac{p}{p_0}.$$

Si la chaleur reste toute entière dans le cylindre pendant la compression, celle-ci a lieu suivant la courbe oz dite adiabatique, et exige un travail supplémentaire oxz .

La température initiale absolue de l'air t_0 devient : $t = t_0 \frac{p^{0,29}}{p_0}$;

Le volume à refouler dans le réservoir devient $BZZ'C$ au lieu de $Bxx'C$, de là la perte de force motrice.

Suivant quelle loi un compresseur doit-il opérer le refroidissement de l'air pour éviter cette perte de force motrice et obtenir la compression isothermique ?

Il est évident que la chaleur dégagée croît comme les logarithmes hyperboliques de $\frac{p}{p_0}$.

Supposons un compresseur de un mètre cube de capacité, ayant 1 mètre de longueur de course utile oc dans lequel on comprime l'air à la pression de 4 kil. 9, soit 5,9 atmosphères absolues.

La chaleur totale dégagée pendant la compression sera de

$$\frac{10333 \times 1^{\text{m}^3} \times \log. \text{hyp. de } 5,9}{424} = 43 \text{ cal. } 254$$

qui se dégageront pendant les diverses phases de la compression comme l'indique le tableau ci-après.

p_0 la pression atmosphérique = 10333 kilogrammes par mètre carré.

V_0 le volume d'un kilogramme d'air à $0^\circ = 0^{\text{m}^3},813700$.

L'on tire de l'équation

$$C - C_1 = p_0 \times \frac{1}{273} \times V_0$$

$$1 \text{ calorie} = 424 \text{ kilogrammètres}$$

et non pas 425 kilogrammes comme l'indiquent erronément certains auteurs qui admettent cependant la même valeur des deux facteurs de l'équation ci-dessus.

C_1 a été déduit par expérience.

C n'a pu être mesuré directement. La Place est le premier qui en ait fixé la valeur en la déduisant de la théorie du son. Les expériences de Joule ont confirmé expérimentalement l'exactitude de cette déduction.

COMPRESSION en kilogrammes	CHEMIN PARCOURU d'après la loi de Mariotte	CALORIES dégagées d'une atmosphère à l'autre	CHALEUR MOYENNE à enlever par millimètre de chemin parcours
de 0 à 1 ^k	$\left(1 - \frac{1}{2}\right) 1^m = 0^m,500$	16.89	0.033
1 à 2 ^k	$\left(\frac{1}{2} - \frac{1}{3}\right) 1^m = 0^m,167$	9.41	0.056
2 à 3 ^k	$\left(\frac{1}{3} - \frac{1}{4}\right) 1^m = 0^m,083$	7.48	0.089
3 à 4 ^k	$\left(\frac{1}{4} - \frac{1}{5}\right) 1^m = 0^m,050$	5.42	0.108
4 à 4 ^k ,9	$\left(\frac{1}{5} - \frac{1}{5,9}\right) 1^m = 0^m,031$	4.054	0.130

Les moyens de refroidissement des compresseurs pour être méthodiques et efficaces doivent donc croître au fur et à mesure que la tension s'élève. En effet, la chaleur dégagée dans l'exemple ci-dessus, est 4 fois plus intense dans l'unité de temps pendant la dernière période de la compression qu'à son origine.

Ce tableau indique encore, en montrant la rapidité avec laquelle la chaleur se dégage la mesure qu'il faut garder dans la vitesse à donner aux appareils compresseurs.

ESSAIS COMPARATIFS FAITS SUR DES COMPRESSEURS POSSÉDANT DES MOYENS DE REFROIDISSEMENT PLUS OU MOINS PARFAITS

Le compresseur, dont nous donnerons la description au chapitre suivant, réalise comme on le verra, le *refroidissement méthodique*, par un moyen aussi simple qu'il est efficace.

Aussi la courbe de compression AO relevée sur un semblable appareil, établi aux mines de Blanzky, se rapproche-t-elle autant que possible de la courbe isothermique xO.

La partie hachée montre l'excédent de travail dû à l'échauffement.

L'effet toujours croissant du refroidissement est parfaitement indiqué par la faible différence que présente le volume final dû à l'isothermique, et le volume dû à cette compression. Cette différence est indiquée par le rectangle Axx'D.

Le rapport entre les surfaces $CBxO$ et $CBAO$ est $= 1 : 1,11$.

C'est-à-dire que l'effet utile de l'appareil $= 90 \%$.

Si l'on appelle V_0 le volume du cylindre et V le volume de l'air après sa compression, t_0 la température absolue de l'air primitivement à $20^\circ \text{C} + 273$ après sa compression devient :

$$t = t_0 \frac{V}{V_0} \frac{p}{p_0} = 46^\circ \text{C} + 273.$$

Il est curieux de comparer ces résultats avec ceux indiqués sur le diagramme ci-contre (fig. 2) relevé sur un nouvel appareil installé également aux mines de Blanzay (1).

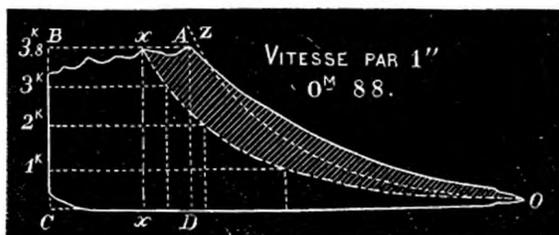


FIG. 2

Ce compresseur consiste en un appareil à tiroirs. Ses moyens de refroidissement sont constitués par une circulation d'eau autour du tiroir et de la chapelle de distribution.

Le rapport entre les surfaces $CBxO$ et $CBAO$ est comme $1 : 1,39$

C'est-à-dire que l'effet utile de l'appareil descend à $71,8 \%$, nonobstant une vitesse plus faible que celle du compresseur dont nous venons d'examiner les résultats.

La température primitivement à 20°C de l'air ambiant y devient de 151°C .

Le diagramme présente cette particularité que sa courbe de compression AO est au-dessus et traverse seulement vers la fin de la compression la courbe adiabatique ZO .

Cette particularité est certainement une anomalie qui vient de ce que nous avons tracé l'adiabatique en supposant que l'air au commencement de la compression possédait la température ambiante.

Or le résultat du tracé indique clairement que l'air prend déjà à l'aspiration une température résultant de l'emménagement de la chaleur dans le métal du compresseur. Pour tracer l'adiabatique réelle il serait donc indispensable de con-

1. Ce diagramme est extrait de la brochure *L'air comprimé aux mines de Blanzay*, PLVI compresseur A n° 5, par F. Mathet, ingénieur en chef des mines de Blanzay, Saint-Etienne, Imp. Théolier et C^e.

naître la température qu'acquiert l'air avant sa compression c'est-à-dire pendant la période d'aspiration.

Il résulte de notre comparaison que cet appareil pour produire 100 chevaux de compression utile exige, par le fait seul du refroidissement inefficace de l'air, 140 chevaux environ tandis que notre appareil n'en exige que 111.

D'autre part un tel appareil fonctionnant à sec et produisant de l'air à la température de (151° C) volatilise le lubrifiant dont la quantité employée doit affecter singulièrement le coût de son fonctionnement.

Nous allons voir, dans ce qui va suivre, que l'appareil auquel nous avons donné la préférence présente encore au point de vue du rendement volumétrique des avantages marqués, résultant de son étanchéité parfaite, sur les appareils à sec, qui après quelque temps d'usage laissent facilement repasser l'air à travers le piston dont l'entretien par cela même exige des soins continuels.

DU COMPRESSEUR A PISTON HYDRAULIQUE A COLONNES PARABOLIQUES

L'ingénieur Sommeiller qui créa, pour ainsi dire, tous les instruments du gigantesque travail de la traversée des Alpes au Mont-Cenis est le premier qui ait réellement appliqué l'air comprimé à la transmission du travail à distance.

Après bien des essais sur les compresseurs à sec jusqu'alors en usage pour le creusement des puits et des piles de pont, il adopta pour produire l'air comprimé l'appareil à piston hydraulique qui porte son nom et dont l'idée avait été émise dès 1841, par l'ingénieur français Sorel (1).

Ce compresseur consiste en deux vases communiquants, cylindriques, reliés entre eux par un cylindre horizontal de même diamètre dans lequel se meut un piston complètement noyé.

Ce piston dans sa course, abaisse et élève dans les colonnes une nappe d'eau qui aspire et comprime l'air.

L'étanchéité du piston, ainsi complètement obtenue et la suppression entière des espaces nuisibles, procurent un bon rendement sans entretien notable. *Le refroidissement de l'air a lieu d'une manière très simple par les nappes comprimantes et les parois relativement considérables des colonnes et des cylindres*, parois qui sont constamment humectées et rafraîchies.

Malheureusement l'appareil ainsi constitué ne pouvait guère marcher efficacement à plus de 14 tours. Au-delà de cette vitesse les moyens de refroidissement devenaient insuffisants et la vitesse communiquée à l'eau faisait diminuer singulièrement le rendement volumétrique de l'appareil, et menaçait même la sécurité de sa marche.

1. Comptes-rendus de l'Académie des sciences, Tome XIII, p. 1033.

Dans le but de parer à ces inconvénients, c'est-à-dire de pouvoir augmenter la vitesse possible de l'appareil et éviter ainsi les frais d'une immobilisation coûteuse de matériel, M. François, ingénieur à l'entreprise du tunnel du Mont Cenis, imagina de réduire le volume des colonnes du Sommeiller. L'appareil ainsi modifié n'a plus son piston complètement noyé et étanche. L'air voyagent horizontalement sur l'eau enlève celle-ci dans la marche à grande vitesse en faisant diminuer considérablement le rendement volumétrique.

Le savant Colladon dans le même but supprima complètement les colonnes. Il en revint aux appareils à sec et chercha à obtenir le refroidissement dans la marche à grande vitesse par la circulation d'eau autour des cylindres et l'injection d'eau à l'intérieur. Après un examen approfondi des résultats pratiques donnés par ces appareils et par de nombreux types imaginés depuis et dérivés de ceux-là, nous avons acquis et nous conservons plus que jamais la conviction de la supériorité du piston hydraulique pour la compression de l'air.

Il est, selon nous, le seul dispositif qui puisse procurer l'étanchéité complète du piston et la suppression des espaces nuisibles sans entretien.

Nous nous sommes donc appliqués à perfectionner l'appareil hydraulique primitif, de façon à pouvoir, en augmentant sa vitesse, augmenter proportionnellement ses moyens de refroidissement, et par conséquent lui conserver, dans ces conditions son grand effet utile.

Nous y sommes arrivés par un moyen d'une simplicité élémentaire qui constitue, selon nous, la solution vraiment rationnelle de la compression du gaz. (Voir la fig. 3.)

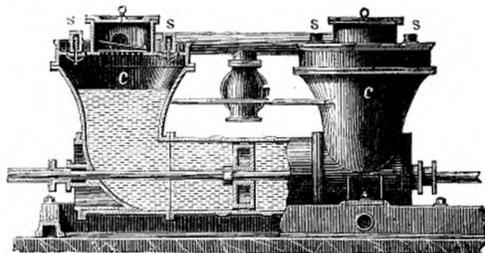


FIG. 3.

L'air, au lieu d'être comprimé par des nappes d'eau de section uniforme dans des colonnes cylindriques, l'est par des nappes à section croissante qui, se renouvelant constamment rafraîchissent, l'air de plus en plus en s'élevant dans des colonnes évasées CC à profil rigoureusement parabolique (1). Ainsi est obtenu le

1. Il est facile de démontrer théoriquement que la forme parabolique est la forme rationnelle pour que la diminution de la vitesse de l'eau soit uniforme et la marche régulière. (Voir fig. a)

refroidissement méthodique qu'aucun autre système ne peut réaliser aussi efficacement.

Dans cette disposition, tous les organes: les soupapes SS d'aspiration et le clapet de refoulement sont placés sur le dessus de ces colonnes paraboliques, à portée de la main et ne s'opposent plus à la marche de la nappe liquide.

Supposons que AM soit la génératrice supérieure du cylindre dans lequel se meut le piston du compresseur et BK l'élargissement maximum de la colonne évasée. Supposons encore qu'une molécule d'eau placée en A, poussée par le piston, monte en ligne droite vers B, siége du clapet de refoulement, avec une vitesse uniforme v , au bout d'un temps t , elle aurait parcouru l'espace $AB=vt$. Mais, comme l'augmentation de section a pour effet de diminuer la vitesse du fluide, considérons cet évasement comme une force constante qui sollicite la molécule A supposée à l'état de repos vers le point M d'un mouvement uniformément accéléré.

Cette force, que nous appellerons R, ferait parcourir l'espace AM en un temps t d'où la relation

$$AM = \frac{1R}{2m} t^2$$

m étant la masse de la molécule.

En réalité, les deux causes, la vitesse initiale et la force constante retardatrice due à l'évasement, agiront ensemble. Au bout du temps t , la molécule de masse m sera en K. En sorte qu'en nommant x et y les coordonnées du point ou molécule qui se meut parallèlement à AB et AM, l'on aura pour toutes les valeurs de x et de y

$$y = vt \quad \text{et} \quad x = \frac{1R}{2m} t^2$$

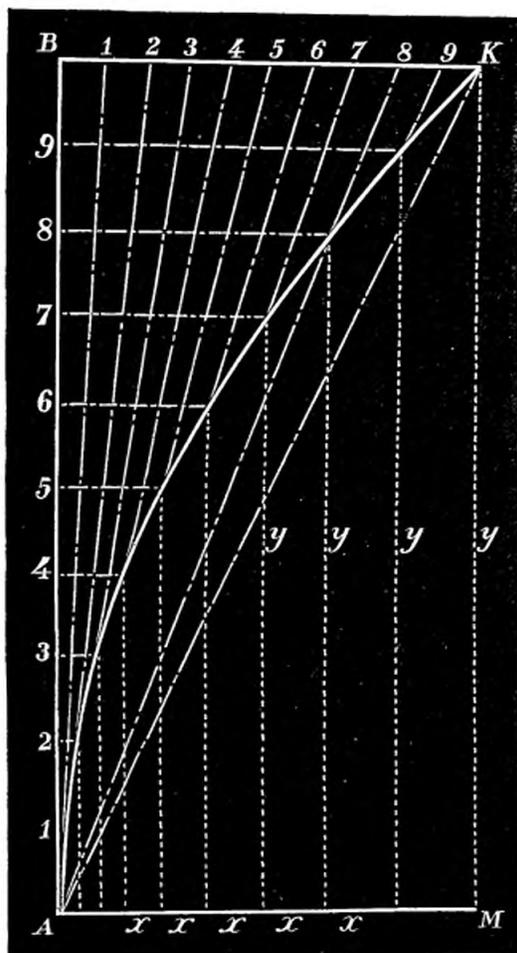


FIG. a

Pour avoir l'équation de la courbe suivie par la molécule, remplaçons t par sa valeur en faisant

$$y = v^2 t^2 \quad \text{d'où} \quad t^2 = \frac{y}{v^2}$$

nous aurons :

$$x = \frac{1Ry^2}{2mV^2}$$

D'où

$$y^2 = \frac{2mV^2}{R} x$$

Outre le refroidissement uniformément croissant de l'air, l'évasement parabolique procure la diminution uniforme de vitesse de la nappe comprimante qui arrive au clapet de refoulement sans chocs, nonobstant une grande vitesse du piston. Le problème de la marche du piston hydraulique à une vitesse normale convenable égale à celle des autres compresseurs, est donc aussi résolu.

La diminution de vitesse de la nappe comprimante a lieu en vertu du principe de l'égalité de pression comme dans la presse hydraulique.

La pression p , s'exerçant sur le piston de surface M , marchant à une vitesse v par l', produit un travail pMv qui se transmet jusqu'à l'évasement de surface nM en se transformant en $p n M \frac{v}{n}$.

La forme parabolique, que nous avons substituée à la forme cylindrique de grand diamètre, que nous avons employée tout d'abord, permet de diminuer la quantité d'eau et assure un passage de la vitesse v à la vitesse $\frac{v}{n}$ sans perturbation et sans remous.

Ce qu'indique du reste la régularité du diagramme ci-contre (fig. 4), pris à la vitesse de 35 à 40 tours au charbonnage du Bois-du-Luc.

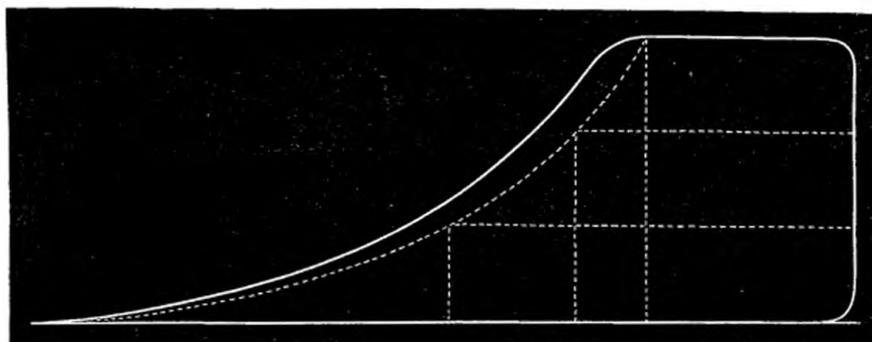


FIG. 4

Ce diagramme montre que le refroidissement méthodique procure un rendement de 95 %.

Si l'on compare ce diagramme à celui relevé en même temps sur le cylindre à vapeur, marchant à la pression de 3 kilogrammes aux chaudières l'on trouve

équation d'une parabole rapportée à une tangente AB , qui est la direction initiale, et à un diamètre AM passant par le point du contact.

Cette forme parabolique de l'évasement que les considérations théoriques qui précèdent ont fait adopter a donné en pratique des résultats tout à fait concluants et infiniment supérieurs à ceux fournis par la forme conique.

Le lecteur comprendra aisément que la forme parabolique est également le tracé rationnel de la cheminée des ventilateurs, des tuyères d'injecteurs et d'éjecteurs, des tuyaux d'émission du son, etc., etc. La surface comprise entre la courbe et la ligne pointillée AK peut être considérée comme la représentation des remous qui se produisent avec la forme conique ordinaire.

que le rendement de l'installation dépasse 87 %. (Voir diagramme, fig. 5. Ressort à 0^m,018 par kilogramme).

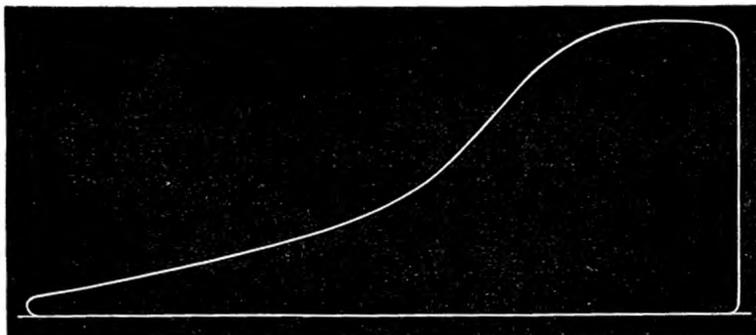


FIG. 5

Dans nos diverses installations de l'appareil, nous avons maintes fois constaté que le travail utile de compression à 5 kilogrammes, suivant l'isothermique, était au travail brut indiqué dans le cylindre à vapeur, comme 1 : 1,20.

Les dispositions (fig. 3 et 6) montrent les dispositions horizontales adoptées pour la production de l'air comprimé dans les grandes installations des houillères. Ces installations sont généralement à deux cylindres.



FIG. 6

Les figures 7 et 7^{bis} montrent les dispositions verticales du système à simple et à double effet.



FIG. 7



FIG. 7 bis

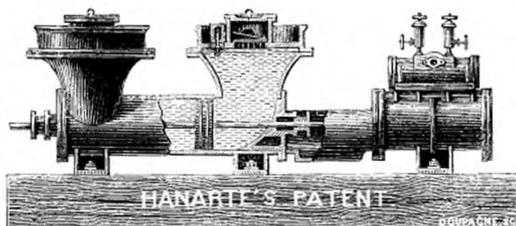


FIG. 8

La disposition (fig. 8), à traction directe sans volant, permet d'installer en peu d'instants une forte installation d'air comprimé dans un espace très exigü. L'appareil, qui n'exige ni fondations, ni machinistes, est principalement employé dans les travaux publics.

Enfin, la figure 9 montre la disposition adoptée pour la production de l'air

raréfié. Elle ne diffère de celle adoptée pour la compression de l'air que parce qu'elle est munie de collecteurs V et D.

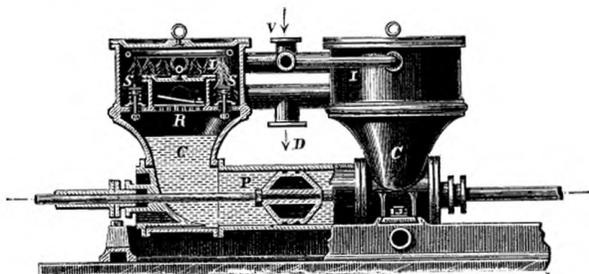


FIG. 9

Cette disposition est aussi employée dans la *production du froid par les gaz*: ammoniac et acides sulfureux et carbonique. L'appareil est alors rempli d'huile au lieu de l'être par de l'eau. Dans cette application, l'appareil est fixé dans une bûche à eau jusqu'à la hauteur de la partie cylindrique des colonnes. Les stuffing-box sont d'une étanchéité parfaite, et le refroidissement pendant la compression est en partie obtenu, grâce aux parois très développées de l'appareil entièrement plongé dans l'eau.

Ce dispositif est encore employé comme *condenseur à pompe à air* pour les machines à vapeur. Dans cette application, l'appareil permet d'obtenir un vide à peu près parfait dans la marche à grande vitesse, et procure une condensation très régulière avec une quantité moindre d'eau que les condenseurs ordinaires.

DES CONDUITES DE L'AIR COMPRIMÉ ET DE L'AIR RARÉFIÉ CALCUL DE LA PERTE DE CHARGE COUDES DE CHANGEMENT DE DIRECTION A VITESSE RALENTIE

Les différents expérimentateurs et auteurs qui ont traité des pertes de charge ont donné la formule ordinaire

$$y = \beta L \frac{Q^2}{D^5}$$

pour le calcul de la perte de charge dans une conduite de longueur L , de diamètre D et avec un débit Q .

Le coefficient β , variant d'après les expérimentateurs, M. Stockalper, après des expériences exécutées au grand tunnel de Saint-Gothard, sur des conduites de 4 à 5000 mètres, et avec des régimes de vitesses différentes, a formulé la perte

de charge due à l'écoulement de l'air comprimé d'une façon plus générale encore (1).

Il applique la formule ci-dessus à tous les fluides, gaz et liquides, avec le même coefficient $\beta = 0,0025$ pour les conduites en fer ou en fonte en service courant, en exprimant y en mètres du fluide considéré.

Il est évident que cette manière d'envisager la question est essentiellement irrationnelle, puisqu'elle ne tient pas compte des variations du volume du gaz qui se déprécie en cheminant.

En un mot, l'air ne peut pas être considéré comme un fluide incompressible; son volume doit grandir au fur et à mesure qu'il chemine et qu'il perd de sa pression initiale.

En attendant que la formule rationnelle soit établie, il sera bon, surtout pour l'air raréfié, de n'appliquer la formule que par tronçons du parcours dont on veut déterminer la perte de charge, en tenant compte de l'augmentation de volume de l'air après chaque tronçon pour calculer la perte de charge du tronçon suivant.

La faible densité de l'air raréfié, et par conséquent la grande vitesse qu'on doit lui faire prendre pour produire un travail de quelque importance, oblige, en effet, à prendre des précautions spéciales pour éviter les pertes de charges excessives. Aux changements de direction, où la perte de charge pour un angle α a l'expression :

$$y^2 = \left(0,9457 \frac{\sin^2 \alpha}{2} + 2,0475 \frac{\sin^4 \alpha}{2}\right) \frac{V^2}{2g}$$

nous proposons de diminuer la vitesse V de l'air en augmentant la section du coude à la bissectrice de l'angle de déviation. Pour une section double, la résistance au passage du fluide sera quatre fois moindre.

Cette augmentation de section doit se faire insensiblement, par deux évasements paraboliques, se raccordant suivant la ligne zz (fig.10)

Comme le montre la figure ci-contre, l'augmentation de section a lieu à l'extérieur de la courbe suivant la ligne bza .

Le pointillé montre la courbe ordinairement employée.

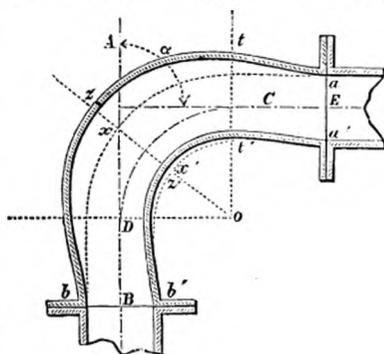


FIG. 10

1. *Écoulement de l'air comprimé.* — Genève, Ch. Schuchardt, 1879.

Cette disposition des coudes, là où les changements de direction doivent être multipliés, nous a rendu également de grands services dans l'établissement des conduites de vapeur, des conduites d'eau et d'air comprimé.

UTILISATION DE L'AIR COMPRIMÉ MACHINES RÉCEPTRICES A DÉTENTE COMPOUND A SOUPAPES RÉGULATRICES

Nous avons vu que tout le travail absolu de la compression de l'air est transformé en chaleur et dispersé dans l'espace ; qu'il n'y a d'emmagasiné dans l'air comprimé que le travail du refoulement $p_0 v_0 \left(1 - \frac{p_0}{p}\right)$ restituable à pression pleine sur la machine réceptrice sans variation de température.

Si la machine réceptrice n'utilise que l'air à pleine pression, le rendement théorique de la transmission du travail à distance par l'air comprimé qui est indépendant de la perte par les conducteurs et par les frottements des appareils, est fixé par le rapport

$$\frac{\log \text{nep} \frac{p}{p_0}}{1 - \frac{p_0}{p}}$$

C'est-à-dire que pour les différentes valeurs de p (pression absolue de l'air comprimé) : 2. 3. 4. 5. 6. 7. 8. 9. 10 atmosphères, le rendement est respectivement les 0,72 — 0,61 — 0,54 — 0,49 — 0,46 — 0,44 — 0,42 — 0,40 — 0,39 du travail dépensé. — C'est le rendement que l'on obtient d'ordinaire sur les perforatrices et les treuils employés dans les tunnels et les mines.

Tout le travail représenté par la chaleur dégagée pendant la compression est ainsi perdu.

Si, au contraire, on veut profiter du potentiel que l'on a communiqué à l'air par la compression, en le faisant agir à détente sur la machine réceptrice sans lui communiquer de chaleur, il travaillera aux dépens de sa chaleur interne. L'air, sera contracté, la détente aura lieu suivant une adiabatique en produisant un *minimum de travail*.

Ce minimum de travail ne pourra pas même être continué par suite de la congélation de l'eau qui sature l'air.

Pour pouvoir récupérer complètement le travail qu'a nécessité la compression et obtenir un rendement intégral = 1, il faut donner à l'air une quantité de chaleur telle que sa température reste constante pendant la compression qui aura lieu alors suivant la courbe isothermique.

Le réchauffement de l'air, pour être méthodique, c'est-à-dire fournir la courbe isothermique de détente, devrait être maximum au commencement de celle-ci et décroître proportionnellement à la succession des logarithmes népériens de $\frac{p}{p_0}$.

Pour détendre complètement un mètre cube d'air à la pression initiale $p = 10$ atmosphères absolues, il faudrait, pour une course de piston de 1 mètre, donner comme chaleur par millimètre de chemin parcouru en moyenne d'une atmosphère à l'autre, les quantités respectives de 0,235 — 0,205 — 0,185 — 0,157 — 0,133 — 0,108 — 0,0897 — 0,056 — 0,033 calories.

Dans le cas d'une transmission du travail par l'air comprimé ou l'air raréfié dans l'intérieur des mines, il est facile d'obtenir à peu de chose près la détente isothermique de l'air et par conséquent le maximum de rendement en chauffant l'air avant ou pendant le travail, au moyen d'un foyer à coke à gaz ou aussi par la vapeur.

Le calorique ainsi communiqué à l'air est immédiatement utilisé en force motrice. Il est facile de calculer dans quelle mesure il affecte le coût de l'air comprimé ou de l'air raréfié.

En supposant au calorifère un rendement de 50 %, nous avons calculé que pour l'air atmosphérique travaillant à $\frac{5}{8}$ de pression effective atmosphérique, la dépense en houille donnant 7500 calories par kilogramme, était de 0 kil. 086 par cheval et par heure, et que pour l'air comprimé à la pression de 4 kilogrammes cette dépense était de 0 kil. 395.

Dans l'intérieur des mines où tout foyer est proscrit, l'on ne peut guère obtenir le réchauffement de l'air que par la chaleur géothermique. Les premiers essais furent produits au moyen de l'hydratation de la chaux. Vinrent ensuite les tentatives de M. Cornet au moyen de l'eau pulvérisée. Nous pensâmes, dès 1879, de détendre l'air sur des nappes d'eau comme dans la compression de l'air. Mais ces divers dispositifs étaient trop compliqués pour l'intérieur des mines où l'on recherche avant tout la simplicité et la compacité des appareils, et nous transformâmes, en 1886, notre appareil à deux cylindres à nappes réchauffantes et à soupapes régulatrices en appareil à deux cylindres compound ordinaires, munis des mêmes soupapes.

Dans cette disposition nous donnons au cylindre de détente des dimensions en rapport avec la pression initiale de l'air, mais assez grandes pour que la détente soit complète.

Si, par suite d'un refroidissement trop grand, la pression atmosphérique était atteinte avant la fin de la course, l'air atmosphérique pénétrerait automatiquement dans le cylindre par des soupapes dites régulatrices s'ouvrant du dehors au dedans, et par lesquelles il est facile d'introduire en même temps un peu d'eau, si c'est nécessaire.

L'influence des parois et la chaleur pénétrant dans l'intérieur du cylindre par les soupapes, suffisent pour assurer le bon fonctionnement de cette disposition que nous avons mise le premier en usage et qui a été appliquée depuis dans certaines exploitations houillères.

Dans les installations de la surface, ces soupapes peuvent être reliées à un calorifère de réchauffement.

L'application de ce dispositif au treuil des mines permet d'employer l'air comprimé à détente complète avec une pression initiale de 4 kilogrammes, sans avoir à craindre la production du givre. L'appareil est construit de façon à pouvoir, à volonté, employer, avec une même pression, l'air à pression pleine dans les deux cylindres lorsque l'on veut démarrer ou effectuer un travail plus considérable que le travail normal.

NOTE

SUR UN

SYSTÈME DE POMPE A TUYÈRES CONVERGENTES & DIVERGENTES

dite Pompe à épanouissement parabolique

APPLICATION AUX COURBES DE CHANGEMENT DE DIRECTION
ET AUX CONDENSEURS A POMPE A AIR

PAR

G. HANARTE

INGÉNIEUR CIVIL DES MINES

CONSIDÉRATIONS PRÉLIMINAIRES

Avant de procéder à la description du système nous croyons utile, tout d'abord, de faire part au lecteur de différents essais (1) exécutés à la Société des Mines et Usines du Grand-Hornu, près Mons, sur une pompe à épanouissement parabolique.

La pompe d'expérience avait les dimensions suivantes :

Cylindre à vapeur.	153 millimètres.
» à eau.	76 »
Course commune	305 »

1° Cet appareil a pu marcher, sans chocs ni coups de bélier, à la vitesse de 400 tours par minute, avec de l'eau ayant une température de 70° centigrades ;

1. Ces essais ont été faits en présence de MM. Plumet, ingénieur principal des Mines du Grand-Hornu; Ch. Demanet, Directeur des Mines d'Havré; Léon François, Ingénieur principal des Mines de Rieu-du-Cœur, à Quaregnon; D. Doye et Daubresse, Ingénieurs des Ateliers de Construction du Grand-Hornu.

2° Les essais sur le débit ont été faits à la vitesse normale de 200 tours, soit 400 coups par minute, avec de l'eau à la même température :

a) Avec une colonne de refoulement de quelques mètres (2 à 3 mètres) la pompe a fourni un volume d'eau de 1/10 supérieur au volume théorique engendré par le piston ;

b) Avec un refoulement de 30 mètres, le débit net était égal au volume théorique ;

c) Avec un refoulement de 60 mètres, la pompe fournissait 92 % du volume théorique.

Ce grand nombre de coups par minute que peut donner la pompe, fait que le fluide chemine dans la colonne de refoulement avec une vitesse quasi uniforme, et ce, avec un minimum de volant et une seule manivelle.

Pour arriver à pouvoir faire marcher la pompe dans ces conditions, c'est-à-dire à une vitesse normale capable de régulariser, dans une large mesure, les différences de pression et de vitesse dues aux différentes positions de la manivelle, et par cela éviter les coups de bélier résultant de la descente de la colonne verticale du refoulement, il était nécessaire de parer aux inconvénients qui limitent la vitesse des pompes telles qu'on les construit ordinairement.

Lorsque le piston moteur d'une pompe marche à une trop grande vitesse, le fluide animé, d'une vitesse proportionnelle, entraîne les soupapes d'aspiration et de refoulement, et leur communique une force vive dans le sens du mouvement qui fait qu'elles ne reprennent que lentement, à chaque pulsation, leur position normale.

Ces effets de force vive sont naturellement proportionnels au carré de la vitesse du fluide, et ne permettent par conséquent d'augmenter celle-ci que dans d'étroites limites.

Aux chocs que produisent les soupapes entraînées de bas en haut, viennent souvent s'ajouter ceux de la colonne de refoulement qui, pour les causes indiquées, précédemment, peut reprendre son mouvement de haut en bas et appliquer ces soupapes avec violence sur leur siège.

L'effet de ces chocs est d'autant plus désastreux que la hauteur de refoulement est plus considérable.

Les moyens employés dans le but de remédier à ces inconvénients sont nombreux ; mais, quelque ingénieux qu'ils soient, ils n'ont permis d'augmenter que dans une faible mesure la vitesse moyenne du piston des pompes.

Les modifications apportées aux pompes ordinaires par l'appareil rationnel dont nous donnons la description permettent de donner au piston une vitesse quasi illimitée. Elles consistent à réduire graduellement la vitesse normale du fluide aux passages des soupapes tant d'aspiration que de refoulement et à rétablir ensuite graduellement cette vitesse normale au-delà de ces passages. Les soupapes se meuvent par cela, pour ainsi dire dans un milieu stagnant. Ces résultats sont obtenus par l'emploi de tuyères convergentes et divergentes.

DESCRIPTION DE LA POMPE A ÉPANOUISSEMENT

Toute la disposition sera facilement comprise par le croquis schématique ci-dessous (fig. 1 et 2).

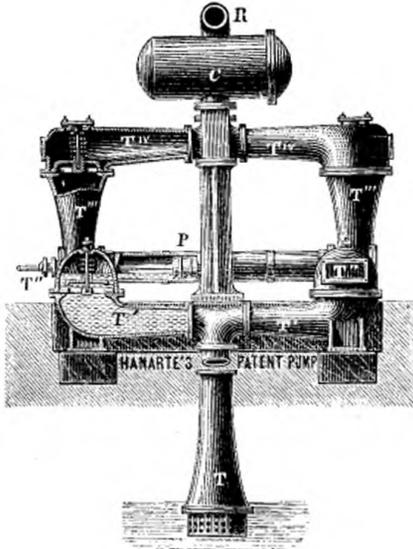


FIG. 1

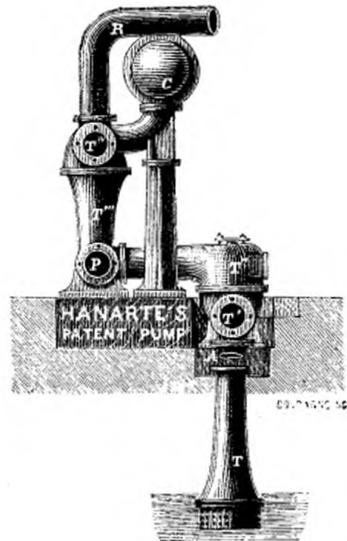


FIG. 2

Aspiration. — L'eau, à l'état de repos dans la crépine d'aspiration, ne prend la vitesse normale que graduellement au moyen d'une tuyère parabolique convergente T placée au-dessus de la boîte renflée de la soupape de fond (1).

L'eau, arrivée à la partie supérieure du tuyau d'aspiration, avec la vitesse normale du piston de la pompe, vitesse qu'elle a acquise au sortir de la tuyère T, diminue graduellement de vitesse jusqu'à ce qu'elle ait atteint la soupape d'aspiration grâce à la tuyère divergente parabolique T'.

1. En effet, si l'on suppose que la section de la grande base de la tuyère T est égale à N fois la section S du piston P marchant à une vitesse V l'on pourra poser pour le travail de la pression atmosphérique p à l'aspiration :

$$p SV = p N \frac{SV}{N}$$

La vitesse de l'eau à son point de départ au puisard, ne devra donc être que $\frac{V}{N}$ nonobstant la vitesse V du piston. Par le même raisonnement l'on concevra le ralentissement et l'accélération de vitesse au-dessus et au-dessous des vitesses d'aspiration et de refoulement.

L'adjonction de semblables tuyères d'aspiration aux pompes centrifuges, aux pulsomètres, aux injecteurs, aux élévateurs, facilite singulièrement l'amorçage et la bonne marche de ces appareils.

Refoulement. — Cette soupape d'aspiration étant franchie avec une vitesse d'autant plus réduite que ses passages sont d'une section plus grande que la section du tuyau d'aspiration, il est essentiel que le fluide reprenne sa vitesse normale, insensiblement afin qu'il puisse suivre le piston P dans sa marche quelque rapide qu'elle soit. Ce résultat est obtenu au moyen de la tuyère parabolique convergente T''.

L'eau poussée par le piston est refoulée dans la tuyère divergente T''' et arrive pour les mêmes raisons à franchir, avec une vitesse réduite, la soupape de refoulement qui n'est plus que faiblement entraînée, à l'encontre de ce qui a lieu dans les pompes ordinaires.

Une fois les soupapes de refoulement franchies sans perturbation, il est essentiel que l'eau reprenne graduellement la vitesse qu'elle doit prendre dans la conduite de refoulement R. Ce résultat est encore obtenu au moyen d'une tuyère convergente T^{IV}.

Dans la disposition des figures de la page précédente, les soupapes, par surcroît de précaution, ont été munies de ressorts, comme dans les pompes ordinaires, ce qui est inutile si l'évasement de la tuyère a été convenablement calculé à l'effet de dépouiller assez complètement le fluide de sa force vive.

Sur le tuyau de refoulement, est également intercalé un réservoir d'air qui, quoique moins nécessaire que dans une pompe ordinaire, peut encore, dans le cas d'un ralentissement dans la marche de la pompe, avoir son utilité pour la régularisation de la vitesse du fluide.

Une petite tuyère divergente faisant office de compresseur d'air placée entre les tuyères T'' et T''' permet d'alimenter d'air comprimé ce réservoir. Cet appareil très important n'est pas figuré sur le dessin.

L'on conçoit très bien que, grâce à l'épanouissement rationnel de la veine fluides au-dessus et au-dessous des soupapes, les chocs résultant de l'ascension ou de la descente de la colonne soient complètement évités et d'autant plus, que ces soupapes, vu leur grande section de passage, ont une levée très réduite. Il est évident aussi qu'au lieu d'une soupape unique, *l'évasement permet l'emploi de soupapes multiples* de petit diamètre.

Afin d'obtenir, dans les diverses tuyères convergentes et divergentes une vitesse uniformément retardée ou uniformément accélérée, on a donné à ces tuyères un profil rigoureusement parabolique.

Ce profil est indispensable à l'obtention d'un marche régulière, comme le prouve la démonstration ci-après :

Supposons que A M soit la génératrice supérieure du cylindre de la pompe, et B K l'élargissement maximum de la tuyère T''' conduisant à la soupape de refoulement. (Fig. a, p. 285).

Supposons encore qu'une molécule d'eau qui a été poussée en A par le piston P de la pompe, monte en ligne droite vers B, siège de la soupape de refoulement,

avec une vitesse uniforme v ; au bout d'un temps t , elle aurait parcouru l'espace AB égal à vt .

Il est évident, d'après les lois du mouvement des fluides, que l'évasement du tuyau aura pour effet de diminuer la vitesse du fluide.

Considérons donc cet évasement ou l'augmentation progressive du diamètre du tuyau, comme une force constante qui sollicite la molécule en A, supposée à l'état de repos, vers le point M, pour retarder uniformément son mouvement, si elle en avait un, dans le sens opposé à AM. Le retard opposé au mouvement par cette force que nous appellerons R, en un temps t serait représenté par

$$AM = \frac{1}{2} \frac{R}{m} t^2,$$

m étant la masse de la molécule.

Les deux causes agissant ensemble, la molécule serait au point K dans le temps t et à chaque point de la course la valeur de y et de x serait

$$y = v t \quad \text{et} \quad x = \frac{1}{2} \frac{R}{m} t^2$$

Pour avoir l'équation de la courbe, remplaçant t par sa valeur et éliminons nous aurons

$$y^2 = \frac{2}{R} m v^2 x$$

équation d'une parabole rapportée à une tangente et au diamètre passant par le point de contact.

Le tracé de l'évasement indispensable à la marche régulière de l'appareil est donc celui indiqué dans la figure a .

Les résultats réellement extraordinaires fournis par l'appareil dont nous venons de donner la description, ont une grande importance au point de vue de la machine d'exhaure souterraine dont l'emploi tend à se généraliser.

Non seulement la pompe à épanouissement, pour une exhaure donnée, présentera une économie au point de vue du prix d'achat, mais l'exiguïté de l'emplacement qu'elle exige la fera préférer à cause du bénéfice qu'elle permet de réaliser sur la construction et l'entretien de la salle souterraine.

COURBES DE CHANGEMENT DE DIRECTION

Outre les avantages résultant de la marche tranquille des soupapes, la disposition présente encore l'avantage de diminuer considérablement le travail à fournir pour vaincre les frottements aux changements de direction. En effet, ces frottements produisent une perte de charge Y dont l'expression est

$$Y = B \frac{V^2}{2g}$$

dans laquelle V est la vitesse et B un coefficient qui dépend de l'angle de déviation.

Il est évident que la faible vitesse de l'eau aux changements de direction où sont placées nos soupapes, réduira la résistance à son minimum et permettra une plus grande vitesse.

Afin d'obtenir les mêmes résultats aux divers points de la conduite où la direction du fluide doit changer, nous avons construits nos courbes d'après les mêmes principes. (Voir fig. 10 du mémoire précédent, page 289.)

Le tracé en pointillé, marque la section normale du tuyau; l'agrandissement de section a lieu suivant le rayon extérieur et est constitué par deux profils paraboliques partant des collets a et b et se raccordant à la bissectrice de l'angle a .

L'on comprend aisément qu'une section double $z z'$ fasse diminuer la vitesse du fluide de moitié et que la porte de charge y soit 4 fois moins considérable. Cette disposition des coudes est indispensable si l'on veut marcher à très grande vitesse.

DISPOSITIFS DIVERS DE LA POMPE

Pompes à piston ordinaire.

Pour les pompes d'alimentation et pour les pompes de mine devant refouler l'eau jusque 160 mètres, nous employons soit le piston à cuir embouti, soit le piston métallique ordinaire.

Pour actionner *les pompes de mine à action directe*, nous donnons pour les refoulements ci-dessus la préférence au moteur Tangye indiqué par la figure 3. Dans ce moteur, la course s'effectuant toujours intégralement, la consommation de vapeur, quoique plus grande que dans les moteurs à manivelle ordinaires y est beaucoup moindre que dans les *moteurs à tiroir plat dont la distribution est manœuvrée par des jeux de fer extérieurs*.

Avec ces derniers moteurs, dont la vogue est si grande aujourd'hui, et les systèmes si variés, la consommation de vapeur par les espaces nuisibles est très importante. Ils ne peuvent du reste permettre qu'une vitesse normale très faible ($0^m,50$ environ par 1'').

Le moteur que nous préconisons est relié à la pompe par une entretoise en fonte H.

Sa distribution est manœuvrée par la vapeur elle-même sans aucun choc. Dans le dessin figure 3, le piston est sensé marcher de gauche à droite; aussi le côté droit du cylindre est en communication avec la décharge.

Si le piston arrive au bout de sa course, il soulève la soupape à téton G, le conduit M est alors ouvert et il met le côté C du plongeoir D du tiroir en com-

munication avec l'atmosphère. La pression intérieure du plongeur D pousse alors

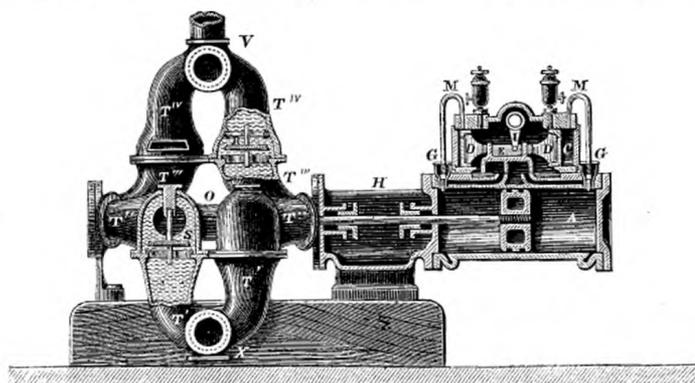


FIG. 3

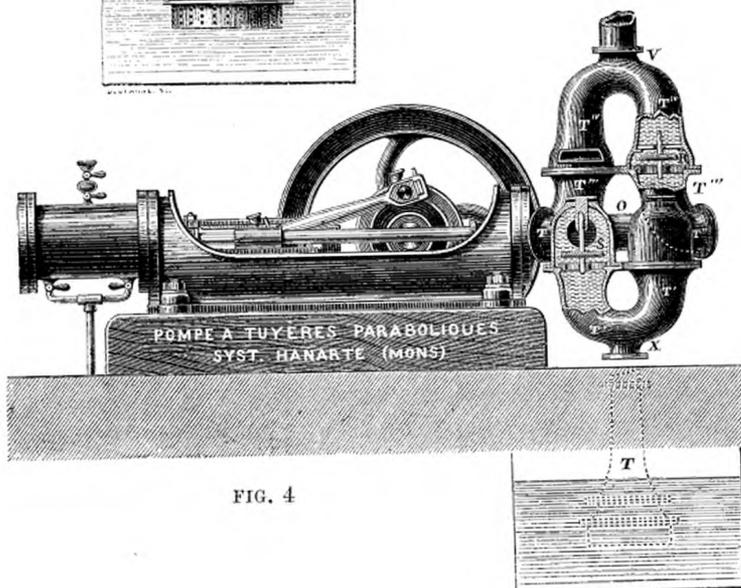


FIG. 4

celui-ci vers la droite. Cette pression communique alors vers la partie droite du cylindre, tandis que la partie gauche communique avec la décharge. La marche vers la gauche continue alors et ainsi de suite.

Ces pompes peuvent être jumelées et refouler sur la même conduite.

Pour les pompes alimentaires et autres, placées à la surface nous préférons les *pompe à traction directe avec moteur à tiroir plat* manœuvré par un excentrique, comme le montre la figure 4. Cette disposition a pour avantage de procurer une grande économie et une grande régularité dans la marche, nonobstant un très faible volant.

Pompes à piston plongeur.

Pour les refoulements plus considérables, nous employons les pistons plongeurs qui présentent l'avantage de permettre de s'assurer à chaque instant de la garniture et sans la refaire, de pouvoir l'améliorer, par un simple serrage des boulons du presse-étoupe même pendant la marche.

Les pistons plongeurs sont, pour la plupart du temps, construits d'une façon irrationnelle.

Nous avons rencontré beaucoup d'installations tant horizontales que verticales présentant la disposition fig. 5.

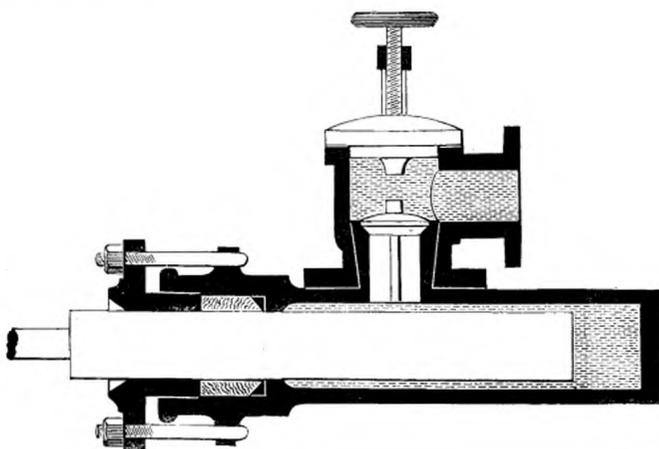


FIG. 5

Il est évident que, dans une telle disposition, l'eau, pour arriver aux soupapes étant obligée de voyager en sens inverse du mouvement du plongeur, dans un espace annulaire très rétréci, éprouve une résistance considérable.

Il n'est pas étonnant que pour corriger une construction aussi défectueuse, l'on ait pensé à renfler le corps de pompe comme dans les dispositifs fig. 6, et fig. 7.

A ces dispositifs établis, croyons-nous, surtout au point de vue d'une forme

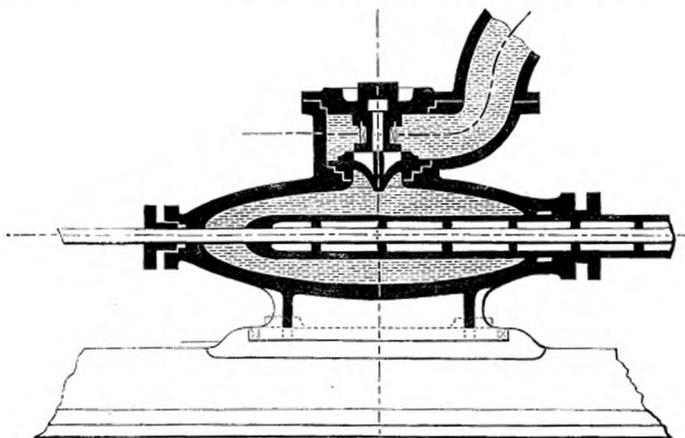


FIG. 6

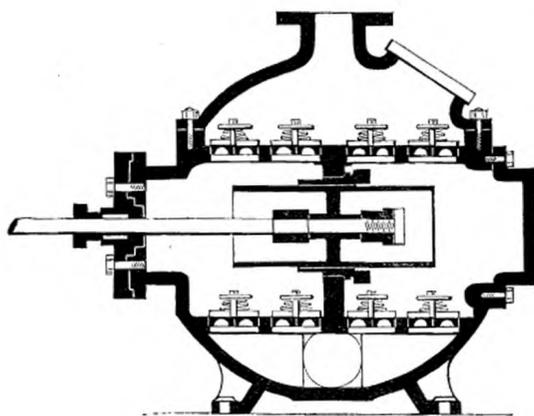


FIG. 7

plus compacte, nous préférons la disposition plus logique imaginée par Girard (fig. 8), dans laquelle le *piston plongeur* pousse toujours l'eau devant lui.

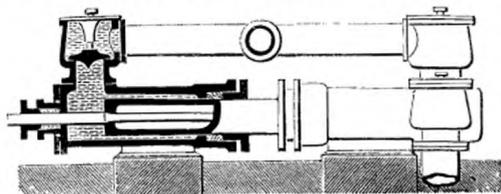


FIG. 8

Ainsi sont évités les *retours* et les *remous* qui se produisent inévitablement dans les systèmes précédents.

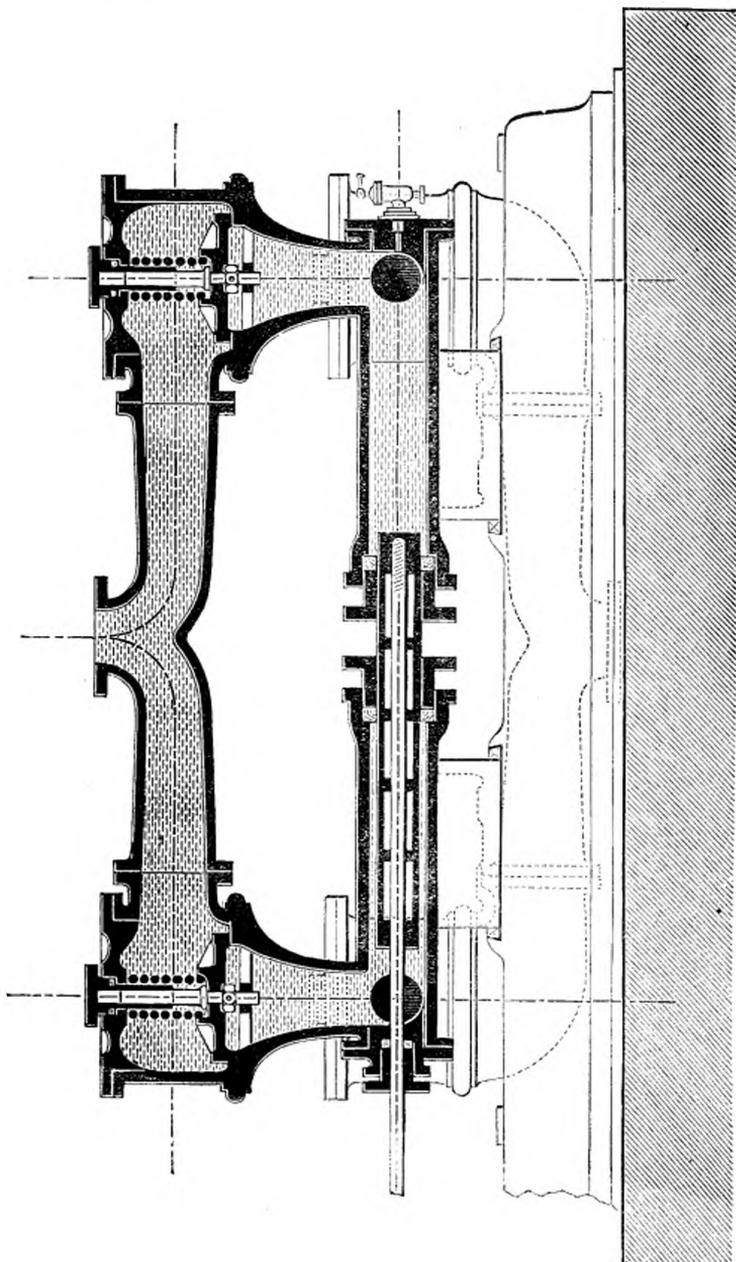
Pompe parabolique à piston plongeur horizontal.

FIG. 9

Pompe parabolique à piston plongeur vertical.

C'est à une disposition semblable à celle de la figure 8 et que nous avons appliqué le perfectionnement précédemment décrit.

Son application faite à des pompes à plongeur horizontal et vertical, comme il est indiqué aux figures 9 et 10, constitue, selon nous, la disposition rigoureusement rationnelle. Elle donne, du reste, dans la pratique, les meilleurs résultats pourvu que l'on établisse convenablement les conduites d'aspiration et de refoulement.

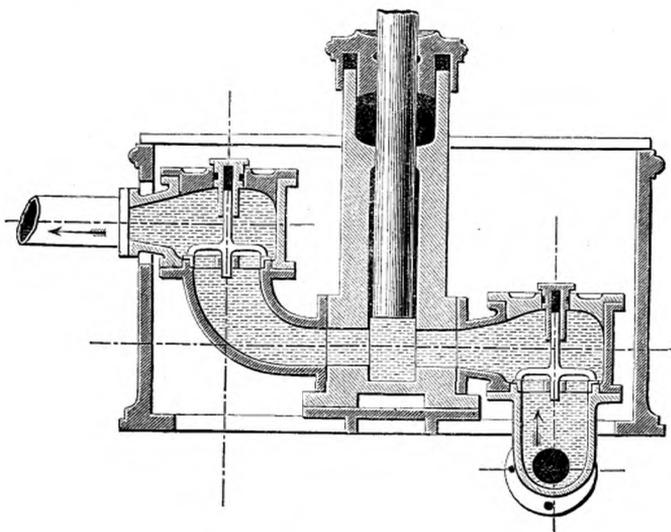


FIG. 10

MM. les ingénieurs désireux de se rendre compte de la marche des pompes à épanouissement pourront visiter les grandes installations hydrauliques des aciéries Boël à La Louvière (Belgique) consistant en 3 pompes du système, actionnées par 3 coudes à 120°. Ces pompes font le service de l'alimentation et des laminoirs. Elles peuvent fournir chacune à leur vitesse maximum 100 mètres cubes à l'heure, comme aussi les installations des laminoirs de Jemmapes, d'Hautmont, des usines Solvay, etc., etc.

Condenseur avec pompe à épanouissement parabolique.

Dans l'établissement des pompes souterraines, il est souvent indispensable, tant au point de vue de l'économie de vapeur qu'à celui de la suppression des

tuyaux de décharge qui sont souvent encombrants et coûteux, de placer à la suite de la pompe un condenseur à pompe à air.

Pour les mêmes raisons que celles qui nous ont guidé dans la construction de nos pompes, nous avons modifié ces appareils condenseurs (fig. 9 du mémoire précédent, p. 288). Nous les constituons par deux colonnes CC à évasement parabolique.

Le piston P complètement noyé fait descendre et monter l'eau dans les colonnes et produit ainsi d'abord l'aspiration de la vapeur, venant des machines par la conduite V. Cette vapeur, condensée déjà en partie par l'injection d'eau du conduit circulaire OO percé de trous placé dans la capacité I, est aspirée avec l'eau par les soupapes SS et suit la nappe descendante.

Ensuite, dans la course inverse, les produits de la condensation et les gaz sont expulsés par la nappe montante qui s'épanouit, à travers le clapet R dans l'atmosphère, par la décharge D.

Par suite de l'épanouissement des nappes d'eau dans les colonnes CC, les remous et les résistances qui se produisent dans les condenseurs ordinaires lorsque la vitesse est un peu grande, sont complètement évités. L'appareil présentant aussi un maximum de parois dispersantes produit une condensation plus parfaite avec une moindre quantité d'eau.

NOTE

SUR LE

TRANSPORT DE L'ÉNERGIE PAR L'AIR COMPRIMÉ

PAR

M. SOLIGNAC

De tous les systèmes de transport de l'énergie, l'air comprimé est certainement celui qui répond le mieux aux desiderata d'une distribution de force qui peuvent se résumer comme il suit :

1° Possibilité de diviser à l'infini et en proportions quelconques la force à distribuer.

2° Obtenir ce résultat avec le minimum de dépenses de premier établissement sur la conduite.

3° Satisfaire au plus grand nombre d'applications possibles avec le minimum de consommation.

4° Avoir enfin le meilleur rendement possible.

5° Être inoffensif pour le consommateur aussi bien que pour le producteur.

Or, l'air comprimé remplit toutes ces conditions, les unes complètement, les autres d'une façon approchée, mais il répond à tous les besoins, c'est là le secret de son rapide développement à Paris, où M. Popp, en fondant la Compagnie Parisienne de l'air comprimé, a le premier, fait voir tous les avantages qu'on pourrait tirer de cet agent.

Je dis que mieux que tout autre, il peut se diviser à l'infini. L'exploitation parisienne en est un exemple puisqu'elle possède actuellement 500 applications, de tous genres, depuis les moteurs de 100 chevaux, jusqu'aux moteurs de 6 kilogrammètres. Une liste des applications de cette Compagnie, jointe à la présente note, établit ce fait d'une façon indiscutable. Vous y verrez que les petites forces au-dessous d'un cheval y sont en majorité. De plus, l'indépendance de chaque moteur est absolue ; l'arrêt brusque voulu ou accidentel d'une machine sur le réseau n'influence en rien la conduite générale, ne produisant ni coup de

bélier comme avec l'eau, ni échauffement du moteur comme avec l'électricité ; tout se résume à un ralentissement de vitesse dans la conduite qui ne présente aucun inconvénient.

La deuxième condition relative à l'économie de la conduite donne un avantage incontestable à l'air comprimé à haute pression. En effet, les pertes de charge sont insignifiantes et peuvent être même négligées dans la pratique pour la plupart des cas comme l'indique le tableau ci-dessous établi à la suite des travaux de percement du Saint-Gothard.

Vitesse de l'air à l'origine des conduites. en mètres par seconde	Pertes de pression en millimètres de mercure observées dans des conduites de 1000 mètres de longueur et d'un diamètre de					
	0 ^m ,100	0 ^m ,150	0 ^m ,200	0 ^m ,250	0 ^m ,300	0 ^m ,350
1	6	4	3	3	2	2
2	26	18	13	11	9	8
3	62	42	31	25	21	18
4	108	72	54	44	36	31
5	167	112	84	67	56	48
6	233	156	117	94	78	67

Dans le réseau de la Compagnie Parisienne qui compte 55 000 mètres de développement pour la force motrice, la perte de charge entre Saint-Fargeau et le point extrême de la conduite est à peine d'un demi-kilogramme; l'ensemble principal du réseau forme une boucle partant de Saint-Fargeau par le faubourg du Temple et les grands boulevards passant par la rue Royale et revenant à son point de départ par la rue de Rivoli et la Bastille.

Cette conduite principale a 30 centimètres de diamètre sur tout son parcours. On lui a conservé le même diamètre en raison de cette forme en boucle et des nombreuses ramifications secondaires qui réunissent les deux branches, de sorte que l'ensemble des conduites forme un seul et unique réservoir où on peut considérer, en pratique, la pression comme sensiblement constante en tous les points.

Les conduites employées à Paris sont de 5 types principaux : 0^m,040, 0^m,060, 0^m,080, 0^m,100, 0^m,200 et 0^m,300 et leur prix de revient s'établit suivant le tableau ci-contre :

0 ^m ,040	à	6 fr. 50	le mètre	}	en fer	
0 ^m ,060	à	8	»			
0 ^m ,080	à	9	20			
0 ^m ,100	à	12	50			
0 ^m ,200	à	24	»	}	en fonte	
0 ^m ,300	à	33	»			en égout
0 ^m ,300	à	30	»			en terre

Si nous donnons à l'air comme nous le faisons à Paris, une vitesse de 4 à 6 mètres par seconde, nous verrons que comparativement à l'eau où l'on peut atteindre à peine 2 mètres, en consentant d'énormes pertes de charge, la canalisation par l'air comprimé sera 3 fois plus économique que la canalisation par eau, laissant de côté la question de rendement dont nous parlerons tout à l'heure. Il est vrai que dans les distributions hydrauliques faites jusqu'à ce jour, on a employé des pressions plus considérables que celle de 6 kilogrammes adoptée par la Compagnie Parisienne de l'air comprimé à Paris, mais aujourd'hui que cette question de l'air comprimé est mieux connue et qu'on a vu qu'il n'y avait rien à craindre sous le rapport de la conduite, on n'hésiterait pas à employer les mêmes pressions surtout lorsqu'on songe que l'on n'aurait pas à redouter les coups de bélier si fréquents dans les conduites d'eau, l'air en raison de sa compressibilité servant de matelas entre les parois de la conduite et le choc qu'elle pourrait avoir à supporter.

Si au contraire, on compare son prix de revient à celui d'une canalisation électrique, son avantage est encore plus éclatant comme l'indique le tableau annexé au présent mémoire.

Ce tableau établit le prix de revient comparatif d'une usine installée à Billancourt et amenant 70 000 chevaux à la place de la Concorde sans desservir aucun riverain sur son parcours. On y voit que l'usine productrice par l'électricité reviendrait à 31 200 000 francs et que l'usine productrice et réceptrice de l'air comprimé reviendrait à 37 000 000 de francs. Mais les conduites d'air ne coûteraient que 2 800 000 francs, tandis que les conduites électriques reviendraient à 18 000 000 de francs ; de sorte qu'il en résulte que pour avoir la même énergie disponible à l'extrémité d'une conduite électrique ou à la sortie d'une usine réceptrice d'air comprimé, l'énergie étant toujours disponible sous forme électrique, il faudrait dépenser par l'air comprimé 40 000 000 de francs environ et par l'électricité 50 000 000 soit en faveur de ce dernier mode de transport une différence de 20 %.

On se rend compte d'où provient l'écart si l'on considère que le prix de revient de la conduite électrique est de 667 francs le mètre $\times 4$, soit 2 668 francs et que le prix du mètre de conduite pneumatique est de $50 \times 8 = 400$ francs, ce qui fait une différence au mètre de 2 268 francs. Or l'augmentation de dépense

qu'entraîne l'installation des compresseurs à l'usine centrale d'air comprimé et des aéro-moteurs à l'usine réceptrice est amortie de fr. 2 268 par mètre parcouru, il suffira donc de diviser l'augmentation, dont nous parlions, dans le cas précédent, et qui est ici de 6 000 000 de francs, par 2 268 pour voir à quelle distance l'électricité perd ses avantages au profit de l'air comprimé, et nous trouvons qu'à 2 600 mètres, l'équilibre est établi et que les 4 400 mètres restant à parcourir constitueront le bénéfice au profit de l'air comprimé soit $4\,400 \times 2\,268$ donnant 9 979 200 francs ou en chiffre rond les 10 000 000 portés au tableau.

Nous ferons remarquer que dans ce tableau nous avons prévu les réchauffeurs nécessaires pour donner à l'air comprimé un rendement supérieur à celui que l'on obtiendrait par son emploi pur et simple, et que nous avons établi notre prix de revient de canalisation électrique par deux conducteurs présentant une section de 20 000 millimètres carrés laissant passer 18 000 ampères et que, par mètre courant, nous avons déjà 1 100 francs de cuivre ne laissant que 234 francs pour la pose, l'isolant et les enveloppes de protection. Ces deux comparaisons de la canalisation de l'air comprimé avec les modes de transmission qui peuvent lui être opposés prouvent surabondamment que le système répond à la deuxième condition que nous nous sommes posée au début de cette note.

Sur le troisième point, l'air comprimé est de tous les agents celui qui donne la plus complète satisfaction; car si nous prenons la classification adoptée dans le rapport de M. Boudenoot en la modifiant, nous verrons que l'air comprimé est un agent de force, de lumière et de chaleur, tout aussi bien que le gaz, car le gaz ne donne de la lumière que par suite d'une action chimique, parce qu'il se trouve en présence d'un comburant. Il en est de même pour la chaleur; ce comburant est l'air, et suivant la proportion du mélange, la lumière ou la chaleur augmente ou diminue. Un bec de gaz ne brûlerait pas sans air, pas plus qu'un chalumeau ne donnerait de la chaleur sans soufflerie. Il en est de même pour la force. Le gaz par lui-même n'est donc pas l'unique source de ces trois manifestations de l'énergie. Il n'y joue pas un rôle plus important que l'air et même on peut le remplacer et obtenir des résultats supérieurs avec des huiles de pétrole ou des schistes brûlés par un courant d'air comprimé comme il en existe de nombreux exemples en Allemagne et comme du reste nous vous en ferons voir des spécimens lors de notre visite à Saint-Fargeau. Il en est de même pour les sources de chaleur; nous avons établi en effet des fourneaux domestiques d'après le même principe. Pour compléter cette démonstration, nous vous soumettrons un four crématoire où les plus hautes températures sont obtenues par le mélange d'air comprimé et de gaz d'éclairage. Dans ces diverses applications, l'air joue un rôle tout aussi important que le combustible et par conséquent il pourrait figurer dans le tableau de M. Boudenoot au même titre que le gaz.

Quant à l'électricité elle se transforme, il est vrai en lumière, en chaleur ou en

force, mais les applications calorifiques sont fort coûteuses par ce procédé et ne sont pas encore sorties des expériences du laboratoire. L'air comprimé au contraire, peut suppléer directement ou indirectement à tous ces agents de distribution de l'énergie, et en passant rapidement en revue ces applications décrites d'une façon plus détaillée dans les notices ci-jointes, nous verrons que lorsqu'il sert à la combustion des huiles minérales ou végétales, il produit la chaleur ou la lumière, que lorsqu'il est employé en chalumeaux ou en souffleries, comme il y en a plusieurs exemples dans le réseau parisien, il peut produire les plus hautes températures, qu'il peut remplacer également une canalisation d'eau sous pression en communiquant à de l'eau non montée sa propre pression. C'est cette application que nous désignons dans les notes ci-jointes sous le titre *Élévation des eaux à tous les étages* et le cas est intéressant à Paris, où l'eau industrielle, c'est-à-dire bon marché, n'atteint pas une haute pression. Du reste à moins de conditions topographiques spéciales, il en sera toujours de même, car les eaux naturelles que l'on peut distribuer à bas prix ne peuvent être grévées d'une dépense d'élévation qui n'aurait intérêt que dans quelques cas spéciaux. C'est alors qu'une canalisation d'air comprimé à haute pression vient en aide à une canalisation d'eau à basse pression.

Enfin l'air comprimé est un agent de force comme le gaz, l'électricité, la vapeur, l'eau, les transmissions mécaniques, mais il satisfait à ce dernier besoin avec beaucoup plus de souplesse et d'une façon beaucoup plus appropriée aux différentes applications que les agents que nous venons de citer, et cela avec un rendement que nous examinerons tout à l'heure et qui peut lutter avantageusement dans toute comparaison.

Les applications de force sont de natures différentes :

1° Les applications directes sans transformation de mouvement où l'air agit sur la force à vaincre à la manière d'un ressort, comme dans les monte-charges, les grues, les appareils de levage. Dans ce cas, les moteurs à gaz seraient d'un emploi difficile, car ils demandent une mise en marche qui ne peut être instantanée ; les moteurs électriques sans présenter le même inconvénient au même degré ne fonctionnent à leur maximum de rendement que lorsqu'ils ont atteint leur vitesse normale.

Auparavant lorsque par leur rotation, ils n'ont pas créé une force contre-électro-motrice au courant qui les alimente, ils se comportent comme des résistances passives, absorbant le courant en pure perte. Avec l'eau, on rencontre un inconvénient encore plus grave, c'est l'absence de détente qui oblige à employer toujours le même volume d'eau sous la même pression quel que soit l'effort à vaincre. Enfin si l'on compare l'air comprimé aux deux agents qui s'en rapprochent le plus, la vapeur ou l'air raréfié, ou est amené à rejeter le premier mode de distribution en raison des inconvénients des pertes de calories sur sa canalisation, et le second, en raison de sa puissance limitée qui n'atteint jamais même

théoriquement une atmosphère. L'air comprimé au contraire, grâce à la détente peut exercer sur une surface donnée une pression rigoureusement proportionnelle à l'effet demandé et n'a de limite que sa pression maximum que l'on peut rendre suffisante pour tous les besoins de l'industrie.

La seconde forme de travail de force motrice est l'alimentation des moteurs de tous systèmes, et nous sommes obligés à ce sujet de nous occuper du rendement qui fait l'objet du quatrième desideratum que nous nous sommes proposé au début. Pour se rendre compte exactement des phénomènes qui se passent dans une machine à air comprimé, il faut la considérer comme une véritable machine thermique où la différence de température entre l'air à son introduction et à son échappement exprime le nombre de calories transformées en kilogrammètres. Et si, jusqu'à présent, les résultats obtenus avec les machines à air n'ont pas donné tout ce qu'on devait en attendre, c'est que les industries qui les ont employées, travaux publics ou mines, se sont beaucoup plus préoccupées de la rapidité ou de la simplicité des installations que du maximum de rendement. Lorsqu'on a employé le chauffage préalable, on avait en vue surtout de relever dans l'échelle barométrique la chute de température qui se produit dans l'aéro-moteur et par exemple de l'obtenir entre 100° au-dessus de 0, au lieu de l'avoir entre plus 20 et moins 60.

C'est à cela que tendaient les réchauffeurs de Mekarsky où l'air passait dans un calorifère à air surchauffé ; mais ces moyens n'ont jamais procuré complète satisfaction, car étant donnée la faible capacité calorifique de l'air, il aurait fallu établir des surfaces de chauffe considérables qui auraient entraîné à des complications et à des dépenses incompatibles avec les genres d'industries qui employaient l'air comprimé.

Mais lorsque ce mode de distribution a été appliqué à une grande ville et qu'on a eu surtout en vue un maximum de rendement à obtenir, on a dû se poser la question sous une autre forme et chercher à emmagasiner dans la machine à air le plus grand nombre de calories avec le minimum de surface de chauffe ; c'est ce que la Compagnie Parisienne a obtenu en étudiant le surchauffage de l'air au moyen de l'injection directe de la vapeur. L'abaissement de température de l'air pendant sa détente devient alors un avantage, car dans ce cas, il faut obtenir un échange rapide des calories positives contenues à l'état latent dans la vapeur d'eau et des calories négatives prises à l'air par la transformation de la chaleur en travail. Or pour un échange de température, il y a tout avantage à ce qu'il se fasse entre les valeurs les plus différentes possible. On peut aussi arriver à condenser dans cet air détendu et à très basse température, la totalité de la vapeur injectée qui abandonne au profit de l'air ses 537 calories de chaleur latente de vaporisation relevant la ligne du diagramme de détente, qui dans un aéro-moteur sans injection de vapeur décroîtrait progressivement. Il se produit alors dans la machine à air un phénomène analogue à l'explosion du moteur à gaz,

mais d'une façon beaucoup moins brusque, l'échange de température ne se faisant que lentement.

A l'échappement de la machine, on ne recueille donc que de l'air à une température dont on est maître et qui peut être celle de la température d'admission et de l'eau à une température supérieure en raison de sa plus grande capacité calorifique.

Si cette eau retourne au vaporisateur, il n'y aura de calories perdues que celles qui auront traversé les parois du cylindre, on réalisera ainsi dans une machine mixte à vapeur et à air, la machine thermique théorique où toutes les calories seront transformées en travail. On voit donc que l'air comprimé au lieu d'être un agent inférieur pour la transmission de la force est au contraire la condition indispensable de tout moteur économique.

Ces considérations ne s'appliquent pas évidemment à deux applications de force tout à fait spéciales :

1° Au tout petit moteur destiné à actionner les outils légers comme les machines à coudre, les appareils chirurgicaux, les machines à graver, ou la toute petite industrie, applications nombreuses sur le réseau de la Compagnie Parisienne. En effet, en raison de la petitesse des moteurs et de leur faible consommation, il est inutile d'employer la détente, et dans ces conditions l'air comprimé ne donne pas lieu à des phénomènes de réfrigération nuisibles pour la marche, et il a l'avantage d'employer les appareils de très petite dimension légers et peu encombrants. Pour ces applications, le rendement atteint environ 30 % et ce quantum est à peu près celui trouvé pour les petits moteurs électriques.

2° Cette chute de température, loin d'être un inconvénient, est un avantage précieux dans les industries où il est utile d'obtenir du froid, et dans bien des cas, cette propriété de produire des calories négatives doit être appréciée autant que la possibilité de produire des calories positives ; et si l'on considère les installations frigorifiques, on voit que la force motrice devient un produit secondaire, le froid étant la marchandise principale, c'est ce qui se présente dans de nombreuses installations de la Compagnie Parisienne de l'air comprimé, où le moteur charge pendant la journée des accumulateurs destinés à l'éclairage du soir et entretient en même temps des glaciers, fort appréciés par les restaurateurs ou les limonadiers ; mais c'est surtout dans une des stations centrales que la Compagnie Parisienne a établi à la *Bourse du Commerce* pour desservir le secteur de M. Victor Popp, que cette application ressort avec tous ses avantages.

On a installé dans les sous-sols de ce bâtiment de vastes magasins protégés sur toutes leurs faces par une couche de briques de liège et on a divisé ce vaste local en une série de chambres à cloisons métalliques, autour desquelles on fait circuler l'air d'échappement des aéro-moteurs, dont le travail est employé à la charge d'accumulateurs concourant à l'éclairage de cette portion du secteur. La

force motrice ici devient le sous-produit et quel que soit son prix de revient, elle constitue encore un bénéfice, puisque l'exploitation de la chambre froide est une opération commerciale lucrative par elle-même. Il ne faut pas considérer le rendement comme uniquement dépendant du moteur récepteur, mais il faut tenir compte aussi de la production économique de l'air comprimé et pour cela, il faut faire une compression isothermique. ce que les compresseurs en installation aujourd'hui à l'usine de la Compagnie Parisienne réalisent complètement. En effet l'air comprimé y atteint à peine 25°. Un spécimen de machines se trouve actuellement à l'Exposition de la maison Cockerill, au Palais des machines.

Mais ne voulant pas abuser, Messieurs, plus longtemps de votre temps, je vous prierai de vous reporter pour toutes les questions de rendement, tel que permet de l'établir l'exploitation de la Compagnie Parisienne, au rapport de M. Riedler et à celui plus récent de M. Kennédy dont je joins deux exemplaires à la présente notice. Je terminerai en vous faisant remarquer que la cinquième condition posée au début de cette note est absolument remplie par la distribution d'air comprimé, car aucun système ne présente la même innocuité, aussi bien pour le producteur que pour le consommateur et je remets à la visite que vous avez bien voulu promettre de nous faire à Saint Fargeau, l'examen des détails du système de canalisation par l'air comprimé que M. Popp a installé à Paris et qui par un développement successif qui a commencé par une simple distribution horaire, nécessite aujourd'hui l'entretien d'une usine de 5000 chevaux, c'est-à-dire de la plus forte installation mécanique de Paris et qui, à ce titre, intéressera je l'espère, les membres du Congrès.

TABLEAU COMPARATIF

des prix de revient des usines génératrices avec transmission par l'air comprimé et par l'électricité.

REVUE TECHNIQUE. — SEPTIÈME PARTIE

Usine du côté de Billancourt pour l'air comprimé :

Distance à parcourir en conduite sans service pour les riverains 7 000
Force motrice : 70 000 chevaux, avec les pertes de rendement.
Quartiers desservis : Opéra et Sébastopol.

Achat d'un terrain à 20 fr. le mq. 50 000 mq.	1 000 000	
Construction de l'usine à 40 fr. le mq.	2 000 000	
75 machines à vapeur de 1 000 chevaux à 50 000 fr.	3 750 000	
150 chaudières de 500 chevaux à 50 000 fr.	7 500 000	
Massif des machines à 2 000 fr. la machine	150 000	
Maçonnerie des chaudières à 2 000 fr. la chaudière	300 000	
Cheminées des chaudières à 15 000 fr.	75 000	
Compresseurs d'air avec les accessoires, réservoirs, etc. 25 000 fr. par 1 000 chevaux	875 000	
Installations mécaniques diverses, courroies, trans- missions	100 000	
Tuyauterie	200 000	
Imprévu	550 000	
Usine productrice		Total. 17 500 000
Achat des usines réceptrices à 40 fr. le m. 50 000 mètres	2 000 000	
75 aéro-moteurs à 50 000 fr.	3 750 000	
150 réchauffeurs à 10 000 fr.	1 500 000	
360 machines électriques à 15 000 fr. don- nant 1 000 ampères 100 volts	5 400 000	
Massif des machines à air 2 000 fr. par machine et 250 fr. par mach. électrique	240 000	
Transformateurs et onduleurs à 15 000 fr. par machine de 1 000 ampères	5 400 000	
Installations mécaniques, courroies trans- missions, etc.	250 000	
Tuyauterie	100 000	
Conducteurs électriques	500 000	
Imprévu	360 000	19 500 000
Canalisations 8 tuyaux de 0 ^m ,40, pose en égout à 50 fr. le mètre, environ 7 000 mètres.	2 800 000	
		39 800 000

Soit environ 40 000 000 de francs

Usine du côté de Billancourt pour l'électricité :

Distance à parcourir en conduite sans service pour les riverains 7 000
Force motrice : 70 000 chevaux, avec les pertes de rendement,
Quartiers desservis : Opéra et Sébastopol.

Achat d'un terrain à 20 fr. le mq. 60 000 mètres	1 200 000	
Construction de l'usine à 40 fr. le mq.	2 400 000	
75 machines à vapeur de 1 000 chevaux à 50 000 fr.	3 750 000	
150 chaudières de 500 chevaux à 50 000 fr.	7 500 000	
Massif des machines à 2 000 fr. la machine	150 000	
Maçonnerie des chaudières à 2 000 fr. la chaudière	300 000	
Cheminées 5 à 15 000 fr.	75 000	
450 machines électriques à 15 000 fr. (on est obligé de porter les machines à ce nombre en raison de la perte sur la ligne)	6 750 000	
450 transformateurs et onduleurs à 15 000 fr.	6 750 000	
Installations mécaniques, courroies, transmissions, etc. Tuyauterie	350 000	
Imprévu	200 000	
	775 000	
Usine productrice		Total . . . 31 200 000

Canalisation

18 000 ampères sous 2 000 volts par conduites de 600 ampères, afin d'éviter les pertes de charge sur une ligne directe à raison de 667 fr. le mètre d'après notre série tableau n° 2	18 000 000
	49 000 000

Soit environ 50 000 000 de francs.

Différence en faveur de la canalisation par air comprimé 10 000 000 de francs, soit 20 %.

Observations : Puisque l'installation air comprimé revient à 40 000 000, canalisation comprise et que l'usine électrique revient déjà à 31 000 000 francs, il y a donc avantage à employer l'air comprimé comme agent de transmission aussitôt que la canalisation

atteint $\frac{37\ 000\ 000 - 31\ 200\ 000}{667 \times 4} = 2\ 600$ mètres environ.

NOTE

SUR UN

FREIN DYNAMOMETRIQUE UNIVERSEL

à lecture directe de travail

PAR

M. TROUVÉ

Les progrès incessants et rapides de l'industrie en général, et de l'électricité en particulier, rendent de jour en jour plus nécessaire l'emploi d'un appareil permettant de mesurer soit le travail produit par les générateurs de force motrice, soit au contraire le travail absorbé par les appareils mis en mouvement.

Il est, en effet, très important de pouvoir se rendre un compte exact de la relation qui existe entre le travail produit par l'agent employé : électricité, eau, air, vapeur, gaz, etc... et celui absorbé et transformé utilement par les nombreuses machines que l'industrie emploie.

L'étude des dynamomètres est une de celles qui intéressent le plus vivement à la fois les mécaniciens et les électriciens ; le manque d'un bon dynamomètre de transmission a souvent donné lieu à de fortes méprises dans les calculs de rendement.

Travaillant aussi cette question, M. Trouvé est parvenu à construire un dynamomètre, soit d'absorption, soit de transmission, d'une simplicité remarquable.

Les appareils employés dans ce but et que l'on nomme : *freins dynamométriques* ou *dynamomètres* suivant leur genre de construction et leur mode d'emploi sont généralement peu applicables aux petites machines.

Le frein de *Prony*, le plus répandu d'entre eux, n'est pas d'une installation ni d'une application faciles ; son emploi demande beaucoup de précautions pour n'être pas dangereux et les opérateurs qui l'appliquent doivent posséder les connaissances nécessaires et les formules qui en expriment les résultats. On peut sur-

tout lui reprocher de manquer de sensibilité et de ne pas donner d'une façon constante et permanente les deux facteurs du travail. Aussi les résultats ne sont-ils pas toujours d'une concordance et d'une exactitude absolues.

M. Trouvé a été conduit par le besoin fréquent de l'emploi de ces appareils, à combiner un appareil de mesure d'un usage général, simple dans son installation, sûr dans ses indications et dont les résultats puissent être, à chaque instant, établis, lus et compris sans le secours d'opérations mathématiques, par tous ceux intéressés à l'emploi et préposés à la conduite des machines.

Il fallait, pour arriver à ce but, éviter les inconvénients de la force centrifuge dus aux masses en mouvement d'appareils lourds et encombrants, et ramener toujours à la vue, et à tout moment, les mesures d'efforts et de vitesses avec leurs variations.

C'est à quoi répond le dynamomètre dont la description suit :

L'appareil de M. Trouvé comporte deux parties distinctes :

1° Celle destinée à mesurer les efforts ;

2° Celle qui indique les vitesses ou plus exactement le chemin correspondant parcouru par l'effort.

Le travail, produit de ces deux facteurs, est représenté par l'expression : $\text{travail} = \frac{\text{effort}}{T} \times \frac{\text{vitesse}}{V}$ et l'on verra, par ce qui va suivre, que l'appareil de M. Trouvé donne à tout instant et toujours la valeur des deux facteurs de ce produit.

1^{re} PARTIE. — MESURE DES EFFORTS

La mesure de l'effort peut être obtenue par un grand nombre de ressorts dynamométriques de formes variées.

M. Trouvé a choisi de préférence un ressort à lame élastique plate, fig. I, vue K, n° 7, qu'il loge dans l'axe même du dynamomètre pour le soustraire d'une part aux chocs extérieurs et d'autre part pour éliminer toute cause de perturbation dans les indications par suite de la force centrifuge qui, ici, n'a aucune prise. Cette lame travaille à la torsion, sans frottement, loin de sa limite d'élasticité, de manière à lui assurer une constante rigoureuse.

L'axe que traverse cette lame est creux et il est composé de deux tubes se recouvrant concentriquement ; les deux extrémités de la lame sont fixées à ces tubes qui peuvent suivre les mouvements de rotation et de glissement longitudinal (ce dernier insignifiant) que leur imprime la torsion de la lame.

Un des tubes comporte un manchon fixe découpé en plan incliné B (figures 2 et 3).

Un autre manchon semblable B', libre sur le second tube, est constamment ramené contre le manchon fixe par un léger ressort antagoniste F, à boudin, de

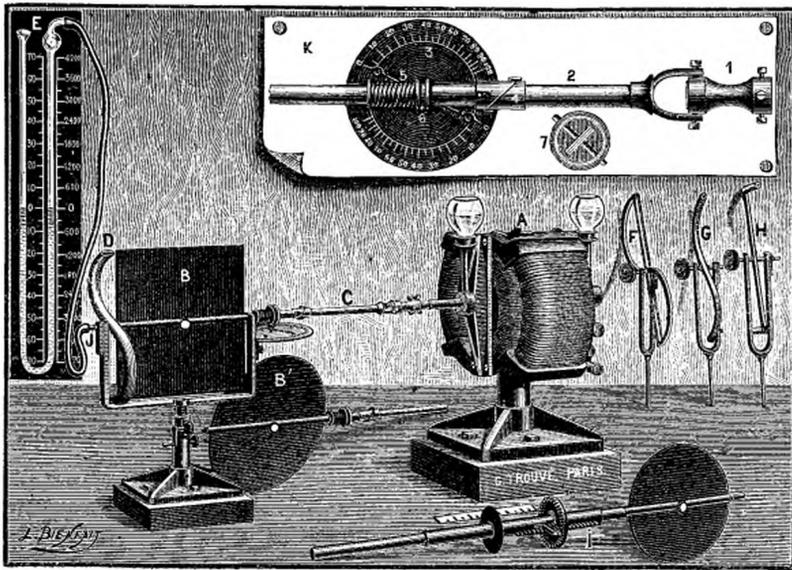


FIG. 1.

- A, Moteur en expérience pouvant développer 30 à 40 kilogrammètres.
 B, B', Freins dynamométriques d'absorption à palette carrée et circulaire appropriés à la mesure des petites forces, depuis celles de quelques grammètres, jusqu'à celles de 40 kilogrammètres.
 C, Dynamomètre à indication curviligne de l'effort sur un cadran dont on voit les détails amplifiés en K au sommet de la figure.
 D, Compte-tours en S agissant par aspiration sur le manomètre E.
 E, Manomètre à liquide.
 F, Compte-tours en S à section carrée.
 G, Compte-tours également en S à section ovoïde.
 H, Compte-tours à branches droites avec ajutages mobiles aux extrémités pour fonctionner dans les deux sens.
 I, Dynamomètre à indication rectiligne de l'effort par le jeu d'un manchon à crémaillère et à pignon.
 J, Presse-étoupe pour assurer l'étanchéité entre le tourniquet D et le manomètre E.
 K, Détails amplifiés du dynamomètre.
 1, Manchon universel à la Cardan s'adaptant sur l'arbre du moteur en expérience.
 2, Dynamomètre à ressort plat fixé par chacune de ses extrémités à deux tubes concentriques constituant l'axe du système et dont les positions relatives déterminent les différents degrés de torsion du ressort dynamométrique indiqués par une aiguille sur le cadran 3.
 3, Cadran gradué empiriquement indiquant les efforts dynamométriques.
 4, Plans inclinés transformant le mouvement de torsion du ressort en mouve-

ment longitudinal actionnant soit l'aiguille du cadran 3, soit la crémaillère du mouvement rectiligne de l'index du dynamomètre I.

5, Ressort antagoniste ramenant la partie mobile du manchon dans sa position normale au repos.

6, Gorge profonde sur le manchon mobile dans laquelle s'engage l'arbre coudé de l'aiguille pour l'entraîner dans son mouvement.

7, Coupe transversale du ressort dynamométrique, qui peut être composé d'une ou de plusieurs lames.

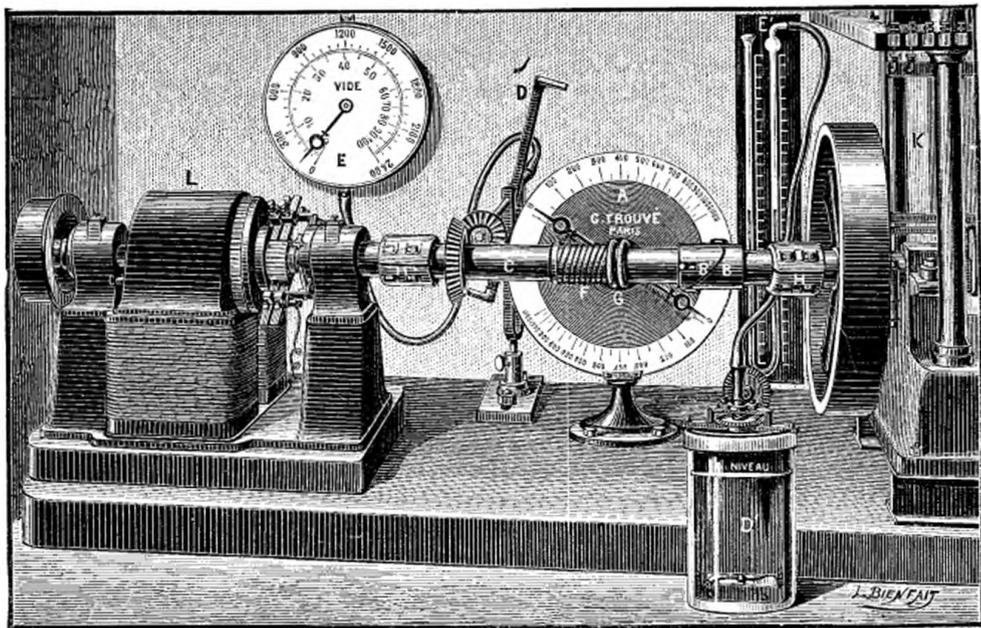


FIG. 2. — DYNAMOMÈTRE D'ABSORPTION PAR MACHINE DYNAMO-ÉLECTRIQUE

- A, Cadran gradué empiriquement, indiquant l'effort dynamométrique.
- B, B' Manchons fixe et mobile à plans inclinés transformant le mouvement de torsion du ressort dynamométrique en mouvement rectiligne pour actionner l'aiguille dans son mouvement curviligne sur le cadran A.
- C, Arbre du dynamomètre.
- D, Compte-tour ou tourniquet à branches droites, avec coudes mobiles aux extrémités participant au mouvement de l'appareil dynamométrique par l'intermédiaire d'un engrenage d'angle multiplicateur et agissant par aspiration sur le manomètre E.
- D, Compte-tour ou tourniquet en S évoluant dans un liquide contenu dans un récipient à niveau constant pour augmenter la sensibilité des indications fournies par le manomètre à colonne liquide E'. Le vase D' est cloisonné de manière à empêcher le mouvement tourbillonnaire du liquide.

- E, E', Manomètres métalliques et à colonne liquide, très sensibles, gradués empiriquement et mis en rapport avec leur tourniquet respectif par l'intermédiaire d'un tube métallique ou de caoutchouc suffisamment résistant pour ne pas modifier la valeur des indications.
- F, Ressort antagoniste ramenant le manchon à plan incliné B' sur le plan incliné du manchon fixe B dans sa position normale au repos.
- G, Gorge profonde du manchon mobile B'.
- H, H' Manchons à écrou reliant l'appareil dynamométrique au moteur K et à la dynamo L.
- K, Machine motrice à vapeur.
- L, Machine dynamo d'absorption dans le circuit de laquelle on intercale des résistances variables de convention ou utiles, suivant les conditions de l'expérience.

manière qu'au repos les deux plans inclinés s'appliquent l'un contre l'autre (1). Le manchon mobile B' est muni d'une coulisse qui ne lui laisse prendre sur le second tube, qu'un mouvement longitudinal sous l'action des efforts de torsion exercés sur l'axe du système.

C'est ce mouvement longitudinal de ce manchon qui est utilisé pour conduire l'aiguille indicatrice des efforts sur un cadran A où sont inscrites empiriquement leurs variations.

A cet effet, le manchon mobile B' est muni d'une gorge profonde G dans laquelle s'engage l'extrémité d'un petit arbre coudé porté par l'aiguille.

Le cadran est gradué empiriquement de la manière suivante :

L'axe du ressort dynamométrique étant solidement relié d'un bout à l'arbre du moteur, on fixe à l'autre extrémité du ressort un double levier équilibré dont le rayon (0^m1592) correspond très exactement à une circonférence de 1 mètre de développement, de sorte que chaque kilogramme appliqué au bout de ce bras de levier représente un travail égal à un kilogrammètre par tour du système.

A une extrémité de ce levier, constituant une véritable balance, on charge l'un des plateaux de poids successifs jusqu'à ce qu'on ait atteint le maximum de torsion que l'on veut donner au ressort, limité ici par deux buttoirs, à 180° dans chaque sens, mais pendant ce temps, on fait opérer au moteur, lentement, le mouvement circulaire nécessaire pour tenir le levier chargé dans la position parfaitement horizontale. On note, à ce moment, la position de l'aiguille sur le cadran et on y inscrit l'effort représenté par le nombre de kilogrammes dont est chargé le plateau, supposons 100 kilogrammes.

On retire successivement 1,2,3,4... kilogrammes jusqu'à ce qu'on arrive à

1. Au début M. Trouvé avait employé un pas hélicoïdal mais les indications du dynamomètre n'avaient lieu que lorsque celui-ci tournait dans un sens déterminé; avec les plans inclinés, les indications sont toujours exactes et ont toujours lieu, sans qu'on ait à se préoccuper ni du sens du mouvement, ni de la position relative des machines entre elles.

0 kilogramme, en ayant soin, pour chacune de ces opérations, de maintenir très exactement la position horizontale de la balance, en détournant le moteur de la quantité voulue.

Chacune des positions de l'aiguille sera marquée sur le cadran, comme précédemment, avec indication de l'effort correspondant au poids tenu en équilibre.

De cette manière, la graduation du cadran ayant été faite du *maximum* au *minimum*, sera toujours plus exacte que la graduation faite en sens contraire.

Les efforts seront déterminés de cette manière avec la plus grande précision et toute erreur d'appréciation se trouve éliminée : tout se borne à lire les chiffres indiqués par l'aiguille sur le cadran qui donne ainsi toutes les valeurs de l'effort E.

II^{me} PARTIE. — MESURE DES VITESSES

Un grand nombre d'appareils déjà connus, disposés en compteurs de tours d'une manière passagère ou permanente auraient pu donner les indications nécessaires si M. Trouvé n'avait eu pour but d'atteindre ici encore la plus grande simplicité.

Le compteur auquel il s'est arrêté, pour les dynamomètres destinés aux petites forces est simplement composé d'un tube formant tourniquet, monté en son milieu sur un axe creux avec lequel il communique, mis en relation par un tube en caoutchouc avec un manomètre soit à liquide, soit métallique E (fig. 2).

Ce tourniquet peut être monté directement sur le prolongement de l'axe même du dynamomètre ou participer à son mouvement par un mode quelconque de transmission sans glissement.

Un petit presse-étoupe assure toujours l'étanchéité de la communication entre le tourniquet et le manomètre.

Les choses étant ainsi disposées, on comprend que le tourniquet participant au mouvement de tout le système, il se produit une sorte de succion de l'air par les orifices libres de ce tourniquet, ce qui détermine une dépression dans la colonne barométrique qui a pour résultat de faire varier le niveau de cette colonne ou le déplacement de l'aiguille du manomètre.

Les indications seront d'autant plus accentuées que les dépressions seront plus grandes par le fait même d'une plus grande vitesse.

Ce montage direct du tourniquet sur l'axe convient dans la plupart des cas lorsque l'on possède une certaine vitesse ; mais dans les cas de petites vitesses, il y a avantage à le commander en dehors de l'axe par une transmission sans glissement qui augmente au besoin son nombre de tours.

M. Trouvé signale encore plusieurs moyens employés par lui pour augmenter l'amplitude des indications ; un premier moyen consiste à faire varier l'inclinaison

son de la colonne liquide, de manière que la pression qu'elle exerce soit plus faible; il est évident que plus on se rapprochera de l'horizontale, sans y atteindre cependant, plus l'appareil sera sensible et plus les indications fournies seront amplifiées.

Un autre moyen très efficace consiste à faire évoluer le tourniquet D (fig. 2) dans un milieu plus dense que l'air D' : l'eau ou le mercure par exemple. Dans ces conditions, les indications atteignent une amplitude considérable en rapport avec les différences de densité et elles restent toujours exactes, en maintenant constant le niveau du liquide employé et en l'empêchant de participer au mouvement tourbillonnaire que produit le tourniquet par une cloison de bas en haut qui divise le vase en deux parties et dont une fenêtre pratiquée dans la cloison, livre juste passage au tourniquet.

Le tourniquet indicateur de vitesse disposé dans l'une ou l'autre des conditions qui viennent d'être décrites, est prêt à recevoir sa graduation qui s'opère alors empiriquement comme pour les efforts.

Pour cela, il est mis en relation avec un moteur qui lui imprime des vitesses croissantes depuis le repos jusqu'à sa limite extrême.

On note chaque déplacement de la colonne liquide ou de l'aiguille du manomètre et on inscrit en regard le nombre de tours correspondant, déterminé très exactement par un compteur totalisateur de tours très exact. Le tourniquet ne changeant pas, les déplacements correspondent toujours aux mêmes vitesses. La vérification en est du reste facile et, dans certains cas, les variations de la colonne liquide atteignent plusieurs mètres. On comprend dès lors que les positions intermédiaires accusent facilement des fractions très minimes de la vitesse.

La sensibilité et l'amplitude des indications dépendent de la vitesse que l'on imprime au tourniquet et du milieu dans lequel il se meut; il en résulte que ces deux propriétés de l'appareil n'ont pour ainsi dire pas de limite. On aura ainsi la valeur de V avec une approximation aussi grande qu'on le voudra.

EMPLOI DU DYNAMOMETRE UNIVERSEL

L'appareil dynamométrique de M. Trouvé ainsi établi devient à volonté un frein d'absorption ou de distribution selon qu'on l'applique isolément sur une machine dont on veut mesurer le travail moteur ou selon qu'on s'en sert pour mesurer le travail absorbé, en reliant par ce dynamomètre la machine motrice et la machine réceptrice.

FREIN D'ABSORPTION DYNAMOMÉTRIQUE.

Le frein dynamométrique de M. Trouvé disposé en absorption permettant, ainsi qu'on va le voir, la mesure du travail sur les plus petites machines comme

sur les plus puissantes, répond à tous les besoins de l'industrie pour lesquels les différents modèles ont été établis.

Pour les petites machines animées d'une grande vitesse angulaire, comme c'est le cas le plus général pour les machines électriques, l'absorption se fait par un volant à ailettes plates indéformables en rotation dans l'air et dont les dimensions varient suivant les efforts du travail à mesurer (1).

La figure 1 montre une disposition particulière de l'appareil pour son application à l'essai d'une machine de 30 à 40 kilogrammètres et dont la vitesse de régime correspond à environ 2 400 tours par minute.

Le frein d'absorption monté sur l'axe est une palette rectangulaire B, mais elle pourrait être remplacée par une hélice, par un disque B', cette forme circulaire présentant l'avantage considérable par son genre de fabrication à l'emportepièce, de pouvoir se trouver toujours d'une exécution identique.

Une série de palettes, de dimensions progressives, pouvant se monter rapidement sur l'axe à la place les unes des autres, permet de choisir celle qui correspond le mieux à la vitesse de régime du moteur, on a ainsi toutes les facilités d'essayer celui-ci à différentes vitesses et de déterminer la palette qui représente le maximum de travail.

Dans ces différents essais, on a eu soin d'observer les efforts et les vitesses angulaires correspondant à l'emploi de chacune des palettes et de déterminer le travail résultant.

Dans ce cas particulier, on peut même, en regard du prolongement de l'aiguille des efforts, (elle est double) tracer sur l'autre moitié du cadran, directement le travail dans chacun des cas de même vitesse et de même effort, condition qui se présente fréquemment quand on a à essayer une série de machines identiques sous tous les rapports, car ici l'effort est fonction de la vitesse angulaire.

Trois courbes d'étalonnage, établies expérimentalement une fois pour toutes, permettent de reconnaître, par une seule observation, la vitesse angulaire, le couple exercé et la puissance produite.

Les mêmes effets sont obtenus avec le dynamomètre I à indications rectilignes sur une règle graduée.

Les vues F G H (fig. 1) représentent diverses formes que l'on peut donner au tourniquet, formes qui n'ont, en réalité, que très peu d'influence sur la rare-

1. Au premier abord on peut être surpris qu'on puisse faire absorber le travail par un frein d'absorption prenant son point d'appui dans l'air. Mais on le sera moins quand on saura que, d'après les expériences faites sur un moteur électrique de M. Trouvé, un travail de 78 kilogrammètres est absorbé, à une vitesse de 2320 tours par minute, par un poids net de 1800 grammes équilibrant l'entraînement sur un levier de 0^m,1592.

faction de l'air ; en pratique, M. Trouvé s'est arrêté à la forme droite pour laquelle le sens du mouvement est indifférent.

La partie supérieure K du dessin représente toutes les parties du dynamomètre amplifiées et la légende explicative placée au-dessous de la figure, complète d'une façon plus détaillée cette description générale. Pour des efforts plus considérables et des vitesses moins grandes, les palettes peuvent tourner dans un milieu plus dense tel que l'eau ou le mercure, et fonctionner comme il a déjà été expliqué pour le tourniquet, dans des vases ou grandes cuves où le mouvement tourbillonnaire est paralysé. Pour les moteurs de grande puissance à vitesse lente ou rapide, l'absorption se fait par une machine dynamo-électrique appropriée, dans le circuit de laquelle on intercale des résistances variables de convention ou utiles suivant les conditions de l'expérience.

La figure 2 représente un frein dynamométrique placé dans ces conditions : d'un côté, la machine motrice K (qui est ici une machine à vapeur), est reliée par l'intermédiaire du dynamomètre, à une machine électrique d'absorption L.

Le dynamomètre de M. Trouvé possède, en outre de la particularité de pouvoir tourner dans les deux sens indifféremment, celle de pouvoir intervertir à volonté les positions de la force motrice et de la résistance.

Dans le cas spécial de machines de très grandes forces, machines puissantes d'usines ou de bâtiments de guerre ou de transport, ce dynamomètre s'applique avec une simplicité remarquable, sans entraîner de modifications des arbres en mouvement.

En effet, un arbre plein, quel que soit son diamètre, peut être considéré comme un ensemble de lames de ressorts juxtaposés, et les différents déplacements circulaires dus à son mouvement de torsion deviennent appréciables et peuvent être lus aussi facilement que dans les dispositions précédentes en amplifiant les indications.

L'arbre lui-même faisant alors l'office de la lame de ressort, M. Trouvé place sur son contour de l'arbre, depuis le point d'application de la puissance jusqu'à celui de la résistance, une enveloppe métallique fixée entre ces deux points et qui est séparée en deux parties au milieu de sa longueur ; ces deux parties ne sont intéressées qu'au mouvement de torsion sans participer à aucun des autres efforts ; M. Trouvé reconstitue alors, à l'aide de ses deux manchons, l'un fixe, l'autre mobile, le dynamomètre décrit précédemment avec tous ses éléments, soit le cadran pour les efforts, — et le tourniquet, actionné par un mouvement multiplicateur, pour les vitesses angulaires.

Il est à remarquer que, dans le cas spécial des machines marines, c'est l'hélice même du bâtiment qui est utilisée comme frein d'absorption.

FREIN DE DISTRIBUTION DYNAMOMÉTRIQUE.

Le frein de distribution, comportant exactement les mêmes organes que les précédents, se comprend facilement à l'inspection de la figure 3.

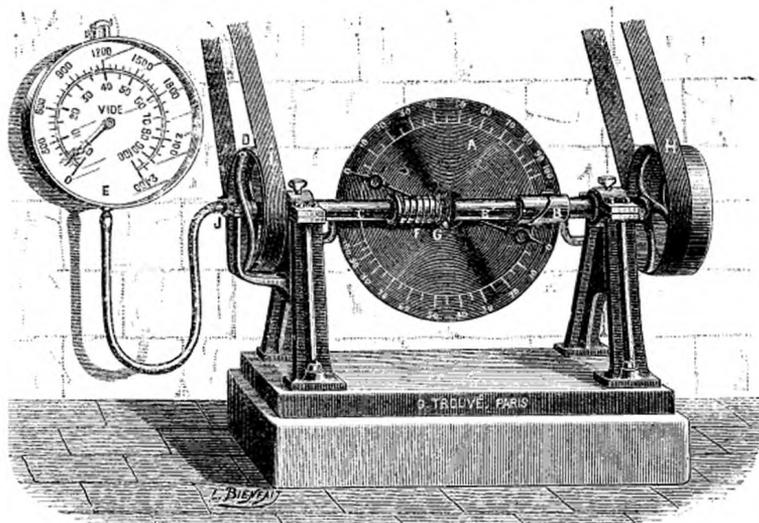


FIG. 3. — DYNAMOMÈTRE DE DISTRIBUTION SUR BATI

- A, Cadran gradué empiriquement, indiquant l'effort dynamométrique.
- B, B', Manchons fixe et mobile à plans inclinés transformant le mouvement de torsion du ressort dynamométrique en mouvement rectiligne pour actionner l'aiguille du cadran A.
- C, Arbre du dynamomètre dont on voit les détails sur la fig. 1, vue K.
- D, Compte-tours en S placé directement sur l'axe du dynamomètre et agissant par aspiration sur le manomètre E.
- E, Manomètre métallique très sensible gradué empiriquement.
- F, Ressort antagoniste à boudin ramenant le manchon mobile B' dans sa position normale au repos.
- G, Gorge profonde du manchon mobile B' sur une manivelle placée sur la circonférence de l'axe de l'aiguille du cadran A et actionnant cette aiguille.
- H, Poulies fixe et folle de commande recevant la courroie du moteur.
- I, Poulie de transmission.
- J, Presse-étoupe pour assurer l'étanchéité entre le manomètre E et le tourniquet D.

Au lieu de servir de relation directe entre le moteur et le récepteur, il est actionné d'un bout par un moteur et par l'intermédiaire de courroies ou d'engrenages et il retransmet à l'autre bout par les mêmes moyens, la force à une autre

machine. Comme précédemment, les deux éléments du travail sont indiqués constamment par la lecture directe.

Malgré les résultats énumérés ci-dessus, M. Trouvé pensant que les mécaniciens accueilleraient plus favorablement un appareil entièrement mécanique, supprimant le tourniquet ou tube à réaction eut l'idée d'appliquer, à la mesure des vitesses, le même principe et les mêmes organes qu'il a imaginés pour la mesure des efforts.

M. Trouvé a donc ajouté à son dynamomètre de la mesure des efforts un appareil en tout semblable, mais de dimensions très réduites, qui sert d'indicateur de vitesse. Ce modèle définitif, le dynamomètre de M. Trouvé constitue par son ensemble robuste, d'une simplicité remarquable, difficile à surpasser, un nouvel organe mécanique pour la mesure du travail, de la plus haute valeur.

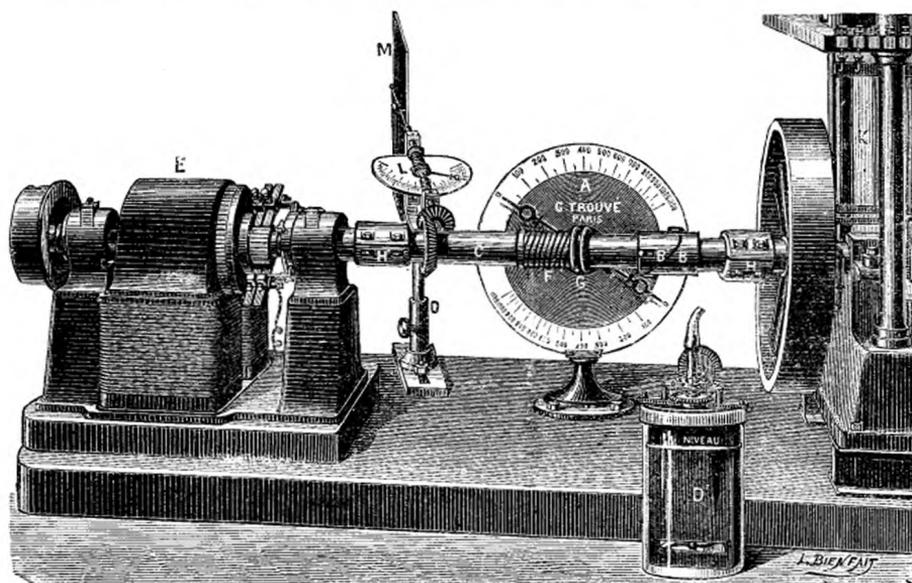


FIG. 4. — DYNAMOMÈTRE D'ABSORPTION PAR MACHINE DYNAMO-ÉLECTRIQUE (MODÈLE DÉFINITIF) DE M. TROUVÉ

- A, Cadran indicateur de l'effort dynamométrique.
- B, B', Manchons inclinés; B est fixe sur l'arbre C, B' est mobile dans le sens longitudinal et transforme ainsi le mouvement de torsion du ressort dynamométrique en un mouvement rectiligne qui actionne l'aiguille du cadran A.
- C, Arbre du dynamomètre.
- D, Tourniquet à succion, remplacé par l'appareil OLM ou indicateur des vitesses angulaires : cet indicateur des vitesses est une réduction du dynamomètre proprement dit.

- E Machine dynamo d'absorption.
 F, Léger ressort antagoniste ramenant le manchon mobile B' sur le manchon fixe B, de façon que les deux plans inclinés coïncident dans la position normale au repos.
 G, Gorge profonde dans laquelle pénètre la petite manivelle qui entraîne l'aiguille du cadran A.
 H, H' Colliers à écrous, réunissant l'appareil dynamométrique au moteur K et à la machine dynamo E.
 K, Machine moteur à vapeur.
 L, Cadran indicateur des vitesses angulaires.
 OLM, Appareil indicateur de vitesses, en tout semblable au dynamomètre proprement dit, composé des mêmes organes, mais en réduction M est un volant à palettes légères indéformable.

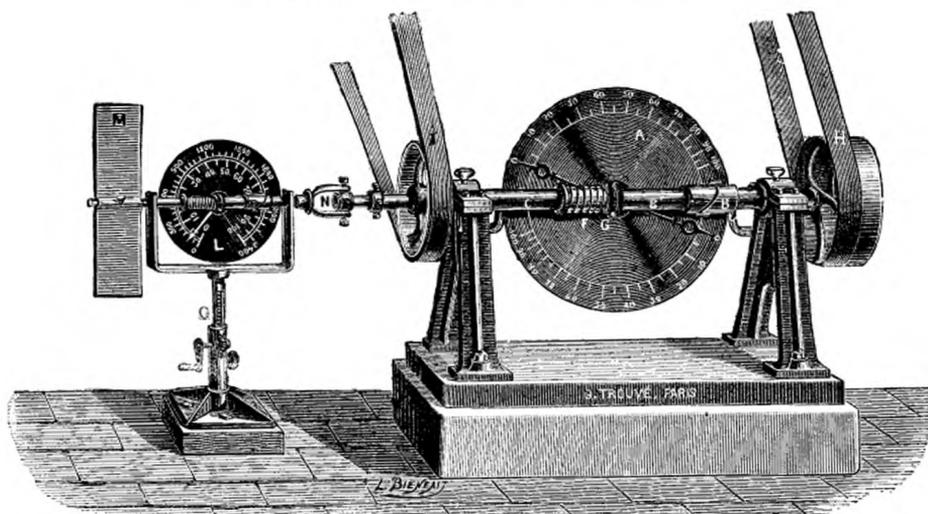


FIG. 5. — DYNAMOMÈTRE DE DISTRIBUTION OU DE TRANSMISSION
 (MODÈLE DÉFINITIF) DE M. TROUVÉ

- A, Cadran indiquant l'effort dynamométrique.
 B, B' Manchons fixe et mobile, à plans inclinés, actionnant l'aiguille du cadran A.
 C, Arbre du dynamomètre.
 F, Léger ressort antagoniste à boudin ramenant le manchon mobile B dans sa position normale au repos.
 G, Gorge profonde du manchon mobile B' agissant sur l'arbre coudé de l'aiguille du cadran A.
 H, Poulies fixe et folle de commande recevant la courroie du moteur.
 H', Poulie de distribution ou de transmission.
 L, Cadran indiquant les vitesses angulaires, par un mécanisme en tout semblable, mais en réduction, à celui du dynamomètre d'absorption à palettes (fig. 1).

CONCLUSIONS

En résumé, M. Trouvé estime que son dynamomètre universel est appelé à rendre des services signalés à l'industrie pour les raisons suivantes :

1° Il donne, à tout moment des indications précises et à lecture directe qui sont indépendantes d'erreurs, de calculs et d'appréciations.

Les effets en sont constants et permanents.

Cette permanence des résultats donne, à chaque instant, le moyen de se rendre compte du prix de revient du travail (représenté par le combustible consommé comparé au travail rendu.

2° Il convient tout aussi bien aux petites forces qu'aux grandes ; il peut s'adapter directement entre la puissance et la résistance, sans qu'on ait à se préoccuper ni du sens du mouvement, ni de la position relative des machines entre elles.

L'emploi du ressort plat évite les frottements, les effets de la force centrifuge, et il permet, sans faire subir de changement à aucun des organes de l'appareil, de pouvoir doubler, tripler.... sa puissance en doublant, triplant.... le nombre des lames suivant la résistance à vaincre, sans augmentation du volume du dynamomètre.

C'est en même temps un frein d'absorption et de distribution donnant, à lecture directe, les valeurs exactes des deux facteurs du travail : $E \times V$ quelles qu'en soient les conditions.

Les résultats, toujours constants dans leur exactitude, et les indications permanentes peuvent être enregistrés par les appareils connus.

La simplicité de ces dynamomètres d'absorption et de distribution est une des garanties de leur bon fonctionnement et le frottement tout à fait négligeable des organes de mesure, est une des raisons de l'exactitude de leurs indications.

NOTE

SUR UN

COMPTEUR TOTALISATEUR A DEUX ROULETTES

et à mouvement différentiel

PAR

M. N.-J. RAFFARD

Dans les expériences dynamométriques de longue durée, sur la traction des véhicules, des charrues, ainsi que sur des machines-outils, par exemple, l'emploi d'un totalisateur donnant directement les résultats, devient souvent indispensable.

C'est pourquoi l'étude suivante qui a pour objet la construction d'un de ces appareils de mesure n'est peut-être pas sans intérêt.

Vous connaissez tous le totalisateur à plateau et à roulette de Poncelet et du général Morin, représenté ci-contre figure 1. Cet appareil classique a rendu et rend encore de grands services, malheureusement on a souvent constaté que les indications qu'il donnait étaient inférieures au travail réellement dépensé, et que l'écart était d'autant plus grand que, pendant l'expérience, l'action de la puissance motrice ou celle de la résistance à vaincre avait été plus faible et plus irrégulière. L'erreur provient toujours d'un certain patinage ou glissement de la roulette sur le plateau, et l'écart est d'autant plus grand que la roulette est restée plus longtemps dans le voisinage du centre du plateau ; malheureusement rien dans l'appareil ne constatant l'étendue ni même la présence de ces glissements, on est toujours dans le doute sur l'exactitude des résultats qu'il fournit.

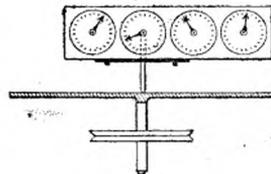


FIG. 1

C'est dans le but de soustraire l'appareil à cet inconvénient, que j'ai imaginé

le dispositif à deux roulettes représenté par la figure 2, dans lequel, deux roulettes situées de part et d'autre de l'axe d'un plateau annulaire sont solidaires d'une même pièce reliée au ressort du dynamomètre.

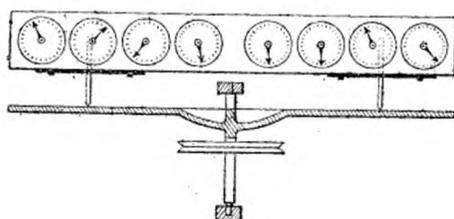


FIG. 2

Cette disposition offre les avantages suivants :

1° Dans leur déplacement par suite des variations de l'effort, les roulettes roulent toujours sur des circonférences dont le diamètre est très grand par rapport au leur, ce qui supprime le glissement ou tout au moins le rend à peu près constant quelle que soit la distance de la roulette à l'axe du plateau. De plus le sens de la rotation des roulettes ne change pas lorsque le travail à enregistrer devient négatif (1).

2° La distance des deux roulettes, dont les diamètres sont parfaitement égaux étant invariable, elles se déplacent toujours également de part et d'autre du cercle médiant de l'anneau : l'une d'elles se rapprochant de l'axe de l'anneau précisément de la même quantité dont l'autre s'en éloigne ; il en résulte donc que quelles que soient les variations de tension du ressort du dynamomètre, et par suite les déplacements des roulettes par rapport à l'axe du plateau annulaire, la somme des nombres de tours des deux roulettes reste constante pour un même nombre de tours de ce plateau. Ce rapport constant entre les nombres de tours du plateau et celui des roulettes servira précisément de contrôle au fonctionnement de l'appareil, car il permettra de constater le glissement des roulettes et d'évaluer la grandeur des corrections à apporter aux résultats indiqués.

Le fonctionnement du totalisateur à deux roulettes se conçoit aisément, car il est tout-à-fait semblable à celui du totalisateur à une seule roulette. Tant que le ressort du dynamomètre est au zéro, les deux roulettes tournent en sens contraire, roulant avec une égale vitesse angulaire sur une même circonférence de l'anneau, et chacun des compteurs que ces roulettes actionnent indiquent exactement le même nombre (si l'appareil est bien réglé) ; mais quand, par suite d'une résistance à surmonter, ce ressort vient à fléchir, alors les nombres de tours des

1. Quand pendant l'expérience, le travail à enregistrer doit devenir négatif à un certain moment, on emploie alors un ressort de dynamomètre formé de deux ressorts tendus en opposition.

deux roulettes varient également en sens contraire, et la différence de leurs nombres de tours, indiquée par un système différentiel est proportionnelle au travail transmis. S'il n'y a pas eu de glissement, le rapport de la somme des nombre de tours des deux roulettes à celui des nombres de tours du plateau n'aura pas sensiblement varié. L'appareil se sert donc à lui-même de contrôle.

NOUVEAU DISPOSITIF
DU TOTALISATEUR A DEUX ROULETTES

Depuis ma récente communication au Congrès de mécanique portant sur un totalisateur à deux roulettes, j'ai pensé qu'il y aurait peut-être avantage à remplacer le plateau annulaire de cet appareil par deux troncs de cône identiques dont les axes se couperaient et dont la vitesse angulaire serait exactement la même. Ces cônes étant disposés de telle manière que chacun d'eux ait une génératrice en coïncidence avec une ligne droite parallèle à l'axe des roulettes, cette droite étant le lieu de contact des roulettes sur les cônes.

Cette solution est susceptible des deux dispositions que nous allons signaler.

Dans la première, représentée (figure 3), les deux cônes A et A' s'en-

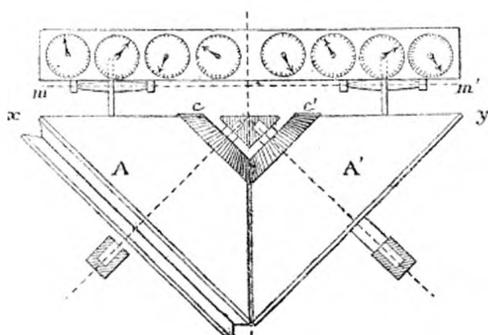


FIG. 3

traînent mutuellement par des couronnes dentées cc' fixées aux deux petites bases de ces cônes, dont les surfaces coïncident avec la droite xy , parallèle à l'axe $m m'$ des roulettes du compteur.

L'appareil se conçoit aisément et l'on comprend que cette construction ne

change rien au principe du totalisateur à deux roulettes, car ces cônes développés représenteraient chacun une moitié du plateau annulaire.

La seconde disposition indiquée par la figure 4, est l'inverse de la première : les cônes tronqués A et A' s'entraînent par les grandes bases au moyen des engrenages *c c'*. Rien n'est encore changé, car, comme dans le cas précédent, la somme des révolutions des roulettes reste la même, quelle que soit leur position sur les cônes : ce qui assure le contrôle du fonctionnement de l'appareil ; il va sans dire que la distance qui sépare les deux roulettes reste toujours invariable.

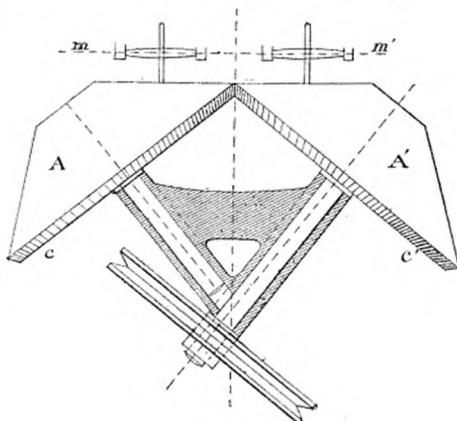


FIG. 4

Ces dispositifs à cônes possèdent l'avantage de pouvoir, pour un même diamètre des roulettes et des circonférences moyennes des cônes, faire varier la différence des nombres de tours des roulettes, correspondant à une flexion donnée du ressort. On conçoit en effet que si l'on donne à ces cônes des formes successives comprises entre un cercle et un cylindre, il faudra une flexion de plus en plus grande, pour une même indication du compteur. On est donc maître dans la construction de ces appareils de modifier les conditions de fonctionnement du compteur.

D'autre part l'emploi des cônes semble devoir améliorer le roulement des roulettes.

Nous avons vu dans notre précédente note, que la roulette glissait vers le centre du plateau, et bien que le roulement fut de meilleur en meilleur à mesure qu'elle s'éloignait davantage du centre, ce roulement n'était jamais géométriquement parfait (1). Il le serait au contraire sur une surface cylindrique dont

1. Pour qu'il le fût, il faudrait que l'axe des roulettes passe toujours par le centre du plateau au lieu de lui être parallèle.

l'axe serait parallèle à celui des roulettes. Or la disposition par cônes dont les axes sont inclinés par rapport à celui des roulettes est intermédiaire entre celle du plateau dont l'axe est perpendiculaire à celui des roulettes et celle du cylindre dont l'axe lui serait parallèle. Il y a donc lieu de croire qu'à égale surface de plateau annulaire et de cône, le roulement des roulettes dans l'appareil à cônes sera encore plus parfait que dans celui à plateau annulaire.

NOTE

SUR LES

TRANSMISSIONS PAR POULIES ET COURROIES

PAR

M. A. BRANCHER

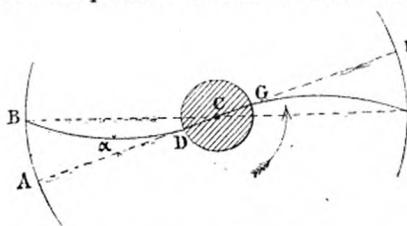
RÉSULTATS DIFFÉRENTS OBTENUS AVEC LES POULIES
DE TRANSMISSION SUIVANT LEUR MODE DE CONSTRUCTION
ET LEUR INSTALLATION.
DISPOSITIONS PRISES POUR AUGMENTER LEUR RENDEMENT.

Depuis quelques années les poulies en tôle de fer ou d'acier ont pris dans les ateliers de mécanique appliquée une grande faveur. — Les constructeurs étrangers ont présenté une variété de types différents assez grande pour embarrasser le choix du mécanicien. — En dehors des qualités inhérentes au choix de leur matériaux qui constituent leur *légèreté* et leur *résistance*. Il faut remarquer la sécurité que peut donner la combinaison rationnelle des trois éléments constitutifs de la poulie en fer. 1° Limbe ou jante, 2° bras, et 3° moyeu.

L'avantage sur les poulies en fonte est facile à établir, car, pour alléger les poulies en fonte, les difficultés rencontrées dans la fonderie sont nombreuses. Il faut établir entre les sections et les masses des différentes parties, les proportions convenables pour éviter les retraits inégaux et, suivant un ingénieur bien compétent en ces matières, les calculs ne prévalent pas contre les incertitudes des tensions provenant des contractions contrariées dans le moule, et le coefficient de sécurité, qu'on se donne au jugé, entraîne à des poids que l'on serait tenté de croire exagérés et même intéressés de la part des fondeurs. Dans ces derniers temps on a sacrifié le coefficient de sécurité pour gagner de la légèreté.

Les accidents survenus aux poulies de grande vitesse ont alors déterminé la faveur des poulies en tôle.

Dans le calcul des poulies en fonte, une des grandes préoccupations réside dans l'évaluation des efforts dus à la force centrifuge, par suite du poids de la jante (3 et 4 fois supérieur à celui des autres parties de la poulie) et des réactions auxquelles sont soumis les bras. Comme le calcul le prouve, les bras travaillent, dans le cas de jante rigide,



plus à la traction qu'à la flexion et la fonte est peu favorable à ce genre de résistance; voici pour les poulies en fer la marche suivie dans l'évaluation des efforts auxquels résistent les bras des poulies en fer dont nous nous occupons.

Soit ADGI un bras diamétral devenant par le couple de torsion du moyeu : BDCH.

Les bras, dans le léger déplacement relatif, sont fléchis, et surtendus, puisque la distance AI = BH invariable.

Nous négligerons l'effet d'obliquité de DCG sur BCH, car il tend encore à donner la prédominance à la tension des bras sur la flexion.

1^{re} Flexion. Soit l la longueur du bras en millimètres,

a son demi diamètre en millimètres.

S sa charge égale 15 kilogrammes à la limite d'élasticité par millimètre carré,

I moment d'inertie en millimètres carrés,

P charge en kilogrammes à la jante pour 1 bras.

E = 20 000 module d'élasticité par millimètre carré,

f flèche.

$$AB = f = \frac{P l^3}{3IE} \quad P = \frac{15 I}{l a} \quad \text{d'où en remplaçant } P \text{ par sa valeur } f = \frac{5 l^2}{20000 a}$$

ou

$$\frac{a f}{l} = \frac{5 l}{20000}$$

En prenant l pour unité, a sera exprimé en fraction de l .
on aura

$$a f = \frac{5}{20000} = \frac{1}{4000} = 0,00025$$

$$f = \frac{1}{4000 a}$$

Allongement des bras, (en négligeant l'influence du moyeu qui tend encore à faire prédominer l'action en traction des bras.)

Considérons ADB comme triangle rectangle en A avec angle BDA = α (l toujours pris pour unité.) Approximativement BA = $\sin \alpha$ et

$$\frac{\text{AD Bras unité}}{\text{BD Bras allongé}} = \cos \alpha$$

le bras à la limite d'élasticité devient 1,007 (UHLAND).

$$\cos \alpha = \frac{1}{1,0007} = 0,99993 \dots$$

$$f' = \sin \alpha = \sqrt{1 - (0,99993)^2} = \sqrt{0,0000289049}$$

pour la traction

$$f'' = \sin \alpha = 0,005360 \quad \text{à la limite d'élasticité}$$

on avait par flexion à limite d'élasticité

$$f = \frac{5}{20000 a}$$

donc même si $a = 0,05$ de l on aura seulement

$$f = \frac{5}{20000 \times 0,05} = \frac{5}{1000} = 0,005$$

et pour les valeurs de a inférieures à 0,05 de l , on aura f plus grand, ainsi pour $a = 0,04$ $f = 0,0062$, donc la rupture par allongement précèdera de beaucoup celle par flexion, car le déplacement f' occasionnant rupture par allongement est plus petit que celui occasionnant rupture par flexion.

Mais à une jante rigide nous opposons l'hypothèse vraie d'une jante faiblement flexible en tôle d'acier, pour rentrer dans la thèse de la double flexion des bras, nous calculons nos bras comme devant résister aux efforts qui sollicitent la jante et les bras aux points d'entrée et d'échappement de la courroie.

Cette méthode donne des résultats consacrés par la pratique, on arrive ainsi à avoir des bras en fer de bonne qualité, solidarisés avec le moyeu par encastrement et articulés au limbe dont le fonctionnement est très satisfaisant.

En outre, nous justifions la préférence des mécaniciens pour la poulie à jante de tôle d'acier ou de fer, par l'accroissement de rendement dû au coefficient de frottement. En effet, dans les poulies en fonte, en pratique, on admet très généralement un coefficient $f = 0,30$; pour les poulies en fer avec jante ou limbe perforé $f = 0,50$.

Les formules fondamentales qui règlent les tensions des brins de la courroie sont suffisamment connues.

Soit l'effort tangentiel qui correspond à l'effet utile de la poulie désignée par Q, les tensions par T et t du brin conducteur et du brin conduit, f le coefficient

de frottement, θ l'angle embrassé par la courroie, e base des logarithmes népériens = 2,718.

On a :

$$Q = T - t = T (1 - e^{f\theta})$$

ou

$$Q = T (e^{fn\pi} - 1) = T (e^{fn\pi} - 1) \quad (1)$$

et la tension initiale pour deux poulies sera :

$$T = \frac{T_1 \times T_2}{2Q} = \frac{(e^{fn\pi} + 1)}{2(e^{f\theta} - 1)}$$

De ces formules, on conclut que le rendement des poulies dépend essentiellement de la valeur du coefficient de frottement et de l'arc embrassé qui entrent dans la formule comme coefficients exponentiels positifs.

D'après Unwin, Leloutre, Wils, Ulhand, les coefficients pratiques d'une courroie sur un limbe en fonte seraient :

$f = 0,155$ pour un limbe en fonte lisse.

$f = 0,286$ pour un limbe en tôle de fer poli par l'usage.

$f = 0,376$ pour un limbe en tôle d'acier.

$f = 0,482$ pour un limbe en tôle perforée (1).

Ce coefficient varie avec la vitesse, la nature des contacts et la pression. Cette dernière cause doit être le plus près possible de sa limite inférieure.

Pour une courroie ordinaire on admet *un effort de 20 kilogrammes* comme limite normale de tension.

Jantes en fonte.

$$T = 20 \text{ kilog.} \quad t = 0,6 T = 12 \text{ kg.}$$

$$Q = 8 \text{ kg.}$$

$$L = \frac{T - t}{T_1 - T_2} = \frac{Q}{8} = \frac{180 \text{ chev.}}{\text{Diam.} \times \text{et nomb. de tours}}$$

Limbes en fer.

$$T = 20 \text{ kilog.} \quad t = 0,4 T = 8 \text{ kilog.}$$

$$Q = 12 \text{ k.}$$

$$l = \frac{125}{DN}$$

(1) Les coefficients de frottement des courroies sur limbe sont très variables suivant les cas d'application. Nous avons indiqué les chiffres les plus bas.

Avec

$$f = 0,30 \quad \text{on a} \quad \frac{12 - 8}{8} = \frac{1}{2} \text{ soit } 50 \% \text{ en plus.}$$

$$f = 0,20 \quad \frac{9,48 - 8}{8} = \frac{1,48}{8} \text{ soit } 18,5 \%$$

Si à ce premier bénéfice on ajoute celui obtenu par l'accroissement de l'arc embrassé on reconnaît *l'économie* résultant de ces dispositions. Dans les transmissions de mouvement par poulie et courroie, on gagne, avec de bonnes dispositions, 25 et 30 % de force inutilement absorbée par les frottements exagérés dus à des installations défectueuses. C'est ce que je tenais à démontrer le plus brièvement possible.

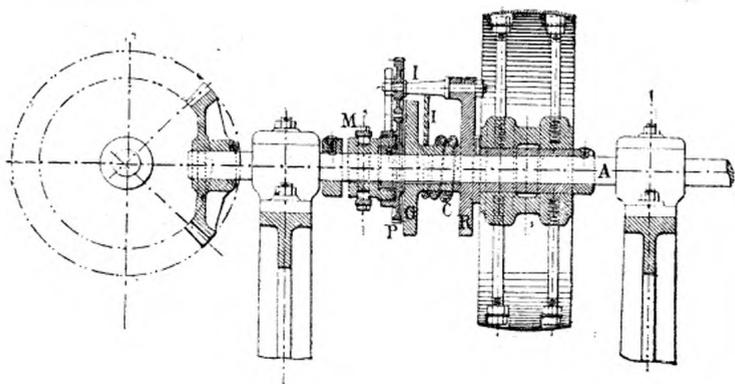


FIG. 1

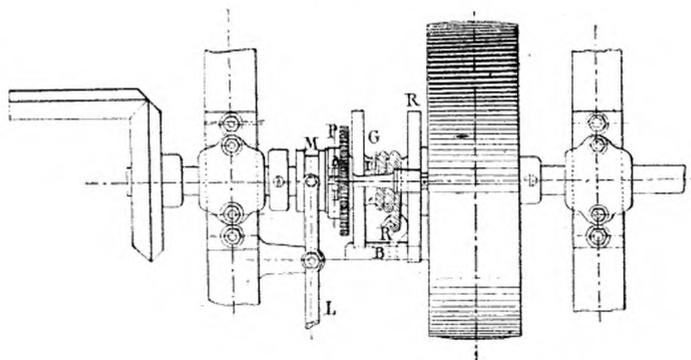


FIG. 2

Les considérations sur la formule de l'enroulement des courroies ou cordes nous ont conduit au self-embayage représenté par les figures ci-jointes.

Le principe de l'appareil repose sur l'accroissement rapide de l'effort obtenu par l'enroulement d'une corde ou lien flexible autour d'un cylindre G.

La formule

$$R = T e^{f n \pi} = T \times 2.718^{0.4 n \pi}$$

donne la valeur de la résistance, qui au troisième tour est plus de 500 fois supérieure à l'action T.

Les figures 1 et 2 donnent, en coupe verticale et en plan, une première disposition de ce self-embroyage funiculaire à enclenchement direct, dans lequel :

R est le plateau à entraîner;

G un manchon calé sur l'arbre A et sur lequel s'enroule la corde C;

I petit axe parallèle au premier auquel est attachée l'extrémité de cette corde.

M manchon glissière portant cône de friction ou gril;

L levier actionnant le manchon M;

P plateau à engrenage actionnant le pignon de l'axe I.

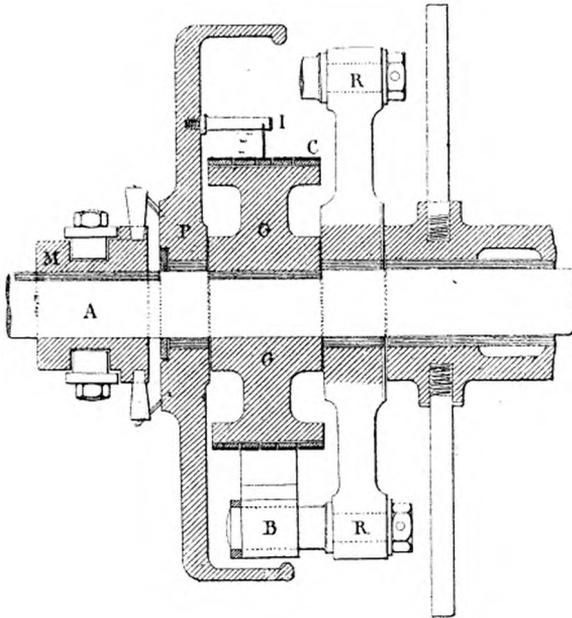


FIG. 3

Après avoir établi un appareil marchant avec une corde, nous avons adopté le collier à lames parallèles et successives dont le travail est analogue à celui d'une corde enroulée en hélice.

Ce dispositif a permis de simplifier l'appareil qui est représenté figures 3 et 4.

Le collier formé de 3 ou 5 spires a un diamètre légèrement supérieur à celui du galet G dans sa position libre; mais dès que le moindre effort, exercé en I, ferme le premier cercle, le mouvement se propage dans les cercles successifs, en s'accroissant jusqu'à l'extrémité, et l'effort ainsi accru est utilisé pour entraîner le plateau R.

Aussitôt que l'effort, si minime qu'il soit, exercé en I, cesse, le collier se détend, le plateau R redevient indépendant, ainsi que la poulie et l'outil conduit par cette transmission. Quant à l'action sur le brin libre I, on l'obtient au moyen d'un cône de friction ou d'un gril avec lames que l'on manœuvre à l'aide d'un levier actionné directement ou au moyen d'une vis.

Dans ces figures :

- A représente l'arbre moteur;
- G le galet d'entraînement calé sur l'arbre;
- M un manchon glissière à cône ou à peigne;
- R.R' plateau à entraîner;
- P plateau d'enclenchement;
- C collier à lames d'acier et cuir;
- B maneton reliant RR' à C;
- I extrémité de la première lame fixée à P.

La figure 4 est une coupe de l'appareil montrant le collier serré sur le galet.

À l'Exposition de 1889, un appareil de ce genre servait à embrayer une dynamo qui faisait 1400 tours par minute.

Ce système paraît présenter toute la sécurité désirable pour embrayer en marche, sur les moteurs à grande vitesse, les récepteurs les plus résistants.

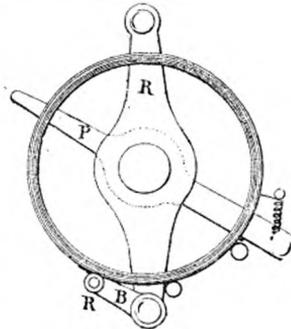


FIG. 4

NOTE

SUR UN

Indicateur de vitesse ou Cinémomètre

ET SUR DES

indicateurs de travail et de puissance

PAR

MM. RICHARD Frères

L'objet de cette communication est de faire connaître une disposition mécanique applicable aux mesures industrielles permettant d'obtenir le produit ou le quotient de deux ou plusieurs mouvements. Mais, avant d'entrer dans son exposé, nous vous prions de nous permettre une courte digression et de signaler à votre attention, le rôle très intéressant que les instruments enregistreurs en général sont appelés à jouer dans l'industrie.

Si en effet nous considérons les questions de pression des générateurs ou encore de tirage des cheminées, nous voyons que l'emploi des enregistreurs appliqués à contrôler les phénomènes mécaniques procure des avantages considérables, au premier rang desquels il faut citer l'économie.

Nous avons entendu hier une très remarquable communication de M. Bour, sur l'utilité de la surveillance des appareils à vapeur. Eh bien cette surveillance est facilitée, au plus haut degré, par les appareils écrivant leurs indications sur un papier en l'absence des ingénieurs. Les manomètres enregistreurs et les indicateurs de niveau d'eau, par exemple, permettent, en cas d'accident, d'établir nettement les responsabilités s'ils ne suppriment pas complètement les chances d'explosion.

Lorsque les enregistreurs ont fait leur apparition dans les usines, ils ont tout d'abord été l'objet de la malveillance des ouvriers qu'ils étaient chargés de contrôler, mais ces ouvriers ont vite reconnu que l'enregistreur ne pouvait que leur

être utile. En effet, si d'une part l'ouvrier est l'objet d'un contrôle, il se trouve, d'autre part, déchargé de toute responsabilité, s'il fait bien le service pour lequel il est salarié ! De plus, les ingénieurs sont tout disposés à payer, par une prime supplémentaire, les opérations industrielles bien conduites, et dès lors l'enregistreur au lieu d'être regardé comme un ennemi se trouve devenir la cause d'un bénéfice pour tout le monde, car il suffit que l'ouvrier se sache surveillé pour qu'il fasse bien son service.

Nous pourrions citer à l'appui de cette assertion, de nombreuses usines où le cas s'est produit, à la raffinerie Say par exemple, toutes les opérations mécaniques sont aujourd'hui contrôlées, par des enregistreurs, pression de générateurs, tirage des cheminées, températures diverses de toutes les opérations d'une raffinerie, y compris celles des fours Siemens qui atteignent 1800 degrés, etc.

De plus les graphiques obtenus au moyen des enregistreurs permettent aux ingénieurs de se rendre compte des phénomènes qui échappent à l'observation directe et leur emploi a souvent des résultats les plus inattendus.

Par exemple, pour revenir à la raffinerie Say, un pyromètre enregistreur a décelé des pertes considérables de calorique dans les fours à décarbonater la strontiane et a été la cause d'une véritable révolution dans l'usine. On a substitué, du jour au lendemain, la production de l'oxyde de carbone par le coke à celle qui était faite par la houille. On a démolì pour 30 000 francs de fours. Mais l'année qui suivit ce nouveau régime montra qu'on avait réalisé une économie totale d'environ une centaine de mille francs.

Nous appelons donc toute votre attention sur l'utilité de développer les applications de ces appareils dans toutes les usines.

Cette digression terminée, nous allons aborder le point principal de cette communication, l'exposé d'un appareil destiné à donner le produit ou le quotient de deux ou plusieurs mesures.

A première vue, il semble qu'un semblable appareil ne soit que d'un intérêt spéculatif et qu'on ait guère d'occasion de l'utiliser. Mais il suffit de se rendre compte de ce que sont exactement la vitesse d'une machine, son travail, sa puissance, pour voir qu'une disposition mécanique justement cinématique et donnant le résultat d'un produit ou d'un quotient soit de la plus haute utilité au point de vue des mesures qu'on a intérêt de prendre dans les usines, la formule de la vitesse étant $V = \frac{e}{t}$ celle du travail étant $T = e \times F$, celle de la puissance étant $P = \frac{e \times F}{t}$.

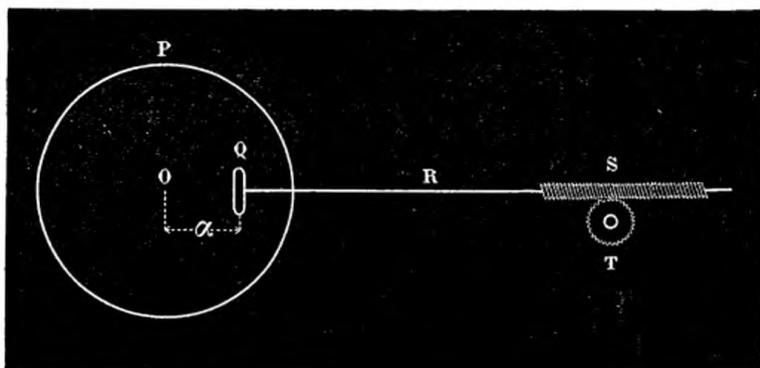
Nous allons tout d'abord exposer le principe de l'appareil de produit et de quotient et nous examinerons ensuite de quelle manière nous l'avons appliqué et utilisé.

Considérons un plateau P, et, sur ce plateau, une roulette R appliquée contre sa surface, supposons la roulette calée à l'extrémité d'un vis sans fin V engrenant avec une roue tangentielle S.

Admettons que la roulette R ne puisse pas glisser et animons le plateau P d'un mouvement de rotation A. Si la roulette R se trouve au centre du plateau quel que soit le mouvement de ce plateau, elle ne tournera pas, mais si nous la portons sur des rayons de plus en plus grands, elle tournera :

1° proportionnellement au mouvement A.

2° proportionnellement à la distance α . Elle tournera donc sans qu'il y ait besoin de le démontrer proportionnellement au produit A α .



Par suite la roue S prendra un mouvement proportionnel à ce produit, et nous aurons en appelant B ce mouvement,

$$B = \alpha A$$

Ceci suppose que α et A sont les quantités connues et B l'inconnue, mais si nous nous donnons A et B nous aurons évidemment :

$$\alpha = \frac{B}{A}$$

L'ensemble du plateau, de la roulette et de la roue tangentielle nous fournit donc un moyen mécanique d'obtenir un produit ou un quotient, mais il ne nous le fournit qu'à une condition expresse c'est qu'il n'y ait point glissement de la roulette sur le plateau.

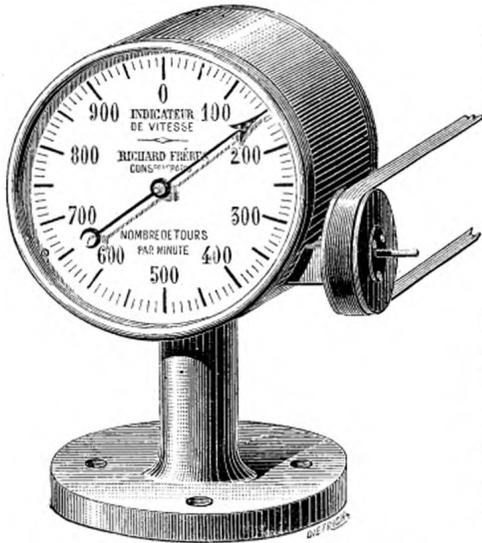
Or pratiquement et tel que, cela est presque impossible. Nous avons eu l'idée de remplacer le frottement d'entraînement par un roulement en plaçant parallèlement un deuxième plateau tournant en sens inverse du premier et appuyant sur la roulette au moyen d'un ressort. De cette façon, même si les plateaux n'étaient point rigoureusement plans, il ne pourrait y avoir glissement. La roulette se trouve toujours et parfaitement entraînée.

Ce principe posé, nous allons montrer comment nous l'avons utilisé et quels appareils nous avons ainsi pu construire.

Le premier est l'indicateur de vitesse.

La vitesse a , comme nous l'avons dit plus haut, pour formule $V = \frac{e}{t}$ désignant l'espace parcouru, et t le temps.

L'espace parcouru étant, dans une machine, le nombre de tours, ce qu'il faut indiquer c'est le quotient du nombre de tours par le temps. Notre appareil est par suite construit de la manière suivante :



Un arbre portant une poulie commandée par la machine fait tourner la roue tangentielle désignée par S, il tend à entraîner la roulette loin du centre des plateaux, mais en même temps il entraîne un régulateur isochrone Foucault qui commande le plateau. Ceux-ci se mettent donc à tourner proportionnellement au temps et tendent à amener à leur centre la roulette. La roulette vient alors chercher, sur la surface des plateaux, une position qui correspond au régime d'équilibre devant exister entre le mouvement de la roue tangentielle et celui du plateau,

position qui, comme nous l'avons vu, correspond au quotient des deux mouvements, c'est-à-dire à la vitesse absolue.

Comme cette position est donnée par les déplacements de la roulette, on transmet ceux-ci, par un moyen très simple, à une aiguille indicatrice ou à un stylet enregistreur.

Notre appareil donne comme vous le voyez la vitesse dans son expression absolue par une fonction cinématique et par conséquent sans consommer de force appréciable. Ses indications sont absolument indépendantes de l'état de lubrification des organes. Vous savez combien cette qualité existe peu dans les appareils dits tachymètres, dans lesquels on fait produire à la machine une force, telle que la force centrifuge par exemple, qu'on vient mesurer à l'aide de poids ou de ressorts.

Pour avoir le travail, celui-ci étant égal au produit de l'espace parcouru par l'effort sur l'arbre, nous faisons tourner les deux plateaux proportionnellement au nombre de tours par une commande de poulie et nous faisons déplacer la roulette proportionnellement à l'effort de l'arbre en la faisant déplacer par un dynamomètre de rotation. La roue tangentielle prend alors un mouvement égal au travail et indique sur un compteur à cadran le nombre de kilogrammètres dépensés.

Dynamomètre de White à sommier. Dans le totalisateur de travail dont nous

venons de parler, le dynamomètre peut être quelconque, nous recommandons cependant l'emploi du dynamomètre de *White* modifié par nous. Dans ce nouvel appareil nous faisons agir l'effort sur un sommier rempli de liquide et l'effort est perçu au moyen d'un manomètre. Les avantages de cette disposition sont nombreux. Nous citerons, entre autres, la suppression complète des effets d'inertie, l'absence d'axes, de pivots, etc., dont le frottement est une cause d'erreur, enfin le remplacement facile de l'organe de mesure qui peut toujours être réétalonné facilement.

Pour passer du travail à la puissance il faut diviser le travail par le temps, puisque la formule est $P = \frac{e \times F}{t}$.

Le travail étant traduit dans l'appareil précédent par un mouvement de rotation de la roue tangentielle nous faisons agir cette roue sur une seconde vis sans fin dont l'extrémité porte une roulette laminée par deux plateaux qui sont mus d'un mouvement isochrone par un régulateur Foucault.

D'après les principes que nous avons émis plus haut, la roulette prend sur cette seconde paire de plateaux une position qui correspond au mouvement de la roue tangentielle divisé par le mouvement des plateaux. Cette position correspond donc à la puissance puisqu'elle est constamment proportionnelle au travail divisé par le temps, elle est donc l'expression absolue de la formule $P = \frac{e \times F}{t}$.

On transmet les déplacements de la roulette à une aiguille indicatrice ou à un style enregistreur qui inscrit ainsi sans aucun calcul le nombre de kilogrammètres-seconde dépensés à chaque instant.

Nous appelons de nouveau votre attention sur ce point que la puissance, c'est-à-dire un nombre de kilogrammètres-seconde, et le travail, c'est-à-dire un nombre de kilogrammètres, sont indiqués sans la création de forces qui peuvent consommer elles-mêmes du travail, c'est par des opérations cinématiques pures que ces appareils fonctionnent.

Nous ne voudrions pas abuser de votre bienveillance et passer en revue tous les appareils dans lesquels nous avons appliqué ce procédé cinématique. Nous vous décrirons cependant un appareil de même genre destiné tout particulièrement aux ingénieurs. Nous voulons parler du planimètre. Cet appareil est, comme vous le savez, destiné à donner la surface d'un diagramme.

Jusqu'à présent le seul planimètre connu est celui d'Amsler, mais tous ceux qui l'ont eu entre les mains savent combien il est délicat et sujet à ne pas fonctionner. Le galet qui doit tantôt rouler sur le papier tantôt glisser ne fonctionne pas de la même façon sur tous les papiers. Ceux-ci se trouvent trop glacés, ceux-là pas assez.

Or qu'est la surface d'un diagramme, c'est le produit de la base par les diverses ordonnées. L'appareil que nous avons décrit nous donnant les produits doit pouvoir s'appliquer ici. En effet, si nous faisons tourner les plateaux pro-

proportionnellement à la base d'un diagramme et que nous déplaçons la roulette en suivant le contour des diagrammes c'est-à-dire proportionnellement aux diverses ordonnées, la roue tangentielle nous donnera au moyen d'un compteur à cadran le nombre de centimètres carrés représentant l'aire ou surface du diagramme.

Les indications du planimètre ainsi construit sont naturellement indépendantes de l'état du papier à diagrammes et l'appareil devient un instrument solide, d'une manœuvre facile, et pouvant être mis dans les mains de tout le monde.

Vous concevez parfaitement que notre appareil de produit peut être appliqué à la totalisation de beaucoup d'autres phénomènes, tels que l'eau passant dans les grosses conduites de ville, la veine étant d'une part mesurée par des soupapes à levées proportionnelles et cette mesure étant multipliée par le temps; tels que l'électricité fournie à un abonné, l'intensité étant mesurée par un galvanomètre et multipliée par le temps avec notre appareil, etc.

Le même procédé peut enfin et c'est la dernière incarnation de l'appareil dont j'aurai l'honneur de vous entretenir, le même procédé peut être employé disons-nous comme transmission à vitesse variable. Là n'est pas son moindre intérêt, en ce sens qu'il permet la construction d'un très curieux appareil avec lequel je terminerai cette communication.

Cet appareil est un indicateur de vitesse optique, c'est-à-dire permettant d'apprécier à vue la vitesse d'un mouvement sans qu'on ait à s'en approcher. En effet, le plateau tournant en fonction du temps, supposons que par un procédé quelconque, des plus faciles à réaliser, nous portions la roulette sur des rayons de plus en plus grands, la roue tangentielle se met à tourner de plus en plus vite. Montons donc sur l'axe de cette roue, un disque noir percé à sa périphérie de petites fenêtres et regardons une roue qui tourne. Si le temps que mettent deux fentes successives à venir devant l'œil, est plus grand que le temps que met la roue regardée à tourner, elle nous paraîtra animée d'un mouvement, mais comme nous pouvons augmenter à volonté la vitesse de notre disque, au fur et à mesure que nous ferons cette augmentation, la roue regardée paraîtra se ralentir jusqu'au moment où les deux temps étant égaux, la roue paraîtra absolument fixe. A ce moment il nous suffira de multiplier le nombre de fentes du disque par la vitesse de la roue tangentielle pour avoir la vitesse du mouvement considéré.

Nous avons pu ainsi mesurer la vitesse des battements d'ailes d'oiseaux et d'insectes, etc. L'appareil peut aussi être appliqué pour apprécier la vitesse d'un train dans lequel on se trouve sans prendre aucun mouvement sur les roues des wagons. L'indication est alors donnée par l'appareil, en mètres par seconde.

APPAREILS DE GRAISSAGE

(Système Hochgesand, Constructeur R. Henry)

Graisseurs économiques pour paliers et têtes de bielles à débit visible et réglable à volonté.

Ces graisseurs se composent d'un godet en verre de forte épaisseur, muni d'un couvercle à fermeture hermétique et d'un pied relié à ce couvercle par une colonne creuse qui traverse le godet et renferme une tige, conique à son extrémité servant à régler le débit. (Toute cette garniture est en bronze).

Dans le pied se trouvent des regards pratiqués pour vérifier le débit; un tube en verre empêche la poussière d'y pénétrer.

Une douille, en laiton pour plus de solidité, vissée dans ce pied sert au montage de l'appareil.

Type pour palier ou autres pièces fixes.

La tige régulatrice repose par l'intermédiaire d'un bouton à charnière sur un écrou moleté.

L'écoulement de l'huile se règle en vissant ou dévissant cet écrou moleté ce qui abaisse ou soulève la tige conique et par conséquent diminue ou augmente le débit.



Il suffit de coucher le bouton articulé pour suspendre le graissage, et de le relever à la mise en marche, pour avoir exactement le même débit qu'avant l'arrêt (Cette disposition, excessivement simple, évite le gaspillage de l'huile).

Ce type de graisseur peut également se monter sur des pièces mobiles, pourvu que leur mouvement ne puisse faire sauter la tige régulatrice qui ne repose par son propre poids.

Type pour têtes de bielles ou autres pièces mobiles.

La tige régulatrice est filetée sur une partie de sa longueur et pourvue d'une double-manette et d'un contre-écrou moleté.

L'écoulement de l'huile se règle en vissant ou dévissant la tige au moyen de la double-manette et on la fixe par le contre-écrou moleté, une fois le débit réglé.



Avantages : Grande économie d'huile résultant de la facilité avec laquelle on en règle le débit.

La construction solide et très soignée de l'appareil lui assure une longue durée, de bon fonctionnement avec un entretien presque nul.

Remplissage : Pour remplir le graisseur, on tourne à gauche la partie supérieure du couvercle (en entonnoir) au moyen du bord moleté jusqu'à ce que les trous pratiqués dans les deux parties du couvercle se présentent l'une en face de l'autre. On verse la matière lubrifiante dans l'entonnoir d'où elle passe dans le godet en verre.

On enferme ensuite le couvercle en tournant en sens inverse jusqu'à ce qu'une butée se fasse sentir.

Graisseur automatique perfectionné pour le graissage direct de la vapeur, ainsi que des tiroirs et cylindres de toutes machines à vapeur, gaz, air chaud, etc.

Le fonctionnement de ce graisseur est basé sur le principe de laisser s'écouler

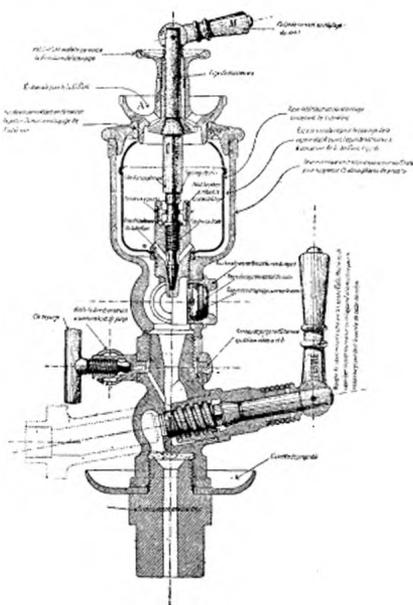
l'huile par son propre poids à travers l'orifice réglable d'un vase ouvert, lequel se trouve renfermé dans le fluide en pression qui agit sur les organes à graisser.

Il se compose donc essentiellement :

1° De deux vases concentriques, l'un extérieur en bronze supportant toutes les pressions ou dépressions, l'autre intérieur en cuivre rouge contenant la matière lubrifiante.

2° des passages nécessaires pour mettre le vase extérieur en communication directe avec les organes à graisser, afin d'y maintenir une pression égale à celle qui agit sur ces derniers.

3° d'une tige conique servant à régler le débit en ouvrant plus ou moins l'orifice d'écoulement du vase intérieur.



4° d'un système de regard, permettant de vérifier le débit et dont la nouvelle construction, donne toute facilité d'en conserver la parfaite étanchéité.

« Les verres de regard sont en cristal de roche, afin de résister à l'action corrosive de l'huile et de la vapeur.

5° d'un robinet servant à intercepter la communication entre l'appareil et la machine; sa construction spéciale a pour but d'assurer l'étanchéité et de supprimer l'usure.

Ce robinet varie de forme suivant les différents cas d'application.

6° d'une purge intercalée entre le robinet et l'appareil, servant à laisser échapper la pression (le robinet étant fermé) pour permettre le remplissage.

Avantages de ce graisseur.

I. Il donne une sécurité absolue dans le graissage, car suivant les besoins de la machine :

Il permet de graisser goutte à goutte et aussi économiquement que possible, en raison de la facilité avec laquelle on règle et on observe le débit.

Il permet en outre, à un moment donné, d'effectuer un graissage abondant, en ouvrant le débit, et de laisser couler l'huile à plein jet.

II. Il permet l'emploi de n'importe quelle qualité d'huile ou de graisse pourvu qu'elle convienne au graissage des pièces intérieures d'une machine.

III. Il ne possède aucun organe en mouvement et susceptible de s'user ou de se déranger, ni aucune pièce fragile, pouvant entraver son fonctionnement, comme cela arrive parfois avec les garnitures de pistons, clapets, tubes en verre, purges d'air, serpentins pas assez surélevés etc.

IV. Il est facile d'entretien grâce à la construction très soignée et au choix judicieux des matières employées; verres en cristal de roche, bronze phosphoreux etc., etc.

En un mot, ce graisseur constituant en quelque sorte, une burette renfermée dans la vapeur, permet toujours de graisser à volonté, tant qu'il contient de l'huile, et ne peut jamais devenir une cause d'interruption dans le graissage et entraver ainsi le fonctionnement de la machine.

Oléopolymètre (Système Hochgesand)

APPAREIL DE GRAISSAGE A NIVEAU CONSTANT ET DISTRIBUTION MULTIPLE
D'HUILE A DÉBITS VISIBLES ET RÉGLABLES

Cet appareil est composé d'une boîte carrée en bronze, formant réservoir, dont la longueur varie suivant le nombre de débits demandés.

Cette boîte est munie d'un tube de niveau d'huile et d'un godet de remplissage à fermeture hermétique.

régulatrice et ce tube plongeur, l'écoulement est maintenu constant quelque soit le niveau de l'huile dans la boîte ; en effet cet écoulement ne dépend que de la hauteur comprise entre le bout inférieur du tube et l'extrémité du bec compte-gouttes.

Des comptes-gouttes analogues s'appliquent en un point quelconque d'un tube qui partant d'un réservoir d'huile est amené comme une rampe autour d'une machine ou d'une série de machines. Chaque compte-gouttes peut donc être placé à l'endroit le plus favorable, c'est-à-dire, le plus près du point à graisser tout en étant bien à portée de la main.

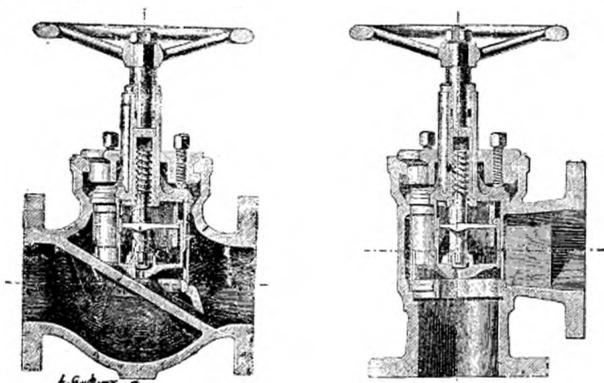
Robinet à soupape équilibrée

Ce robinet se compose d'un corps, bouchon et volant en fonte et d'une garniture intérieure en bronze de qualité supérieure.

La garniture en bronze comprend :

Une pièce dite *chapelle* suspendue dans le corps en fonte et portant le siège de la soupape.

Dans cette chapelle se meut, ajustée avec un jeu convenable, la *soupape* qui est soulevée ou abaissée *par une vis*, venue de fonte avec une traverse et commandée elle-même par une *tige de manœuvre* formant écrou et ayant à son extrémité le volant.



Cette tige de manœuvre, est guidée sur toute sa longueur par une pièce en bronze dite *guide-tige* portant quatre pattes entre lesquelles glisse la traverse de la vis qui est aussi dans l'impossibilité de tourner.

Quoique la vis se trouve à l'intérieur, elle n'est pas exposée au courant du fluide qui traverse le robinet et par conséquent n'est pas sujette à s'user comme dans tous les robinets à vis intérieure de construction ordinaire.

La vis soulève au moyen de sa traverse la soupape qui est munie à cet effet de deux taquets à son extrémité supérieure.

Ces deux taquets s'engagent avec la traverse entre les 4 pattes de la pièce guide-tige et empêchent par conséquent la soupape de tourner.

La vis abaisse la soupape en appuyant par le bout sur le fond de la soupape qui est au-dessous du plan du siège de celle-ci.

Grâce à ces dispositions, le point d'application de la force agissante, se trouve toujours en avant dans le sens du mouvement; la soupape ne peut donc coincer et vient se poser bien d'aplomb sur son siège.

Afin d'éviter que des matières quelconques, puissent empêcher l'étanchéité parfaite, en s'interposant entre la soupape et son siège, ce dernier n'est que l'angle arrondi de l'anneau inférieur de la chapelle de sorte que si, le robinet ayant été longtemps ouvert dans une conduite d'alimentation par exemple, il s'était formé des dépôts sur le siège, la soupape en se fermant vient presser ces dépôts sur une surface angulaire et la force par conséquent à se casser et non à se tasser.

La soupape dite équilibrée, est pourvue en son centre d'une petite ouverture entourée d'un guide dans lequel se meut le bout de la vis. Le robinet étant fermé, la vis appuie au fond de la soupape et ferme donc cette petite ouverture.

Dans cette position il y a un jeu déterminé entre les taquets supérieurs de la soupape et la traverse de la vis de sorte que, en ouvrant le robinet, la vis démasque d'abord la petite ouverture à travers laquelle se produit alors un échappement de fluide.

En supposant que le fluide en pression s'oppose à l'ouverture, la charge sur la soupape diminue et devient même inférieure à celle exercée sur la surface annulaire résultant de la différence de diamètre entre l'ouverture du siège et de la soupape, par suite de ce changement d'équilibre, la soupape suivra la vis sans effort.

Grâce à cette disposition et quelle que soit la dimension de ces robinets, l'ouverture et la fermeture de la soupape pourra toujours s'opérer facilement, que le fluide en pression agisse sur la soupape en s'opposant ou en aidant à son ouverture et on choisira de préférence le cas où il s'oppose à l'ouverture.

Outre les avantages résultant de la disposition de la garniture et qui se résument en :

1° Etanchéité parfaite,
2° Facilité d'admission du fluide ou du gaz en pression de n'importe quel côté de la soupape.

3° Facilité de manœuvre, ne bloquant jamais, n'ayant jamais la charge de vapeur pour s'opposer à l'ouverture.

La construction de ce robinet permet de visiter, réparer et même remplacer la garniture intérieure sans démonter le corps du robinet; propriété très précieuse lorsque les robinets sont placés entre des pièces de machines difficiles à déplacer

ou dans des endroits peu accessibles et cela principalement pour les grands diamètres.

En outre la fabrication au moyen d'outils spéciaux et d'après gabarits assure une uniformité de dimensions qui permet d'avoir dans une installation où on a plusieurs robinets de même diamètre, une garniture de rechanges grâce à laquelle on peut visiter et réparer à son aise tout robinet qui ne fonctionnerait plus.

Il est donc facile d'éviter tout arrêt dans le service en visitant le robinet principal en temps utile; opération qui demande très peu de temps en raison de la fermeture à bayonnette du bouchon maintenu par des vis de pression, ainsi que par le fait que la pièce guide-tige est rodée avec la surface sur laquelle elle s'appuie sans aucun mastic.

APPAREILS DE GRAISSAGE

A HUILE OU A GRAISSE CONSISTANTE

Les Graisseurs de la Coux figuraient à la classe 52.

M. de la Coux est le premier qui ait songé à substituer à l'ancien graissage à la main le système du graissage automatique.

Nous nous bornerons à signaler les principaux types de graisseurs soit à l'huile, soit à graisse consistante. Parmi les premiers on peut noter les

Graisseurs à filtre et tige mobile

Le filtre C modère l'écoulement et purifie les huiles mal épurées ou chargées de substances étrangères, la tige mobile E distribue l'huile proportionnellement à la vitesse et au diamètre des arbres. Ces graisseurs ont l'avantage d'être d'un très bas prix d'achat.



Graisseurs à trous capillaires régulateurs, Débit visible par la bulle d'air indicatrice et réglable à volonté

Ces appareils sont réglables à volonté, et leur débit cesse naturellement quand l'arbre est au repos, ce qui les rend particulièrement pratiques.

Leur fonctionnement est des plus simples : Les premiers mouvements de l'arbre attirent goutte à goutte, par le trou d'écoulement E, selon la vitesse de rotation de l'arbre, l'huile dont le débit est aisément constaté par la bulle d'air indicatrice F. Pour augmenter l'écoulement, il suffit de tourner légèrement la vis régulatrice de droite à gauche, et pour le diminuer, de gauche à droite.



Graisseurs blindés à régulateurs à ressort et goutte visible

Spéciaux pour machines électriques et autres appareils ou à grande vitesse — Débit réglable et cessant à volonté sans dérégler l'appareil

Pour mettre en marche ces appareils, on soulève la flèche H, qu'on tourne de droite à gauche jusqu'au cran d'arrêt.



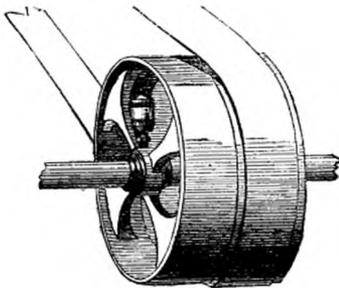
Pour augmenter l'écoulement du liquide lubrifiant on tourne la vis F de droite à gauche, et pour le diminuer de gauche à droite, on peut même l'arrêter instantanément sans dérégler l'appareil, il suffit de soulever légèrement la flèche H et de la tourner de droite à gauche, jusqu'à la rainure, la tige régulatrice s'introduit alors à fond dans le trou d'alimentation, l'obstrue et arrête instantanément l'écoulement de l'huile.

Le ressort assure la fermeture hermétique du trou d'alimentation pendant le repos.

On peut avec ces appareils lubrifier en toute sécurité et aux plus grandes vitesses, ils rendent de réels services particulièrement sur les dynamos; ils sont adoptés par la Compagnie Parisienne du Gaz, la Compagnie Parisienne de l'Air comprimé, etc.

Graisseurs blindés pour poulies folles

Distribuant l'huile proportionnellement aux besoins



Ces appareils, de la plus grande simplicité, se placent comme le montre la figure ci-contre, sur le moyeu de la poulie. Quand la poulie est en marche, l'huile est refoulée par la force centrifuge à la partie supérieure du graisseur, et s'échappe par le trou G dans le tube alimentaire qui la déverse sur l'arbre à lubrifier.

Le trou F permet l'introduction de l'air dans l'appareil.

Graisseurs blindés à pression de vapeur

Graissage automatique et continu. — Débit visible et réglable à volonté cessant naturellement dès que la machine est au repos, spéciaux pour cylindres et tiroirs de machines à vapeur à haute pression

Contrairement aux graisseurs analogues, ces appareils permettent à la vapeur condensée de se mélanger intimement au liquide lubrifiant et d'être ainsi utilisée pour la lubrification du cylindre ou tiroir sur lequel le graisseur se trouve placé.

Voici comment s'obtient ce résultat :

La vapeur, passant par le trou E, entre dans le réservoir A par le trou G, se condense et fait pression sur le liquide lubrifiant qui s'écoule alors par le trou H, plus ou moins, selon que la partie conique de la clé de réglage I obstrue plus ou moins le trou H.

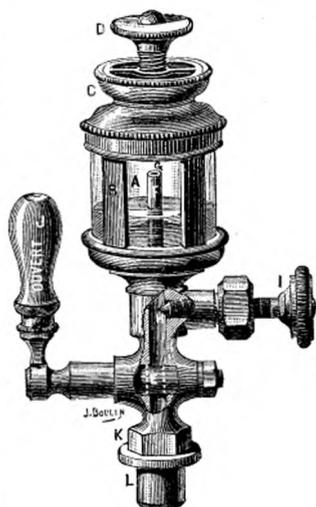
Pour augmenter l'écoulement, il suffit de tourner légèrement la clef de réglage I de droite à gauche, et pour le diminuer de gauche à droite.

Pour l'arrêter instantanément on place la poignée du robinet J dans la position horizontale, ce que l'on doit faire chaque fois que l'on veut interrompre la communication du cylindre avec l'appareil pendant la marche de la machine.

La consommation de ces appareils est d'un demi-gramme de matière lubrifiante par cheval-vapeur et par heure.

Si par impossible le réservoir en cristal venait à se briser, il suffirait pour le remplacer de dévisser la partie supérieure de l'appareil.

Parmi les Graisseurs à graisse consistante, nous signalerons : Les



Graisseurs dosimétriques

Nouveaux appareils compresseurs pour lubrifier les engins mécaniques

Ces appareils permettent de doser exactement le débit et de le constater.

Ils se composent de :

A, Réservoir en bronze poli. — B, Couvercle portant les chiffres 1, 2, 3 et 4 for-

mant cadran. — C, Piston compresseur. — D, Tige filetée, munie dans toute sa longueur de deux méplats pour faire monter ou descendre perpendiculairement sans aucun mouvement de rotation le piston qui est placé à son extrémité inférieure. — E, Bouton molleté, pour faire mouvoir la tige D. — F, Aiguille indicatrice du débit qui sera de 1/4, 1/2, 3/4 ou de 1 millimètre selon que l'on fera parcourir à l'aiguille 1/4, 1/2, 3/4 ou la totalité du cadran. — G, Écrou pour fixer l'appareil. — H, Tige à tarauder.



Pour bien placer l'appareil, il faut :

- 1° Nettoyer avec soin le chapeau, le coussinet et l'arbre.
- 2° Placer le graisseur dans le trou du coussinet.
- 3° Remplir le graisseur.
- 4° Tourner le bouton moleté D jusqu'à ce que la graisse soit assez comprimée par le piston pour remplir les rainures connues sous le nom de pattes d'araignées, à moins que l'on ait eu soin de remplir de graisse ces rainures avant la pose.

Graisseurs auto-compresseurs

*Nouveaux appareils automatiques à ressort
Spéciaux pour têtes de bielles et autres organes*

Ces appareils se composent de :



A, Réservoir en bronze poli. — B, Couvercle. — C, Piston. — D, Ressort. — E, Tube fileté avec deux méplats pour resserrer. — F, Bouton moleté pour faire mouvoir le tube E. — G, Tige soutenant le piston. — H, Flèche pour indiquer et au besoin arrêter le débit. — J, Cran d'arrêt pour recevoir la flèche H. — K, Vis de réglage. — L, Ecrou pour fixer l'appareil. M, Tige à tarauder.

Pour augmenter le débit, il suffit de resserrer le ressort en tournant de gauche à droite le bouton moleté F ; pour le diminuer, le détendre en tournant le bouton F de droite à gauche et pour l'arrêter complètement on comprime le ressort sur le couvercle en soulevant la flèche H dont on place l'extrémité inférieure dans le cran d'arrêt ce que l'on doit faire quand on veut régler l'appareil.

Les Graisseurs de la Coux étaient adoptés sur la majeure partie des machines et transmissions des Expositions Universelles de 1867, 1878 et 1889.

MÉCANIQUE GÉNÉRALE

Les Travaux du Service Mécanique et Électrique à l'Exposition universelle de 1889

Parmi tous les Services de l'Exposition universelle de 1889, l'un de ceux qui eût le plus d'importance est celui qui organisa les installations mécaniques de la Galerie des Machines. — Ce service était composé comme suit :

MM. L. VIGREUX, Chef du Service.

COLLIGNON, Ingénieur.

BOURDON, Ingénieur-adjoint.

SOUBEYRAN, Inspecteur des Installations électriques.

MONIN, DE DIANOUS, VUILLIER, LOPPÉ, CH. VIGREUX, Inspecteurs.

A ce service étaient adjoints un Comité technique des machines et un Comité d'électricité composés des personnalités scientifiques les plus en vue et qui eurent à donner leurs avis et leurs conseils en plusieurs circonstances.

Les travaux dont s'occupa le Service mécanique et électrique furent aussi nombreux que variés et le rapport que l'on va lire montrera toute l'importance et toute la multiplication des diverses questions qui lui furent soumises.

Concours pour le Chemin de fer de l'Exposition.

Ce concours fut un des premiers travaux dont eut à s'occuper le service mécanique et électrique, en raison du temps assez long qui était nécessaire pour régler cette question et organiser cette entreprise.

En raison de l'étendue considérable des espaces occupés par l'Exposition et des grandes distances qu'il y avait à parcourir pour se rendre de l'Esplanade des Invalides au Champ de Mars, on avait prévu, dans le projet d'ensemble, l'ins-

tallation d'un chemin de fer de ceinture sur lequel devaient marcher, toujours dans le même sens, des trains circulaires desservant les principaux centres d'attraction.

Pour la construction et l'exploitation de ce réseau, on ouvrit, au mois de juillet 1887, un concours dont le programme fut dressé par le chef du service mécanique et électrique.

Le tracé de la ligne projetée partait de l'Esplanade des Invalides, longeait le quai d'Orsay jusqu'au pont d'Iéna, venait gagner l'avenue de Suffren en traversant une partie des jardins, puis suivait l'avenue Lamotte-Picquet depuis l'encoignure de l'avenue de Suffren jusqu'à l'Esplanade des Invalides pour revenir à son point de départ en suivant la rue de Constantine.

Le parcours de la portion de l'avenue de Lamotte-Picquet, qui se trouvait en dehors de l'Exposition, devait s'effectuer en viaduc.

Du pont d'Iéna, partait un embranchement qui desservait la gare du Champ de Mars (C^{ie} de l'Ouest).

Il était prescrit que la portion de la ligne longeant le quai d'Orsay et comprise entre cette dernière gare et l'Esplanade, devait être établi pour supporter des charges de trente-six tonnes réparties sur six mètres de longueur, afin qu'elle put être mise à la disposition de l'entrepreneur de la manutention pendant les périodes d'installation et de démontage.

Tous les frais de construction, d'exploitation, d'achat de matériel étaient à la charge du concessionnaire auquel on accordait le monopole du transport des visiteurs dans l'enceinte de l'Exposition.

Le circuit était divisé en trois tronçons pour chacun desquels il était établi un tarif maximum de vingt centimes. Sur ce prix une redevance de cinq centimes devait être versée à l'administration.

Une commission qui fut nommée par arrêté ministériel en date du 30 juillet 1887, était chargée de juger les résultats du concours.

Elle fut présidée par M. Picard, inspecteur général des ponts et chaussées, président de section au conseil d'Etat, président du comité de la classe 61.

Trois projets furent présentés : un d'eux ayant pour auteur M. Hénard, architecte, consistait en une sorte de plancher mobile qui était animé d'un mouvement continu. M. Decauville aîné, constructeur de chemins de fer à Petit-Bourg, demanda la concession d'un seul tronçon compris entre l'Esplanade et le pont d'Iéna.

Un projet assez complet, étudié avec quelques détails et remplissant les conditions du programme, fut remis par M. Séverac, adjudicataire, sous certaines réserves en raison desquelles la concession ne put définitivement pas être donnée à cet ingénieur.

On dressa alors un nouveau projet qui ne comprenait plus qu'un réseau non fermé, reliant l'Esplanade à la Galerie des Machines, en passant par la tour

Eiffel. Les traversées devant les ponts de l'Alma et d'Iéna s'effectuaient en souterrain et la ligne longeait l'avenue de Suffren dans toute sa longueur, évitant ainsi le passage dans les jardins.

M. le directeur général des travaux fit faire l'étude complète de ce tracé et mit la construction et l'exploitation de la ligne en adjudication.

Voies ferrées.

Dès que le service fut organisé, le travail le plus urgent auquel il se consacra, fut l'étude de l'emploi de l'espace, mis à sa disposition, pour les exposants du groupe VI dans lequel se trouvaient réunies toutes les industries mécaniques.

Cet espace, dont nous ne considérerons que les surfaces couvertes, comprenait le Palais des Machines et une partie des galeries construites sur le quai d'Orsay. Ces dernières reçurent, dès le début, une destination spéciale et furent affectées aux expositions d'agriculture françaises et étrangères. La classe 49 qui comprenait le matériel et les procédés des exploitations rurales et forestières se trouvait donc reportée entièrement dans ces galeries et séparée des autres classes du groupe VI, entre lesquelles devait alors être répartie la surface de la Galerie des machines.

Ce palais forme un vaste rectangle ayant 419 mètres de longueur sur 144 mètres de largeur totale. Au centre se trouvait une grande nef de 114^m,60 entourée par des bas côtés ayant un rez-de-chaussée et un premier étage.

Les deux grandes galeries de pourtour ainsi formées avaient une largeur de 15 mètres et elles se trouvaient raccordées par deux galeries transversales de 17^m,40.

L'accès aux galeries du premier étage était ménagé au moyen de six escaliers situés aux extrémités des deux axes du palais. L'ensemble de ces dispositions se trouve représenté sur les planches ci-jointes.

La surface totale du palais résultant de ces dimensions est de 77.349^m².

Elle se répartissait de la manière suivante :

Rez-de-chaussée.	50.787 ^m ²
Premier étage.	16.562 ^m ²

Pour en déduire les portions de ces deux surfaces qui furent mises à la disposition des différentes classes ou sections étrangères, il faut retrancher la superficie des grands chemins de communication, il reste alors comme emplacement réellement utilisable :

Au rez-de-chaussée.	39.478 ^m ²36
Au premier étage.	9.690 50
Total.	<u>49.168^m²86</u>

Entre le Palais des Machines et la palissade qui fermait l'Exposition dans toute la longueur de l'avenue de Lamotte-Picquet, c'est à dire sur une longueur de 450 mètres, se trouvait un vaste terrain de 29 mètres de largeur et de 13.050^{m²} de superficie, qui reçut la dénomination de Cour de la force motrice. Il fut spécialement réservé à l'installation des générateurs de vapeur.

La façade du Palais des Machines, située du côté du Champ de Mars, était raccordée au grand vestibule d'honneur par un petit dôme qui recouvrait la cage de deux des escaliers donnant accès à la galerie du premier étage ; mais le Palais était séparé des galeries des industries diverses par un espace de 30^m,50 de largeur que l'on appela primitivement le Jardin d'isolement.

Le projet prévoyait, en effet, dans cette partie de l'Exposition, la création d'un jardin où le visiteur aurait pu se reposer en passant de l'examen des produits fabriqués à celui des procédés de fabrication ; mais dès le début de l'organisation, on fut conduit à donner d'autres destinations à cet emplacement, dont la surface totale divisée en deux parties égales de part et d'autre du petit dôme était de 10.452^{m²}.

La portion qui se trouvait du côté de l'avenue La Bourdonnais fut affectée à la construction des trois stations centrales d'électricité, lorsque l'ouverture du soir fut décidée. La portion située du côté de l'avenue de Suffren fut couverte et forma une galerie annexe communiquant directement avec l'intérieur du Palais dont elle n'était séparée par aucune cloison. La création de cette annexe fut reconnue nécessaire dès que les compagnies de chemins de fer eurent fait connaître l'importance de leur participation à l'Exposition et cette nouvelle galerie dut être donnée en entier à la classe 61 (Matériel des chemins de fer).

La première division qui fut établie de la surface du rez-de-chaussée du Palais résultait du tracé du réseau des voies ferrées qui devait être créé pour permettre l'accès des wagons en tous les points de la galerie vers lesquels l'arrivée de colis lourds était à prévoir. Ce tracé déterminait évidemment la position des chemins principaux de circulation à établir plus tard.

Après étude de cette importante question, on adopta pour l'ensemble de ces voies, une disposition qui comprenait :

1° Une voie double dirigée suivant le grand axe longitudinal du Palais ; elle formait pour ainsi dire un garage central servant au groupement des wagons vides et des wagons pleins.

2° Une série de voies simples, parallèles ou perpendiculaires, raccordées ensemble au moyen de plaques tournantes de 4 mètres de diamètre et divisant le Palais en un certain nombre de rectangles accessibles sur leurs quatre faces.

Deux des voies transversales avaient été placées, autant que l'avait permis la disposition des bâtiments, dans le prolongement des voies qui traversaient les sections industrielles, de façon à relier le Palais avec ces parties de l'Exposition aussi bien du côté Suffren que du côté La Bourdonnais.

Celle de ces deux voies qui se trouvait du côté de l'avenue de Suffren était le prolongement direct de la grande ligne de raccordement des voies ferrées de l'Exposition avec la gare du Champ de Mars; elle formait donc la voie d'arrivée et de sortie du matériel dans le Palais des Machines; en raison de son importance, elle fut établie à double voie dans toute la traversée du Palais et on la raccorda par plaques, à toutes les lignes longitudinales qu'elle coupait; de plus, à son extrémité, ses deux voies furent réunies par un aiguillage.

L'ensemble de ce réseau établi pour le service intérieur du Palais des Machines était complété par deux voies extérieures, parallèles, l'une à l'avenue Lamotte-Picquet, l'autre à l'avenue de Suffren. Toutes deux étaient raccordées par plaques aux voies intérieures du Palais.

Sur la dernière de ces deux voies il fut établi, par les soins de la classe 61 (Matériel de chemins de fer), un pont tournant de 14 mètres de diamètre exposé par la Compagnie du chemin de fer du Nord, et un pont de 17 mètres loué à l'administration des chemins de fer de l'Etat. Entre ces deux ponts fut montée une plaque tournante de 6^m,70.

Ces trois appareils étaient les centres d'une série de voies rayonnantes qui se redressaient parallèlement à l'axe longitudinal du Palais et qui étaient destinées à recevoir la majeure partie du matériel des Chemins de fer formant l'exposition de la classe 61.

Le classement sur ces voies des wagons et locomotives de toutes dimensions était ainsi rendu relativement facile; mais il était indispensable de prendre des mesures pour que ce matériel pût être amené à ce centre de répartition sans entraver la circulation sur les voies de service dont nous avons indiqué le tracé d'ensemble, et pour que l'on put suppléer à la suppression de la grande voie de raccordement avec la gare du Champ de Mars, attendu qu'elle devait être coupée environ quinze jours avant l'ouverture, en raison de son passage à travers les jardins; à partir de ce moment il était nécessaire que l'Exposition ne fût pas complètement isolée et qu'une communication pour ainsi dire dissimulée existât avec la gare du Champ de Mars pour l'entrée des colis des exposants retardataires.

Pour ces motifs, une voie d'accès supplémentaire fut établie suivant le tracé que nous allons indiquer et on l'aménagea de telle sorte que la circulation du grand matériel qui devait être amené à la classe 61 pût s'effectuer sans difficulté.

Le tracé le plus direct que pouvait suivre cette voie supplémentaire pour relier les ponts tournants de la classe 61 à la gare du Champ de Mars était évidemment la direction même de l'avenue de Suffren.

Une bande de terrain fut prise sur la largeur de cette avenue pour l'établissement de cette voie. A son extrémité du côté du Palais des Machines, on la raccorda par deux aiguillages à la ligne sur laquelle se trouvaient les ponts

tournants ; à l'autre extrémité, c'est-à-dire à la gare du Champ de Mars, on construisit une courbe de 85 mètres de rayon et on monta un pont tournant de 14 mètres de diamètre. Cette double installation était nécessaire car le passage sur plaque tournante de tout le matériel à petit écartement d'essieux eut occasionné des pertes de temps considérables, et la circulation dans la courbe de 85 mètres, des véhicules à grand empattement, était de toute impossibilité.

Cette voie auxiliaire ainsi établie répondait dans des conditions très favorables au service à effectuer et elle formait le complément indispensable de l'ensemble du réseau de voies ferrées destinées à desservir le Palais des Machines.

Tracé des chemins dans le Palais des Machines.

Le tracé des voies ferrées déterminait, comme nous l'avons dit plus haut, la position des principaux chemins du rez-de-chaussée du Palais. C'est ainsi qu'on fut conduit à ménager au-dessus de la ligne à double voie de l'axe longitudinal, un chemin de 8 mètres de largeur.

Au-dessus de chaque ligne à simple voie fut prévu un chemin de 3 mètres. Pour le passage dirigé suivant le grand axe transversal du Palais, on adopta une largeur de 9 mètres. En outre des chemins situés au-dessus des voies ferrées, il fut créé un certain nombre de voies de circulation ayant généralement 3 mètres de largeur qui complétaient la division de la surface du Palais.

Dans la grande nef, la surface fut divisée, par les chemins parallèles à l'axe longitudinal et de chaque côté de cet axe, en trois larges bandes ; les plus rapprochées du centre avaient 15 mètres de largeur tandis que la troisième, qui longeait les piliers des grands arcs métalliques, n'avait que 10 mètres. Les bandes de 15 mètres étaient plus spécialement destinées à recevoir les machines en mouvement et dans ce but elles reçurent, dans toute leur longueur, une ligne d'arbres de transmission.

La surface des bas-côtés du rez de chaussée, formés par la galerie de pourtour, fut séparée en deux parties par un chemin longitudinal tracé à 5^m,15 de la cloison extérieure.

Sur tout le pourtour de la galerie du premier étage il fut ménagé, en bordure le long du balcon, un chemin de 5 mètres d'où les visiteurs pouvaient jouir du coup-d'œil d'ensemble des installations du rez-de-chaussée.

Conformément à l'article 16 du règlement général, l'administration de l'Exposition se chargeait de l'installation des planchers dans tous les chemins de la circulation générale ; dans les espaces mis à la disposition des classes et des sections étrangères les frais de cette partie de l'installation étaient à la charge des exposants. Les différents comités furent libres de traiter l'exécution de ce travail avec des entrepreneurs de leur choix et aux conditions qu'ils jugèrent les meilleures ; mais à titre de renseignement, l'administration remit à ces comités

un type de marché. Le prix moyen de fourniture du plancher en location a été de 3 fr. 60 le mètre carré. Le mètre linéaire d'encadrement des différents massifs coûta, en moyenne, 1 fr. 55.

Répartition de la surface disponible aux différentes classes.

La surface du Palais ayant été divisée, comme il vient d'être dit, en un certain nombre de massifs de forme rectangulaire, le service mécanique et électrique eut à étudier la répartition entre les différentes classes du groupe VI. On prit pour base de cette répartition l'importance des surfaces occupées, par les classes correspondantes, dans l'Exposition de 1878. Toutefois pour la classe 62 (électricité), on dut faire une évaluation directe de la surface qu'il y avait lieu de lui attribuer, car en 1878 la principale application de l'électricité, qui était la télégraphie, formait une classe spéciale et les machines électro-magnétiques, dont il n'existait qu'un ou deux spécimens, étaient exposées dans la classe de la mécanique générale.

Lorsque les dispositions d'ensemble furent arrêtées, le chef du service mécanique et électrique fit exécuter un dessin en perspective du Palais des Machines sur lequel on représenta des installations mécaniques, pour ainsi dire imaginaires, afin qu'on put se rendre compte de ce que serait l'aspect général du Palais lorsqu'il serait aménagé. Un dessin de cette nature était un guide précieux pour l'étude de l'organisation générale du Palais.

Il était à prévoir que tous les exposants seraient séduits par l'aspect grandiose du Palais et que les plus hésitants se décideraient, à adresser une demande d'admission à l'administration. Ce fut, en effet, ce qui arriva, et on put remarquer, après la publication de cette perspective, une recrudescence très sensible dans l'arrivée des demandes d'emplacements.

Primitivement toutes les classes comprises dans le groupe VI devaient être internationales, c'est-à-dire que l'emplacement qui était affecté à chacune d'elles était destiné à recevoir les appareils rentrant dans la spécification du règlement général quelle que fût leur provenance. Il était convenu que les 2/3 de chacun de ces emplacements seraient réservés aux exposants français tandis que l'autre tiers serait attribué aux exposants étrangers.

Dès que des renseignements précis permettant d'apprécier l'importance des participations étrangères parvinrent à l'administration, on reconnut que l'Angleterre, les États-Unis, la Belgique et la Suisse étaient les seules puissances étrangères qui demandassent des emplacements dans la Galerie des Machines. Les adhésions recueillies par les comités d'organisation de ces quatre nations assuraient le concours d'un grand nombre d'exposants qui, pour la plupart, avaient, dans leurs pays respectifs, des situations industrielles des plus considé-

rables. Ces expositions étrangères ne pouvaient donc manquer de présenter un vif intérêt et de contribuer beaucoup à l'éclat de la Galerie des Machines.

Toutefois ces comités firent observer que la répartition des produits de leurs exposants, dans des classes internationales, ne permettrait pas de faire ressortir l'importance de la participation de leur pays et devait rendre extrêmement compliquées la surveillance et l'exécution des travaux d'installation. Ils insistèrent pour qu'il leur fut accordé des espaces spéciaux dans lesquels leurs produits puissent être groupés.

Cette réclamation parut fondée à l'Administration qui y fit droit.

Une nouvelle répartition de la surface du Palais des Machines fut étudiée et soumise à l'approbation du Comité du groupe VI qui l'adopta.

A la suite de cette décision le principe des classes internationales fut abandonné pour les quatre puissances désignées plus haut, mais cette modification ne fut pas applicable à la classe 61 (matériel des chemins de fer), attendu que les appareils destinés à cette classe ne pouvaient être exposés que dans un emplacement convenablement aménagé pour les recevoir et rapproché de la voie de l'avenue de Suffren spécialement établie pour l'entrée de ce matériel.

Dans le projet de répartition établi sur ces nouvelles bases on concéda aux exposants étrangers des quatre puissances ci-dessus désignées la portion du rez-de-chaussée et du premier étage formant l'angle nord-est du Palais, comprise entre le grand axe longitudinal, le grand axe transversal, le jardin d'isolement et l'extrémité côté La Bourdonnais.

Cette surface formait le quart de la superficie du Palais. Les trois autres quarts furent répartis entre les classes 48, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 58, 59, 61, 62, 63 qui devinrent pour ainsi dire des classes exclusivement françaises ; elles n'avaient plus à recevoir, en effet, que les produits étrangers de nations qui, à l'exception de l'Alsace-Lorraine, n'avaient qu'un très petit nombre d'exposants classés dans le groupe VI.

Le détail complet de la répartition et de l'utilisation de la surface du Palais est donné par les deux tableaux qui suivent.

La classe 50, a occupé en outre dans la cour de la force motrice deux emplacements de chacun 127^m,50 pour des fours de boulangerie en activité, et une bande de 60 mètres de longueur sur 1 mètre de large pour des meules de moulins.

La classe 51 a occupé en outre sur la berge de la Seine dans une annexe construite à frais commun avec la classe 27 environ 150 mètres. Le pavillon du pétrole de 368 mètres de superficie doit aussi être rattaché à cette classe.

La classe 52 a placé dans les différentes classes pour les besoins de la force motrice un certain nombre de machines. Les surfaces occupées par ces différents moteurs sont les suivantes : Classe 48, 25 mètres. — Classe 50, 39^m,40. — Classe 53, 166^m,25. — Classe 54, 123^m,40. — Classe 55, 68^m,00. — Classe 57, 39^m,20. Classe 58, 123^m,40. — Classe 62, 167^m,75. — Total: 712^m,40.

Galerie des Machines

NUMÉROS des classes et désignation des pays	SURFACES TOTALES CHEMINS NON RÉDUITS			SURFACES TOTALES CHEMINS PRINCIPAUX DÉDUITS			SURFACES UTILISÉES		
	Rez- de-chaussée	Pourtour du 1 ^{er} étage	Total	Rez- de-chaussée	Pourtour du 1 ^{er} étage	Total	Section française	Section étrangère	Total
48	2357 ^m 50	450 ^m 2	2807 ^m 250	2170 ^m 2	300 ^m 2	2470 ^m 2	1932 ^m 2	79 ^m 290	2011 ^m 290
50	4140. »	600	4740. »	3025. »	400. »	3425. »	Env. 3000. »	» »	3000. »
50	2260.25	300	2560.25	1493.75	200. »	1693.75	Env. 1500. »	» »	1500. »
52	6600. »	945	7605. »	4517.35	630. »	5147.35	4582.91	59.69	4642.60
53	3999.50	450	4449.50	3010. »	300. »	3310. »	1973.05	454. »	2427.05
54	2528. »	300	2828. »	1600. »	200. »	1800. »	1522. »	» »	1522. »
55	2260.25	319.50	2579.75	1493.75	213. »	1706.75	1226. »	302. »	1528. »
56	» »	1695. »	1695. »	» »	1000. »	1000. »	Env. 750. »	» »	750. »
57	2341. »	300. »	2641. »	1600. »	200. »	1800. »	1476.55	52.25	1528.80
58	4514.75	450. »	4964.75	3175.70	283.50	3459.20	2865. »	35. »	2900. »
59	797.75	270. »	1067.75	520. »	180. »	700. »	588.50	6. »	594.50
61	4940. »	2414. »	7354. »	2906. »	1632.50	4538.50	4122.50	» »	4122.50
62	2671.85	405. »	3076.85	1750.85	270. »	2020.85	1330. »	» »	1330. »
63	3390. »	2450. »	5840. »	2103.66	1635. »	3738.66	2000. »	» »	2000. »
Belgique. . .	4182.75	450. »	4632.75	3190. »	300. »	3490. »	» »	3490. »	3490. »
Etats-Unis . .	3217.50	495. »	3712.50	2337.50	330. »	2667.50	» »	2667.50	2667.50
G ^d e-Bretagne .	4969.25	1500. »	6469.25	3038.20	983.50	4021.70	» »	4021.70	4021.70
Suisse . . .	2502. »	1035. »	3537. »	1546.60	633. »	2179.60	» »	2179.60	2179.60
Totaux . . .	57732.35	14828.50	72560.85	39478.36	9690.50	49168.86	28868.51	13347.64	42216.15
Emplacement des vestibules et es- caliers. . . .	3054.65	1733.50	4788.15						
Totaux . . .	60787. »	16562. »	77349. »						

La classe 61 a occupé en outre : 1° Une annexe reliée à la Galerie des Machines et bâtie dans la cour de 30 mètres, d'une contenance de 5 635 mètres carrés, sur 5 635 mètres carrés, 3 316 ont été utilisés et se répartissent ainsi : Section française, 711^{m²} ; Section étrangère, 2268^{m²}. — 2° Un espace à découvert d'environ 3 300 mètres carrés le long de la Galerie des Machines, côté de l'Avenue de Suffren.

La classe 63 a occupé en outre deux annexes couvertes sur la berge du Quai de Billy qui ont abrité 414 mètres carrés d'expositions ; sur les espaces à découvert qui lui ont été concédés, 2 126 mètres carrés ont été effectivement utilisés.

Les tableaux précédents ne donnent aucune indication relativement aux espaces occupés par les classes 49, 60, 64, 65, 66. Dans l'ensemble de l'organisation de l'Exposition, on avait, en effet, comme nous l'avons dit plus haut, réservé à l'exposition des produits français et étrangers de la classe 49 (matériel et procédés des exploitations rurales et forestières) les galeries construites dans toute la longueur du quai d'Orsay, entre le Champ de Mars et l'Esplanade des Invalides.

Il avait été également décidé que la classe 60 (carrosserie et charronnage, bourrellerie et sellerie) qui n'avait pas besoin de force motrice, s'installerait dans les galeries industrielles, et que les classes 64 (hygiène et assistance publique), 66 (matériel et procédés de l'art militaire) devaient, en raison de leur développement et de la participation importante des ministères, élever des constructions spéciales sur l'Esplanade des Invalides.

Enfin la classe 65 (matériel de la navigation et du sauvetage) avait sa place tout indiquée, comme aux expositions précédentes, sur une portion du nouveau quai que l'Administration de l'Exposition avait décidé de construire à frais communs avec le service de la navigation, sur la rive gauche de la Seine, en amont et en aval du pont d'Iéna.

Outre les expositions proprement dites des classes dont nous venons de donner la liste, les installations du groupe VI comprenaient une série de constructions très importantes, occupant une superficie considérable en divers points du Champ de Mars et de l'Esplanade et formant des annexes de diverses classes ou des expositions particulières.

Dans cette catégorie sont comprises toutes les installations créées pour les services généraux, tels que : force motrice, élévation d'eau, éclairage, etc., attendu que tous les appareils fonctionnant à ce titre dans l'Exposition étaient considérés comme objets exposés.

Pour se rendre compte de la situation de ces annexes, on devra se reporter au plan général de l'Exposition; nous en donnons ici la nomenclature en indiquant la surface de chacune d'elles et la classe dont elle dépendait.

Classes	Surfaces	DÉSIGNATION DES BATIMENTS	SITUATION des BATIMENTS
52	200m ²	Bâtiments des Générateurs Babcock et Wilcox.	C. de la force mot.
52	165	» » » Conrad et Knap.	»
52	207	» » » Daydé et Pillé.	»
52	292.50	» » » Roser.	»
52	158 20	» » » Belleville.	»
52		» » » Fives-Lille.	»
52	250	» » » Weyher et Richemond	»
52		» » » Dulac.	»
50	127.50	» » » Fontaine.	»
50		» » fours de boulanger.	»
50	90	» » » »	»
52	210	» » meules et moulins.	»
62		» » générateurs machines et dynamos	»
53	300	» » génératrices des ponts roulants.	»
53	820	Pavillon exposition des Machines outils de	»
61	6635	MM. Steinlen et C ^{ie} .	»
62	720	Annexe couverte	Jardin d'isolem.
62	360	Station centrale de la Société Gramme	C. Av de Suffren
62	582	» » du syndicat des électriciens	Jardin d'isolem.
61	3300	» » de la société de transmission.	c. av. Labourdon.
63		» » de la force par l'électricité	»
63	36	Annexe en plein air.	Bas-c. de l'Aven.
63	25	Pavillon de la Compagnie des Asphaltes	de Suffren
61	210	» Tuileries de Montchanin	Bas-c. de l'agen.
63	400	» des Forges et Ateliers de St-Denis	La Bourdonnais
52	650	» Union céramique et chauffournière	»
54	455	» Société des anciens établissem ^{ts} Cail	»
48	300	» Fonderies et forges de l'Homme.	»
62	375	» Société de Mariemont	»
63	160	Station Centrale de la Société Edison	»
63	410	Pavillon Milinaire	»
63	410	Bâtiment de la compagnie de Suez	Parc-central

» 50.	217 ,50
» 51.	518 ,00
» 52.	5553 ,70
» 53.	820 ,00
» 54.	455 ,00
» 61.	10720 ,00
» 62.	4273 ,00
» 63.	8359 ,00
» 64.	4981 ,00
» 65.	7780 ,00
» 66.	2987 ,00
Total	64971 ^m 20

Cette énumération montre quelle importance considérable avaient les installations du groupe VII dont l'ensemble occupait une surface supérieure de près de 5 000 mètres carrés à celle du rez-de-chaussée du Palais des Machines.

Le service de la force motrice comprenait quatre subdivisions, savoir :

1° *Service de l'eau et du gaz.* — Elévation et distribution de l'eau sous faible pression pour le fonctionnement des machines à vapeur. Distribution de l'eau à haute pression nécessaire à la mise en mouvement d'appareils divers. Distribution du gaz.

2° *Service de la vapeur.* — Production et distribution de la vapeur. Chaudières à vapeur.

3° *Service de la force motrice.* — Production de la force. Machines motrices.

4° *Service des transmissions.* — Répartition de la force motrice. Transmissions de mouvement.

Travaux préparatoires. — Galeries souterraines.

Avant d'étudier ce qui concerne spécialement ces divers services, nous allons passer en revue les travaux préparatoires qui ont été exécutés pour que la distribution de la vapeur, de l'eau sous faible pression, ainsi que l'écoulement des eaux chaudes, pussent s'effectuer facilement dans toutes les parties où devaient se trouver exposées des machines en mouvement. Ces travaux consistaient en construction de galeries souterraines.

En adoptant la division de la surface du Palais et le tracé des chemins figurés sur les planches ci-jointes, on avait prévu que les bandes de 15 mètres situées de part et d'autre du grand passage longitudinal de 8 mètres formeraient la partie animée du Palais, c'est à dire que toutes les machines fournissant ou exigeant de la force motrice seraient groupées dans ces bandes de 15 mètres qui devaient recevoir des lignes d'arbres de transmission dans toute leur longueur.

Cette décision fixait immédiatement la position des canalisations principales de vapeur et d'eau sous faible pression. Il était évident que c'était suivant le passage de 3 mètres qui séparait les deux bandes de 15 mètres que devaient être dirigées les maîtresses conduites de distribution.

Pour assurer la surveillance des joints et une pose facile des branchements desservant les machines, il était indispensable de faire l'installation dans des conditions telles que les tuyaux fussent accessibles en tous leurs points.

Dans ce but, on construisit, sous chacun des chemins de 3 mètres séparant les bandes de 15 mètres, des galeries voûtées ayant à peu près le profil des égouts de la ville de Paris et on les raccorda entre elles par une galerie transversale placée du côté de l'avenue La Bourdonnais à 45^m,45 de l'axe transversal du Palais.

On donna à ces galeries une section suffisante pour qu'elles pussent recevoir tous les tuyaux d'eau et de vapeur. L'une de ces galeries avait 2^m,40 d'ouverture; elle existait dans toute la longueur du chemin de 3 mètres situé du côté de la cour de la force motrice. L'autre n'avait que 2 mètres d'ouverture et elle ne régnait que dans la longueur des sections étrangères, c'est à dire dans la portion comprise entre l'axe transversal et l'extrémité du Palais côté de l'avenue La Bourdonnais. Dans le projet primitif, la construction de la galerie de 2^m,40 était seule prévue, mais l'importance des demandes et des installations mécaniques des sections étrangères rendit nécessaire la création d'un souterrain de 2 mètres et son raccordement transversal avec celui de 2^m,40.

La surface de l'angle ouest du Palais avait été attribuée à des classes dont les exposants n'avaient besoin pour faire fonctionner leurs machines que de force motrice. On avait donc pu dans cet espace supprimer le service d'eau et de vapeur et remplacer la galerie voûtée de 2 mètres d'ouverture par des caniveaux de 0^m,90 de largeur parallèles à l'axe transversal du Palais et qui reliaient chaque machine motrice à la galerie de 2^m,40.

Pour compléter l'ensemble de ces galeries, il restait à établir des communications entre l'égout de 2^m,40 et chacun des groupes de générateurs. Pour cela, on construisit 7 égouts de 0^m,90 de largeur et de 1^m,80 de hauteur dans lesquels on plaça les tuyaux envoyant la vapeur dans le Palais et les canalisations de prise d'eau destinées à l'alimentation des chaudières. L'extension du service de la distribution de l'eau et de la vapeur que motiva le succès de l'Exposition, conduisit à augmenter le développement de ces dernières galeries et à en perfectionner l'aérage. Il résulta de ces travaux supplémentaires un accroissement de dépenses.

Nous ferons remarquer que ces deux grandes galeries dans lesquelles on avait accès au moyen de regards de dimensions diverses étaient, en outre, percées tous les 4^m,30, à la clef de voûte, d'une ouverture de 0^m,80 de largeur et de 2 mètres de longueur.

Cette distance de 4^m,30 correspondait précisément à la longueur des tronçons de tuyaux du type de la Ville de Paris, dont le raccordement devait se faire au moyen de manchons munis de tubulures destinées à recevoir les divers branchements que devaient établir les exposants.

Chaque manchon se trouvait donc placé au-dessous d'une des ouvertures de la voûte et les exposants pouvaient ainsi raccorder leurs tuyaux d'eau et de vapeur avec les maîtresses conduites, sans avoir à exécuter des travaux de maçonnerie.

Lors de la construction, chacune de ces ouvertures fut recouverte au moyen de douelles en bastin, puis lorsqu'on avait à desservir une machine, on remplaçait cette fermeture par un caisson en bois auquel faisait suite un caniveau dans lequel on plaçait les conduites d'eau et de vapeur de cette machine.

Le type de construction adopté pour ces caniveaux et pour leurs caissons de départ se trouve indiqué sur les planches ci-jointes.

Les deux grandes galeries de 2^m,40 et de 2 mètres avaient une pente régulière de 0^m,00282 par mètre, de l'avenue La Bourdonnais vers l'avenue de Suffren, en sorte qu'en cas de fuites des tuyaux qu'elles devaient recevoir, l'eau pouvait s'écouler dans un caniveau ménagé au milieu du radier. A son extrémité basse, ce caniveau était relié à un égout par un tuyau en fonte.

Ces importants travaux furent l'objet d'une adjudication et leurs conditions d'exécution se trouvèrent réglées par le cahier des charges et conditions générales imposées aux entrepreneurs et par le cahier des charges spéciales.

MM. Huguet, Versillé, Appay, entrepreneurs de travaux publics qui, sur les prix de la série de ces travaux, firent un rabais de 34 %, furent déclarés adjudicataires le 2 juillet 1888.

Élévation et Distribution de l'eau sous faible pression.

La mise en mouvement de toutes les machines exposées dans le Palais nécessitait un volume d'eau considérable qui fut évalué, en prenant pour base une force totale de 2500 chevaux exigeant chacun 316 litres d'eau à l'heure. Le volume total à fournir résultant de ces données était donc de 790^m³ à l'heure. On ne pouvait songer à prendre cette eau sur les services de la ville, car lors même que les machines auraient pu la fournir, les canalisations desservant le Champ de Mars n'auraient pas eu une section suffisante pour la débiter.

Il fut donc décidé que l'alimentation du Palais en eau à basse pression formerait un service spécial qui serait créé de toutes pièces par les soins du service mécanique et électrique et comprendrait des machines élévatoires, un réservoir de refoulement, des conduites de distribution d'eau froide et des conduites de retour des eaux de condensation.

Nous étudierons d'abord ce qui est relatif aux canalisations de ce service et nous verrons ensuite dans quelles conditions l'administration traita pour la fourniture de l'eau.

Canalisations. — Conduite de distribution.

Après étude des différents tracés et des dimensions les plus avantageuses à employer pour la maîtresse conduite de distribution, on adopta le tuyau en fonte de 0^m,60 de diamètre du type de la Ville de Paris. MM. Rogé et Gibault, entrepreneurs de la ville, qui étaient, en vertu d'un contrat passé avec le service des travaux, chargé de la pose et de l'entretien de toutes les conduites d'eau dans l'intérieur du Champ de Mars, eurent à faire la mise en place de toute cette distribution.

Ce tuyau de 0^m,60 fut posé sous le trottoir de l'avenue de Suffren, dans toute la longueur comprise entre la gare du Champ de Mars et le Palais des Machines. En ce point, il fut dévié pour être dirigé vers l'axe longitudinal du Palais et aboutir, en passant derrière l'escalier d'honneur, à l'extrémité de la galerie voûtée de 2^m,40 construite pour la recevoir. Depuis la Seine jusqu'à son entrée dans cette galerie, la canalisation était simplement posée en terre. A partir de ce dernier point, elle reposait sur des murettes espacées de 2^m,15 et ayant toutes la même hauteur. La conduite avait donc, comme la galerie, une pente de 0^m,00282 par mètre et son point haut était du côté de l'avenue La Bourdonnais. Dans la première partie du trajet, où elle était enterrée, les manchons de raccordement des tuyaux étaient de simples bagues en fonte avec joints au plomb coulé et maté. Dans la galerie, tous les manchons étaient, comme nous l'avons dit, munis de tubulures qui avaient 100 millimètres de diamètre intérieur comme dimension courante et 150 millimètres lorsqu'elles étaient destinées à la prise d'eau d'une machine motrice.

Ces tubulures étaient fermées par des joints pleins que les exposants n'avaient qu'à remplacer par la bride du tuyau qu'ils voulaient raccorder. De cette façon, l'établissement d'un branchement s'effectuait très simplement. Il était d'ailleurs essentiel de ne percer aucun trou dans les tuyaux et de ne faire subir aux différentes prises qui composaient la conduite aucune détérioration, attendu que tout ce matériel était loué à la Ville de Paris qui ne le reprenait que s'il lui était rendu intact,

Pour desservir les sections étrangères dans lesquelles fonctionneraient un nombre considérable de machines, on plaça dans la galerie de deuxième parallèle au grand axe du Palais, une conduite de 0^m,40 de diamètre, qui était raccordée à celle de 0^m,60 par un branchement placé dans la galerie transversale, de 2 mètres d'ouverture.

Cette conduite de 0^m,40 était établie dans les mêmes conditions que celle de

0^m,60. Elle était munie, comme cette dernière, de manchons à tubulures ayant 100 millimètres de diamètre ou 150 millimètres lorsqu'elles étaient destinées à la prise d'eau de machines motrices.

Canalisation de retour des eaux chaudes.

Cette deuxième canalisation, qui fut installée parallèlement à celle de distribution et dans des conditions analogues, s'était trouvée imposée en raison de la température à laquelle l'eau est renvoyée par les condenseurs des machines à vapeur. Les règlements interdisent de jeter à l'égout de l'eau ayant plus de 26°, parce que le ciment se crevasse lorsque la température est plus élevée.

Les eaux de condensation qui, généralement, ont une température de 35°, ne pouvaient donc être jetées dans un égout raccordé avec ceux de la Ville et on dut, pour les recevoir, placer dans les galeries voûtées, parallèlement au tuyau d'eau froide, un deuxième tuyau ayant également un diamètre de 0^m,60. Cette canalisation reçut en même temps les eaux provenant du service des machines à gaz et, en général, toutes celles rejetées par les appareils exposés. Pour la vidange des chaudières, il avait été placé tout le long des bâtiments des générateurs avec une conduite en fonte de 0^m,08 de diamètre intérieur qui venait se raccorder avec la canalisation de retour des eaux chaudes à l'extrémité du Palais, du côté de l'avenue de Suffren.

Dans les galeries voûtées, ainsi que dans la plus grande partie de son parcours, on donna à la conduite de 0^m,60 de retour des eaux chaudes une pente régulière de 0^m,004 par mètre. Près la gare du Champ de Mars, on la fit plonger brusquement pour déboucher dans la Seine, un peu au dessous du plan d'eau. L'axe du tuyau se trouvait à la cote de 34^m,10 à son extrémité la plus haute, tandis que le débouché dans la Seine était à la cote 26, soit environ à 1 mètre en dessous du niveau moyen; on disposait donc d'une chute totale de 7^m,10 pour une longueur d'environ 1 500 mètres.

De même que pour la conduite d'eau froide, tous les manchons de jonction des différents tronçons posés en galerie avaient été munis de tubulures destinées à recevoir les branchements. Le diamètre intérieur de ces tubulures était de 0^m,150; mais aux points de raccordement des décharges de machines motrices, ce diamètre avait été porté à 0^m,200.

Pour compléter ce que nous avons dit de l'installation de la maîtresse conduite de distribution d'eau sous faible pression, nous indiquerons comment étaient établis les tuyaux d'aspiration et de refoulement des machines élévatoires. Dans la maçonnerie du mur de quai, on avait ménagé un puits dont la partie inférieure communiquait avec la Seine au moyen d'une large baie fermée par une grille à barreaux serrés, servant de crépine. Une échelle donnait accès dans ce puits dont la partie supérieure était recouverte par un tampon

en fonte. Un scaphandrier pouvait descendre au-dessous du niveau de l'eau et nettoyer la grille lorsqu'elle se trouvait obstruée par les herbes ou par d'autres détritns.

Les constructeurs concessionnaires de la fourniture de l'eau ayant désiré avoir pour chaque machine une aspiration spéciale, il fut posé dans le puits deux tuyaux qui se terminaient par une ouverture béante.

La conduite de refoulement qui réunissait les machines à un réservoir était commune aux deux machines. Elle montait jusqu'à la base du réservoir et, dans sa partie verticale, elle était placée à l'intérieur d'une conduite de plus gros diamètre qui formait tuyau de départ. A son extrémité inférieure, ce dernier tuyau était muni d'une tubulure servant à raccorder la canalisation de 0^m,60 qui envoyait l'eau au Palais.

Le concessionnaire d'une des machines élévatoires prétendit que pour assurer une marche régulière de sa machine et une action efficace de la variation de la pression de la colonne d'eau sur les appareils de détente, il était nécessaire d'établir un branchement raccordant la conduite de refoulement au tuyau de distribution; de cette façon l'eau du réservoir n'était pour ainsi dire employée qu'à donner la pression, tandis que celle qui devait être consommée pouvait être chassée immédiatement dans le tuyau de distribution.

Nous devons signaler, pour compléter tout ce qui est relatif à l'établissement des canalisations d'eau à basse pression, les travaux qui furent faits pour assurer l'écoulement des eaux provenant des puits qui étaient amenées à l'extrémité de la galerie voûtée de 2^m,40 par le caniveau ménagé dans le radier de cette galerie. On construisit pour cela un petit puisard d'où partait un tuyau en fonte de 0^m,200 de diamètre qui traversait le Palais et allait rejoindre un égout situé entre le Palais des Machines et les Galeries industrielles.

Toutes ces canalisations furent posées par les soins et sous la surveillance du service des eaux de l'Exposition. Les travaux furent exécutés au prix de la série établie pour ce service.

Réservoir.

Le crédit dont disposait le service mécanique et électrique pour la construction du réservoir ne permettait pas de lui donner des dimensions telles qu'il put contenir une réserve d'eau capable d'assurer l'alimentation du Palais pendant un arrêt de plusieurs heures des machines élévatoires. Ce réservoir constituait simplement un régulateur au moyen duquel on maintenait dans les conduites une pression constante.

Sa capacité ayant été fixée à 180^m3, on lui donna un diamètre de 7 mètres et une hauteur de 5 mètres compris le fond sphérique. Il fut monté dans l'en-

coignure formée par l'avenue de Suffren et le quai d'Orsay près de la gare du Champ de Mars. Cet emplacement était très convenable pour cette installation puisqu'il se trouvait à la jonction des conduites de refoulement et de distribution, et puisque son niveau relativement élevé réduisait au minimum la hauteur du beffroi à construire.

La cote de ce niveau était de $32^m,23$. Pour avoir dans les conduites de l'intérieur du Palais une pression d'environ 6 mètres, il fallait à cause des pertes de charge qui pouvaient être évaluées à $7^m,50$, placer le sommet du réservoir à la cote de 49 mètres, c'est-à-dire $13^m,40$ au-dessus du sol du Palais dont la cote était de $35^m,60$. Il en résultait que la charpente du beffroi devait avoir une hauteur de $12^m,85$, celle de la partie cylindrique de la cuve était de $3^m,895$.

Les planches ci-jointes donnent tous les détails de la construction du beffroi et de la cuve.

Comme appareil accessoire, ce réservoir fut muni d'un indicateur de niveau électrique système Parenthou qui donnait dans le local de chaque machine élévatoire et à la Galerie des Machines, la hauteur du niveau dans le réservoir. Chacun des récepteurs de cet appareil était muni d'un enregistreur qui traçait une courbe indiquant les variations que le niveau subissait pendant des vingt-quatre heures.

On contrôlait ainsi la régularité avec laquelle la machine chargée du service avait fonctionné, et on pouvait pendant les périodes d'arrêt se rendre compte à tout instant de la quantité d'eau que l'on avait à sa disposition.

Le fil du récepteur placé à la Galerie des Machines, avait été utilisé en même temps pour établir une communication téléphonique entre le bureau des Inspecteurs du service mécanique et la chambre de l'une des machines élévatoires. Il était indispensable qu'on put correspondre entre ces deux points éloignés l'un de l'autre d'environ 1300 mètres; car en raison de la petite capacité du réservoir on n'avait que fort peu de temps pour parer aux avaries qui pouvaient survenir. Il était de la plus haute importance de ne pas laisser en détresse les chaudières qui fournissaient la vapeur au Palais et de ne faire subir aucun arrêt au service de distribution d'eau.

Machines élévatoires.

Dans ce but, on monta deux machines élévatoires ayant chacune une puissance suffisante pour alimenter le Palais. En service normal, une seule fonctionnait mais celle qui était arrêtée devait avoir sa chaudière en pression et pouvoir être mise en route un quart d'heure après en avoir reçu l'ordre. Comme complément de garantie on relia la conduite de $0^m,60$ qui amenait l'eau du réservoir à la distribution d'eau de la ville au moyen d'un branchement de $0^m,60$ muni d'une vanne; on pouvait ainsi momentanément alimenter le Palais avec l'eau de la

ville. Lorsqu'on usait de cette faculté, l'indicateur enregistreur du niveau fournissait des renseignements extrêmement précieux. En effet, il avait été placé sur la conduite de 0^m,60, entre le réservoir et le raccordement de la conduite de secours, une vanne de barrage au moyen de laquelle on pouvait isoler le réservoir, mais il n'eût pas été prudent de la fermer lorsqu'on ouvrait le branchement de secours parce qu'on aurait risqué d'établir dans la conduite de distribution du Palais, une pression égale à celle qui existait dans les canalisations de la ville et qui était souvent de 60 mètres. Il serait souvent résulté de cette mise en charge de la conduite des ruptures de joints dont la réparation eut occasionné des arrêts du service.

Pour maintenir dans cette conduite une faible pression tout en l'alimentant avec de l'eau de la ville à haute pression, on opérait de la manière suivante : on ne fermait pas la vanne de barrage qui aurait isolé le réservoir, de cette façon ce dernier se remplissait avec de l'eau fournie par le branchement de raccordement et l'indicateur donnait à chaque instant la hauteur du niveau. Il était dans ces conditions très facile de régler l'ouverture de la vanne de secours placée sur le tuyau de la ville, de telle sorte que le réservoir fût plein jusqu'à la moitié de sa hauteur. Par ce moyen on évitait de soumettre le tuyau de distribution d'eau froide à une pression supérieure à celle qu'il subissait dans les conditions normales d'alimentation par les machines élévatoires.

L'efficacité et l'utilité de ces deux installations complémentaires furent démontrées en plusieurs circonstances. L'alimentation d'eau du service de la force motrice fut fait avec une sécurité et une régularité parfaites malgré l'économie avec laquelle elle fut établie et les dimensions très restreintes données au réservoir.

La construction et la mise en place de ce réservoir ne fit pas l'objet d'une adjudication. Quelques maisons de Paris furent simplement mises en concurrence et après examen de leurs offres, la commande fut donnée à M. Durenne, constructeur à Courbevoie, qui fit la proposition la plus avantageuse.

Il s'engageait à exécuter les fondations, à fournir et à monter le réservoir ainsi que son beffroi.

Pendant l'exécution des fouilles on rencontra un ancien égout dont l'existence n'avait pas été signalée et qui se trouvait à l'aplomb de deux des piliers du beffroi. On dut démolir une partie du mur du quai pour gagner du terrain vers la Seine et renforcer la voûte de l'égout. Ces travaux auxquels s'ajoutèrent ceux de la modification de l'indicateur de niveau pour l'installation de l'appareil Parenthou, donnèrent lieu à une dépense supplémentaire.

Comme nous l'avons dit plus haut, le service de l'élévation de l'eau fut réparti entre deux groupes de machines élévatoires, ayant chacune une puissance suffisante pour fournir par heure un volume de 780^m³ qui a été reconnu nécessaire pour satisfaire aux besoins du service de la force motrice. Dans ces conditions

ces machines marchaient alternativement et chacune d'elle ne fonctionnait que tous les deux jours.

Pour leur installation, deux emplacements furent réservés en aval du pont d'Iéna sur le nouveau quai construit en participation par l'Administration de l'Exposition et le Service de la navigation.

Les deux bâtiments sont indiqués sur le plan d'ensemble du Champ de Mars (planches ci-jointes).

L'eau était aspirée dans un puits qui avait été ménagé dans l'épaisseur du mur du quai ainsi que nous l'avons expliqué. Le niveau moyen de la Seine était à la cote 27 mètres. Le sommet du réservoir étant à la cote 49 mètres, il en résultait une hauteur totale d'élévation de $49 - 27 = 22$ mètres.

La concession de la fourniture de l'eau fut l'objet d'un concours dont les conditions furent stipulées dans un programme et dans un cahier de charges. En principe, toutes les dépenses de construction, d'installation, d'entretien et de fonctionnement des machines étaient à la charge des concessionnaires qui, en compensation, recevaient par mètre cube d'eau élevé, une redevance qu'ils avaient à fixer eux-mêmes dans leur soumission.

La remise des projets des concurrents eut lieu le 10 mai 1888.

Dans la séance du 2 juin 1888, le comité technique des machines chargea une sous-commission d'examiner les dossiers et de faire un rapport.

MM. :

Hirsch, ingénieur en chef des ponts et chaussées,

Bechmann, ingénieur en chef des ponts et chaussées et du service des eaux de la ville de Paris,

Bougault, sous-directeur des anciens établissements Cail,

furent nommés membres de cette commission. M. Vigreux en fit partie en qualité de chef du service mécanique et électrique.

M. Bechmann, nommé rapporteur, présenta les conclusions de la sous-commission dans la séance du comité du 9 juin 1888.

Deux projets seulement avaient été présentés.

Celui de MM. de Quillaçq et Meunier comportait les deux groupes de machines élévatoires prévus dans le programme.

Le deuxième projet, remis par M. Powell, constructeur à Rouen, ne répondait pas complètement au programme, puisqu'il ne comprenait qu'un groupe de machines.

Les prix des deux concurrents étaient inférieurs au chiffre fixé par M. le directeur général de l'exploitation, comme maximum pouvant être accordé.

Conformément aux conclusions de la sous-commission, le comité décida, qu'en raison de la supériorité technique du projet de MM. de Quillaçq et Meunier, et du bas prix demandé par M. Powell, il n'y avait pas lieu d'établir de classement

entre les concurrents, et il proposa à l'administration de confier à chacun d'eux un groupe de machines.

Cette proposition ayant été acceptée, des marchés furent passés avec ces deux constructeurs.

Au commencement de l'année 1889, par suite de la faillite de M. Powell, on rétrocéda son marché à la Société Worthington, dont le système de pompe devait être employé dans le projet présenté.

Machines élévatoires de MM. de Quillacq et Meunier.

L'installation de MM. de Quillacq et Meunier se composait de :

Un moteur horizontal à cylindre unique, dont la bielle actionnait un arbre sur lequel était claveté un fort volant. La machine était du système Wheelock, avec tiroirs plans. Le régulateur agissait sur la détente.

Dans le prolongement de la tige du piston, se trouvait une pompe Girard, à piston plongeur et à double effet. Les clapets étaient circulaires, équilibrés et à faible levée, réglée par des ressorts.

La chaudière était du système Collet. Elle était disposée pour être chauffée au coke, l'emploi de ce combustible permettant de réduire à 15 mètres la hauteur de la cheminée.

Nous donnons dans un autre fascicule (Hydraulique) les détails de cette installation.

Machines élévatoires de la Compagnie Worthington.

Le projet présenté par M. Powell, et dont l'exécution se trouvait rétrocédée à la Compagnie Worthington, comprenait :

Une pompe double, à action directe, du système Worthington. Chaque piston de pompe était actionné par deux pistons à vapeur montés en tandem, et fonctionnant suivant le système Woolff. En dessous de chacun des jeux de cylindres, se trouvait une pompe à air à simple effet. A la suite des corps de pompes, étaient des compensateurs à pression hydraulique qui servaient à régulariser l'effort des pistons moteurs. Une disposition spéciale permettait de régler l'admission de la vapeur en utilisant les variations de la hauteur du niveau dans le réservoir; cette disposition présentait l'avantage de donner automatiquement aux pompes la vitesse qu'elles devaient avoir pour fournir la quantité consommée. Dans ce système de pompes, les clapets sont formés de plaques de caoutchouc, appuyées sur leurs sièges au moyen de ressorts en laiton enroulés en spirales (voir le fascicule n° 2 où se trouve la description de cette pompe).

La chaudière, qui fournissait la vapeur à ces machines, était du système Babcock et Wilcox. Elle était chauffée au coke.

Ces deux installations fonctionnèrent dans des conditions tout à fait satisfaisantes, et, bien qu'à certaines heures de la journée, la consommation fut sensiblement supérieure à la dépense prévue, chacune des machines put toujours, à elle seule, alimenter le Palais. La machine Worthington disposait d'ailleurs d'un excès de puissance; quant à la machine de MM. Quillaecq et Meunier, on dut en augmenter un peu la vitesse, que l'on poussa par moments à la limite extrême de 38 tours par minute.

Le service fut fait comme il avait été prévu, c'est-à-dire que les machines marchèrent alternativement tous les deux jours.

Distribution de l'eau sous pression.

Pour les services d'incendie et d'arrosage, ainsi que pour la mise en marche des appareils exposés, tels que machines à colonnes d'eau, turbines, ascenseurs, compteurs, machines à glace, moteurs à gaz, etc., il fut établi dans le Palais une canalisation de 0^m,200 de diamètre. Cette canalisation était raccordée avec les conduites de la ville qui distribuaient dans le Champ de Mars l'eau venant du réservoir de Villejuif; on disposait ainsi, pour les services ci-dessus mentionnés d'une pression de 55 à 60 mètres d'eau.

Dans le Palais, la canalisation de distribution formait un grand rectangle qui se trouve indiqué sur le plan. Les tuyaux en fonte étaient posés sous les deux chemins de 3 mètres qui longeaient les pieds des fermes du Palais, et ils étaient reliés à leurs extrémités par deux conduites qui fermaient le rectangle. En ces différents points, étaient branchés des tuyaux qui alimentaient quinze bouches d'incendie au rez-de-chaussée, et huit bouches au premier étage.

Sur ces mêmes conduites, étaient établies les prises d'eau que les exposants installaient à leurs frais pour la mise en mouvement des appareils qu'ils exposaient.

L'eau sous pression dont ils avaient besoin leur était distribuée gratuitement, conformément à l'article 34 du règlement général.

D'autre part, le service des eaux avait consenti à fournir à robinet libre, dans le Palais des Machines, l'eau à haute pression nécessaire aux différents usages ci-dessus spécifiés. Pour cette raison, il n'a été fait aucun relevé au moyen duquel on puisse établir exactement la quantité d'eau qui a été consommée. Approximativement, cette consommation peut être évaluée à 20 000 mètres cubes.

Distribution du Gaz.

Le gaz, de même que l'eau, la vapeur et la force motrice, en vertu de l'article

34 du règlement général, était fourni gratuitement aux industriels exposant des moteurs ou tous autres appareils exigeant son emploi.

On avait eu en plus à pourvoir à l'alimentation d'un certain nombre de machines à gaz qui donnaient le mouvement à des dynamos affectées au service de l'éclairage électrique, et qui devaient être installées par le Syndicat des Électriciens.

On posa pour ce service une canalisation de 108 millimètres de diamètre, qui suivait le même contour que celle de l'eau sous haute pression. Elle formait un grand rectangle et se trouvait raccordé aux deux extrémités du Palais, avec les conduites de distribution posées parallèlement à l'avenue de Suffren, et parallèlement à l'avenue La Bourdonnais. Ces deux raccords avaient été jugés nécessaires pour assurer une alimentation régulière de la canalisation dont le diamètre, 108 millimètres, était relativement petit. Le gaz consommé devait être payé à la Compagnie Parisienne à raison de 0 fr. 20 le mètre cube. Il était donc nécessaire de mesurer la consommation ; dans ce but, on avait placé des compteurs sur les deux tuyaux de raccordement. Ces appareils furent prêtés gratuitement par deux constructeurs. Du côté de l'avenue La Bourdonnais, la Compagnie Continentale pour la fabrication des compteurs à gaz, monta un compteur de 200 mètres cubes, et, du côté de l'avenue de Suffren, MM. Nicolas, Chamon, Foiret, Siry et Lisars, directeurs de la Compagnie pour la fabrication des compteurs et du matériel d'usines à gaz, installèrent un des grands compteurs de 4000 mètres cubes, qui leur avaient été commandés par la Compagnie Parisienne pour l'usine du Landy. Ce dernier appareil était évidemment d'une dimension beaucoup plus grande qu'il n'était nécessaire, mais il figurait à titre d'objet exposé, et il présentait un grand intérêt, ce modèle de compteur étant de la dimension la plus grande construite jusqu'à ce jour.

Alimentée, comme nous l'avons dit plus haut, à ses deux extrémités, la canalisation de 108 millimètres pût suffire largement à la consommation.

Sur les branchements des exposants, il ne fut pas placé de compteurs, la fourmiture du gaz étant faite gratuitement.

Une difficulté se présenta au sujet des moteurs à gaz utilisés le soir à la mise en marche des machines dynamos.

Pendant les heures d'éclairage, leur consommation était à la charge du Syndicat des Électriciens, et, dans la journée, le gaz devait leur être fourni gratuitement, puisqu'ils pouvaient être considérés comme machines exposées. L'installation d'un compteur à chacun de ces moteurs aurait occasionné des frais que ces constructeurs devaient éviter, et le relevé des chiffres de consommation, qu'il eût été nécessaire de faire chaque soir, aurait été d'autre part une grande complication de service. D'un commun accord, il fut convenu entre la Direction générale de l'exploitation, le Syndicat des Électriciens et la Compagnie Parisienne du gaz, qu'on noterait exactement chaque soir le nombre d'heures de

marche des moteurs, et qu'on déterminerait, par expérience, le chiffre de consommation qu'on devait appliquer à chacun d'eux.

Pour cela, dans le courant du mois de juillet, on fit subir à chaque machine utilisée pour l'éclairage l'épreuve suivante :

Le moteur à gaz, étant attelé à la dynamo, on allumait les lampes alimentées par cette machine; on produisit ainsi le travail normal, et, lorsque le régime fut établi, on releva à plusieurs reprises, pendant un essai d'une heure, les indications du Voltmètre, de l'Ampère-mètre et du compteur à gaz. On fit alors tomber la courroie, et on la remplaça par un frein de Prony, que l'on chargea de façon à obtenir le même nombre de tours du moteur et la même consommation de gaz. De l'ensemble de ces deux essais, on put déduire très exactement le coefficient de rendement de l'installation, c'est-à-dire le coefficient au moyen duquel on pouvait calculer le nombre de chevaux produit par le moteur, connaissant le nombre de watts fournis par la dynamo.

Ces expériences firent également connaître la consommation du gaz par cheval-heure, et on put vérifier qu'elle ne dépassait pas 750 litres. Ce chiffre était celui admis par la Compagnie Parisienne, et il avait servi de base pour fixer le tarif de 0 fr. 20 par cheval-heure, d'après lequel le Syndicat des Électriciens payait sa consommation.

A la suite d'essais faits comme il vient d'être dit, les coefficients suivants furent adoptés :

Poste d'Électricité Jaspar et Dulait	1,920
— Fabius-Henrion	1,447
— Latimer-Klarke	1,338
— Compagnie Électrique	1,59

Pour établir les chiffres de consommation, on relevait chaque jour le travail électrique des machines, et, au moyen des coefficients ci-dessus, on déduisait la force en chevaux produite par les moteurs. La somme à payer par le Syndicat des Électriciens s'obtenait comme il vient d'être dit, en appliquant le tarif de 0 fr. 20 par cheval-heure. La somme que l'Administration avait à payer à la Compagnie Parisienne s'obtenait par différence, en déduisant de la consommation totale du Palais, enregistrée par les deux compteurs, la consommation des moteurs du Syndicat des Électriciens, déterminée comme il a été expliqué plus haut.

Les quantités de gaz consommés, résultant de cette différence, et restant à la charge de l'Administration, furent les suivantes pour les différents mois de la période d'exploitation.

Mois	Quantités	Sommes
Mai	12.544 ^{m3}	à 0,20 = 2.508 ^{fr} 80
Juin	6.103	1.220 60
Juillet	15.135	3.027 »

Août	21.821	4.864 ^{fr} 20
Septembre.	17.923	3.584 60
Octobre.	19.054	3 810 80
Novembre.	4.168	833 60
	<u>96.748^{m3}</u>	<u>19.349^{fr}60</u>

Fourniture de vapeur.

Nous ne nous occuperons dans ce chapitre que des installations qui furent faites pour fournir la vapeur au Palais des Machines.

Un assez grand nombre de chaudières montées dans différentes parties de l'Exposition produisaient de la vapeur qui était employée pour des services spéciaux et principalement pour celui de l'éclairage électrique. Les constructeurs auxquels elles appartenaient n'étaient liés par aucun contrat avec l'administration de l'Exposition, mais leurs appareils étaient considérés comme objets exposés; nous avons déjà décrit dans la 6^e partie, les chaudières exposées au Champ de Mars.

Les conditions dans lesquelles devait s'effectuer cette fourniture furent fixées dans un projet de marché et dans une circulaire. Le premier de ces documents avait été soumis au Comité des Machines qui l'avait approuvé dans sa séance du 8 juin 1887.

Le dernier délai pour l'envoi des demandes d'admission des exposants avait été fixé au 1^{er} février 1888 et sur ces demandes il devait être fait mention des quantités de vapeur ou de force motrice dont avait besoin chaque machine exposée. Ces renseignements permirent donc, dès les premiers mois de 1888, d'établir un relevé général des quantités de vapeur et de force motrice que l'on aurait à fournir dans le Palais des Machines. On fit ensuite des totaux de ces chiffres pour chaque classe et pour chacune des sections étrangères; en sorte qu'on put non seulement déterminer d'une façon assez précise la consommation totale de vapeur par heure de marche, mais même se rendre compte comment cette vapeur devait être répartie dans les différentes portions du Palais, il était alors facile de déduire de ce dernier chiffre l'importance qu'il était nécessaire de donner à chacun des six groupes de générateurs dont la construction avait été prévue dans l'avant-projet de l'installation.

Le premier relevé qui fut fait des quantités de vapeur à fournir par heure à chacune des classes et aux différentes sections étrangères, donnait un total de 40000 kilogrammes par heure et ce fut ce chiffre qui servit de base pour passer les premiers marchés de fourniture.

L'envoi qui avait été fait à tous les intéressés du projet de marché fixant les conditions de la fourniture de la vapeur, détermina de la part d'importantes maisons de construction anglaises, belges et françaises des propositions qui furent

examinées dans la séance du Comité technique des machines, en date du 8 mai 1888. Les offres reçus par l'Administration étaient d'environ 10 000 kilogrammes supérieures à ce qui était demandé. Tous les constructeurs qui les avaient faites furent admis, mais le chef du service mécanique et électrique fut chargé de répartir entre eux la fourniture totale fixée à 40 000 kilogrammes.

La rédaction des contrats définitifs passés avec les constructeurs concessionnaires fut peu différente de celle du projet du marché. Toutefois l'Administration consentait à augmenter le prix des 1 000 kilogrammes de vapeur fournis par heure pendant 180 jours et à le fixer à 8 500 francs au lieu de 7 900 francs, prix primitivement indiqué dans la circulaire.

Le tarif des différentes catégories et fournitures supplémentaires resta tel qu'il avait été établi dans ladite circulaire dont nous reproduisons ci-dessous les chiffres.

Fourniture de vapeur pendant les heures réglementaires de marche :

Pour 1 000 kilogrammes de vapeur, journée en supplément, 3 francs.

Fourniture supplémentaire de vapeur provenant d'une prolongation au dela de 7 heures par jour :

Pour chaque heure supplémentaire pour main d'œuvre quelque soit le nombre des ouvriers, 3 francs.

Par 1 000 kilogrammes de vapeur fournie, 3 francs.

Fourniture supplémentaire provenant d'une prolongation dans la durée de l'Exposition.

Par 1 000 kilogrammes de vapeur fournie, 5 francs.

Vers la fin de 1888, le grand succès que devait obtenir l'Exposition, ne faisait plus de doute pour personne. L'émulation devint très vive entre les industriels; chacun voulut mieux utiliser l'emplacement qui lui était accordé et présenter les appareils les plus puissants de sa construction.

D'autre part, les Commissaires étrangers, ayant terminé à cette époque le recensement de leurs exposants, donnèrent sur l'importance de la répartition des industriels de leurs pays, des renseignements complets qui démontraient que toutes les prévisions se trouvaient considérablement dépassées.

Les chiffres précédemment admis pour la consommation de vapeur des sections de la Belgique et de la Suisse étaient triplés et la quantité de vapeur totale à fournir par heure, dans le Palais, atteignait un total de 60 000 kilogrammes :

CLASSE OU SECTION	V A P E U R pour force motrice à raison de 13 kilogrammes par cheval-heure	V A P E U R pour appareils divers d'après les relevés des demandes d'admission
Angleterre	2.300 ^{kg.}	3.500 ^{kg.}
États-Unis	1.300	3.500
Belgique.	1.620	11.220
Suisse.	2.250	7.090
Classe 48.	800	»
— 50.	1.080	940
— 52.	4.010	8.000
— 53.	2.542	»
— 54-55.	2.790	»
— 57.	1.125	»
— 58.	2.020	1.105
— 62.	2.000	1.250
	24.337	36.605
	60.942	

Le chiffre de 40 000 kilogrammes de vapeur à fournir qui résultait de relevés faits sur les premiers renseignements reçus était dépassé dans une proportion telle que la nécessité de conclure de nouveaux marchés était indiscutable. Quatre des constructeurs auxquels avaient été attribués les groupes alimentant les parties les plus chargées du Palais, consentirent à augmenter l'importance de leurs installations et à passer des contrats de fournitures supplémentaires.

Le timbre des chaudières était en général assez élevé, mais au moyen de détenteurs, la tension de la vapeur dans les conduites était maintenue à environ 7 kilogrammes.

L'emplacement réservé aux bâtiments des chaudières était comme nous l'avons dit plus haut, la cour de la force motrice, c'est-à-dire l'espace compris entre le Palais des Machines et la palissade qui formait la clôture de l'avenue Lamotte-Picquet.

On fixa à 13^m,50 la distance des façades de ces constructions au mur extérieur de la galerie de pourtour du Palais et à 22 mètres celle de cette même façade à l'axe des cheminées. Cette dernière cote avait été adoptée à la suite de sondages qui avaient démontré que dans toute la longueur de cet alignement on se trouvait sur un terrain de sable très favorable pour établir les fondations

tandis qu'en se rapprochant du Palais on rencontrait le remblai qui avait servi à remplir la fouille pratiquée en 1878 dans cette partie du Champ de Mars.

Lors de la construction des cheminées, ces prévisions se réalisèrent complètement et les constructeurs, non seulement, n'eurent aucune difficulté pour l'exécution des fondations de leurs cheminées, mais ils trouvèrent même dans le produit de la fouille le sable nécessaire pour la confection des mortiers.

Chacun des six groupes de chaudières était relié au Palais par une des galeries souterraines dont nous avons parlé et dans lesquelles passaient les tuyaux de vapeur.

Un septième groupe de chaudières fut placé dans le jardin d'isolement c'est-à-dire dans l'espace compris entre le Palais des Machines et les galeries industrielles du côté de l'avenue La Bourdonnais. Une fourniture de vapeur ayant été concédée à MM. Davey, Paxman et C^{ie} qui avaient l'entreprise de la force motrice de la station centrale de la Société Gramme, ces derniers demandèrent à monter leurs chaudières dans le local qui était destiné au service de l'éclairage. La situation de ces générateurs étant très favorable pour desservir les sections de la Grande-Bretagne et des États-Unis, la création du septième groupe dans le jardin d'isolement fut décidée.

Plusieurs groupes se trouvant formés par la réunion des chaudières de deux constructeurs, ceux-ci installèrent leurs générateurs dans des locaux séparés et s'entendirent pour se servir de la même cheminée construite à frais communs. MM. Babcock et Conrad Knap, Fontaine et Dulac constituèrent ainsi les premier et sixième groupes. MM. Weyher et Richmond et la Compagnie de Fives-Lille firent leur installation complètement en commun.

La hauteur de 35 mètres qui avait été fixée comme minimum, par le Chef du service mécanique et électrique, pour les cheminées des chaudières chauffées à la houille, fut adoptée par tous les constructeurs. La plupart d'entre eux donnèrent la préférence à la construction en briques et les entrepreneurs auxquels ils confièrent leurs travaux, présentèrent des spécimens d'une exécution fort remarquable.

MM. de Naeyer; Daydé et Pillé établirent des cheminées en tôle. Nous devons une mention spéciale à celle de MM. Daydé et Pillé, qui n'étant pas maintenue par des haubans, devait sa stabilité à une large base raccordée au corps cylindrique au moyen de contreforts très élégants en tôle découpée. Nous en avons déjà parlé dans le 1^{er} fascicule de la 6^e partie.

Les bâtiments des générateurs étaient pour la plupart des constructions métalliques avec remplissage en briques.

Tuyauterie. — Les générateurs avaient dû, comme nous venons de le voir, être placés à une certaine distance du Palais et presque tous d'un même côté dans l'espace appelé Cour de la force motrice, parce que l'annexe de la classe 61

occupait du côté Suffren, l'ancien jardin d'isolement, c'est-à-dire l'intervalle compris entre la galerie de pourtour et les bâtiments des industries diverses.

Le Palais des Machines avait une largeur inusitée qui au point de vue de la distribution de la vapeur avait l'inconvénient d'allonger beaucoup les conduites. Les grandes distances à parcourir et l'importance de la quantité de vapeur à répartir dans le Palais, firent de la distribution l'une des questions qui durent être étudiées avec le plus grand soin et qui présentaient des difficultés sans précédents.

Certains générateurs fournissaient de la vapeur à des machines qui se trouvaient éloignées d'eux de 270 mètres. D'après les conditions des marchés de fourniture de vapeur, les fournisseurs devaient installer, à leurs frais, les conduites principales servant à amener la vapeur de leurs chaudières à l'intérieur du Palais ainsi que les maîtresses conduites de distribution placées dans les galeries voûtées et sur lesquelles les exposants avaient à établir leurs branchements. A chaque groupe de chaudières correspondait donc l'installation d'une tuyauterie assez importante.

Lorsque plusieurs constructeurs faisaient partie du même groupe de générateurs, il leur était imposé de placer à frais communs dans les grandes galeries voûtées, un tuyau unique qui recevait la vapeur de tous leurs générateurs et alimentait une section du palais. En raison de cette obligation, plusieurs d'entre eux s'entendirent pour monter également à frais communs les tuyaux de raccordement des chaudières aux maîtresses conduites de distribution, ainsi que la canalisation de prise d'eau pour l'alimentation des générateurs.

Cette dernière canalisation était branchée sur le tuyau de 0^m,60 de distribution d'eau à basse pression qui était placé dans la grande galerie voûtée.

Le cahier des charges imposait aux fournisseurs l'obligation de munir leur maîtresse conduite de distribution de vapeur, de tubulure de 0^m,150 de diamètre pour les prises de vapeur des machines motrices et d'une tubulure de 0^m,100 par longueur de 10 mètres de tuyau qu'ils avaient à fournir. Ces tubulures étaient réservées aux branchements des exposants. La position exacte de chacune de ces tubulures fut indiquée aux constructeurs par le Chef de service mécanique et électrique.

En raison de la grande longueur des canalisations on avait dû prendre des précautions pour permettre la dilatation, il avait été prescrit qu'un presse-étoupe formant joint à dilatation serait placé tous les 20 mètres.

Les conduites devaient être munies de purgeurs automatiques en tous les points où la disposition du circuit pouvait rendre nécessaire l'adjonction de ces appareils.

Enfin, il était obligatoire d'entourer les tuyaux d'une enveloppe calorifuge assez épaisse pour empêcher la surface extérieure d'avoir une température supérieure à 50°.

Pendant les premiers jours de service, la dilatation et les coups d'eau occasionnèrent d'assez nombreuses ruptures de joints, mais au bout de quelque temps, une sorte de régime s'établit et en général les canalisations se comportèrent mieux qu'on aurait pu le supposer en raison de leurs grandes longueurs.

Nous devons spécialement signaler le système de joints employé par MM. de Naeyer et C^{ie} pour la construction des conduites de vapeur qu'ils avaient à installer et dont la longueur totale était d'environ 420 mètres.

Ces joints étaient formés de bagues en fer, coniques à leurs extrémités, qui s'emboîtaient dans des fraises de mêmes formes pratiquées aux extrémités de chaque tronçon. Les conduites étaient en fonte et elles avaient 0^m,200 de diamètre. Les joints à dilatation étaient des presses-étoupes dont la partie glissante était en bronze tourné. Ainsi montées, ces canalisations furent d'une étanchéité parfaite. En aucun point de leur longueur elles ne présentèrent de fuites pendant toute la durée de l'Exposition.

Pour supporter les tuyaux dont les galeries voûtées, plusieurs dispositions furent employées, mais celle qui fut présentée par la Compagnie de Fives-Lille et adoptée par plusieurs constructeurs, était assurément la meilleure.

Les supports étaient de deux types différents suivant qu'ils étaient destinés à soutenir la conduite près d'un joint à dilatation ou dans la partie courante. Les supports d'ancrage présentaient des scellements très solides attendu qu'ils formaient les points fixes sur lesquels la dilatation s'appuyait pour faire jouer les presse-étoupes.

La conduite maîtresse de distribution de vapeur n'était pas placée dans l'axe de la galerie. On l'avait reportée sur le côté de telle sorte que, dans le milieu, on disposait de toute la hauteur et la circulation était libre.

Grâce à l'observation de minutieuses précautions et à la surveillance très active exercée par les inspecteurs, le service de la vapeur n'a occasionné aucun accident.

Comme mesure de précaution chaque groupe de générateurs avait été relié par une sonnerie électrique au bureau du service mécanique et électrique, en sorte qu'en cas d'accident on pouvait au moyen de ce signal, faire fermer immédiatement les vannes de prise de vapeur de l'un ou l'autre groupe. Cette précaution était indispensable en raison des grandes distances qu'il y avait à parcourir et des obstacles que pouvait créer la foule des visiteurs, à la transmission rapide d'un ordre.

Pour terminer ce qui est relatif à la distribution de la vapeur, il nous reste à indiquer la disposition adoptée pour l'installation des branchements.

L'administration devait établir à ses frais le caniveau destiné à recevoir les tuyaux de vapeur et d'eau de condensation des machines fournissant la force motrice au palais. En conséquence chaque machine dut être reliée à la grande galerie voûtée au moyen d'un caniveau d'une construction aussi économique que possible.

Au-dessus d'une des ouvertures ménagées tous les 4^m,30 dans la voûte de la galerie, ouvertures dont nous avons parlé précédemment, on avait établi un coffrage en bois qui arrivait jusqu'au niveau du plancher. Ce coffrage dont la longueur, dans le sens perpendiculaire à la voûte, était de 2^m,400 et la largeur de 1 mètre, se prolongeait par un caniveau boisé qui avait la même largeur et allait jusqu'à la machine qu'il s'agissait de desservir. Le tout était recouvert par des panneaux en planches que l'on pouvait soulever pour la manœuvre des vannes ou pour la réparation des joints.

Les renseignements que nous venons de donner montrent déjà quelle importance sans précédent avait à l'Exposition de 1889, le service de la vapeur.

L'exploitation montra que les prévisions qui avaient servi de base à l'établissement du projet s'étaient trouvées conformes aux besoins qu'il y avait eu à satisfaire.

Le poids total d'eau vaporisé pendant la durée normale de l'Exposition et déduit de la totalisation des indications des compteurs placés à chaque chaudière fut, à 3 000 kilogrammes près, le chiffre prévu.

C'est à la perfection des générateurs affectés au service de la fourniture de la vapeur du Palais des Machines et au zèle du personnel d'élite auquel les divers constructeurs confièrent la surveillance et la marche de leurs chaudières, qu'est due la parfaite régularité avec laquelle le palais fut alimenté de vapeur.

Jamais, pour ainsi dire, aucune chaudière n'a été arrêtée en dehors des jours réglementaires et mensuels de nettoyage, bien que quelques générateurs aient dû, à certaines heures de la journée, être poussés et fournir plus que la quantité normale correspondant à leurs dimensions.

Dans cet importante entreprise qui ne pouvait donner de bénéfice aux constructeurs et dont le service était assez fatigant pour les ouvriers, chacun a fait son devoir et mérite les plus grands éloges.

Dans le courant du mois d'octobre, l'Administration organisa un concours entre les chauffeurs employés dans tous les services de l'Exposition, et elle confia la direction et l'organisation de ce concours à M. Souchet, président de la Fédération centrale des chauffeurs-conducteurs-mécaniciens de France.

Le dévoué concours de M. Souchet et des professeurs des cours de chauffeurs qui acceptèrent les fonctions de membres du Jury, permit d'établir un classement du personnel et d'attribuer, comme récompense de leurs bons services, des diplômes aux plus habiles et aux plus méritants.

Ce concours avait fait suite à celui que la Fédération centrale des chauffeurs-conducteurs de machines avait organisé, dans le mois de septembre, sous la présidence de M. Souchet, et auquel avaient pris part environ cent adhérents de cette utile association.

Transmissions. — Établissement du Projet.

Nous verrons dans la suite que la discussion de la disposition la plus favorable à adopter pour les transmissions de mouvement, conduisit à placer suivant le milieu des massifs de 15 mètres de largeur, quatre lignes d'arbres parallèles à l'axe longitudinal du palais.

Il parut convenable de diviser ces lignes d'arbres dans le sens de leur longueur, en deux tronçons séparés par le grand passage transversal du palais; on forma ainsi 8 lots d'arbres de couche, indépendants les uns des autres, qui devaient être actionnés au moins par huit machines motrices.

Les constructeurs considérant comme très avantageux pour utiliser leurs machines pour transmettre le mouvement aux transmissions, on chercha à donner satisfaction au plus grand nombre d'entre eux, et on décida qu'au lieu de restreindre le nombre des machines motrices au minimum, on rétablirait des subdivisions des 8 lots principaux d'arbres de couche.

On reconnut que les lignes d'arbres pouvaient se décomposer en tronçons d'environ 45 mètres de longueur et qu'ainsi on formerait 30 lots à chacun desquels devrait être affectée une machine motrice.

Ce fut à cette dernière disposition que l'on s'arrêta.

Deux machines supplémentaires furent nécessaires pour commander une transmission additionnelle placée dans les classes 54 et 55 et une machine dynamo qui envoyait environ 50 chevaux aux galeries du quai d'Orsay pour le service de la classe 49.

Organisation du Service.

Pour provoquer les offres des constructions, on opéra comme pour les chaudières: on adressa aux principales maisons qui pouvaient prendre part à cette entreprise, des exemplaires du projet de marché approuvé par le comité technique des machines dans sa séance du 8 juin 1887, et de la circulaire du 1^{er} août 1887 dans laquelle étaient indiquées les allocations accordées pour fourniture de force motrice.

Ces documents fixaient d'une façon très précise les charges et obligations imposées aux concessionnaires.

Au mois de janvier 1888, il était parvenu à l'Administration un nombre de demandes à peu près égal au nombre des places disponibles.

Les documents qui étaient joints aux propositions provenant de constructeurs français et étrangers, formèrent des dossiers qui furent soumis au Comité technique des machines dans la séance du 8 mai 1888. 32 constructeurs furent acceptés comme fournisseurs et le chef de service mécanique et électrique fut

NOMS DES FOURNISSEURS	SYSTÈMES DES MACHINES	FORCE RÉELLE des machines	FORCE FOURNIE d'après contrat	PRESSION de la vapeur dans la conduite générale	NOMBRE DE TOURS par minute	CONSUMMATION de vapeur par heure accordée par l'Administration	CONSUMMATION d'eau pour la condensation, accordée par l'Administration	MONTANT DU FORFAIT	SOMMES TOTALES payées, fournitures supplémentaires comprises	CLASSES OU SECTIONS RECEVANT LA FORCE
Ateliers de construction d'Oerlikon (Suisse) . .	Machine pilon, système compound . .	300 ch.	10 ch.	7 kgs.	180	1400	42 ^{m3}	4.400 fr.	1.554,50	Section Suisse.
Bérendorf fils, Paris	— horizontale à 1 cylindre	50	40	»	40	400	6	1.600	1.647,75	Classe 58.
Berger (André), à Thann (Alsace)	— jumelle horizontale compound 4 distributeurs Corliss	100	75	»	70	600	15	3.000	3.048,62	Classe 53.
Béatrix et Cie, à Saint-Etienne	Machine horizontale compound, tiroirs rotatifs	120	85	»	110	600	35	3.400	3.474,62	Classe 50.
J. Boulet et Cie, à Paris	Machine horizontale compound, tiroirs plans	100	75	»	75	600	18	3.000	3.038,87	Classe 57.
Brasseur, à Lille	Wheelock, tiroirs cylindriques	300	110	»	60	990	28	4.400	4.475,87	Transmiss. électr. de la cl. 49.
Buffaud et Robatel, à Lyon	Pilon compound	75	40	»	150	400	10	1.600	1.642,12	Classe 55.
Carels frères, à Gand (Belgique)	Jumelles horizontales, système Sulzer	350	110	»	60	770	22	4.400	4.559,25	Section Belge.
J. Casse et fils, à Fives-Lille	Jumelle à balancier, système Fourlinier	600	110	»	52	1100	22	4.400	4.482,10	Classe 54.
Chaligny et Cie, à Paris	Compound horizontale	60	50	»	90	400	10	2.000	2.042,12	Classe 52.
Davey, Paxmann et Cie, à Colchester (Anglet.)	Jumelle compound, tiroirs plans	150	95	»	65	1300	24	3.500	3.647,43	Section Anglaise.
— — — — —	Horizontale à 1 cylindre	125	80	»	70	1000	20	3.500	3.596,72	—
Douane, Jobin et Cie, à Paris	Pilon Woolff, système Quéruel	100	75	»	60	525	18, 750	3.000	3.129,87	Classe 57.
Fives-Lille (Compagnie de), à Lille	Horizontale à 1 cylindre, 4 tiroirs plans	100	75	»	60	620	21	3.000	3.064,87	Classe 52.
Escher, Wyss et Cie, Zurich (Suisse)	Jumelles compound, système Frickart	150	90	»	80	720	20	3.600	3.651,87	Classe 53.
Société anonyme des anciens établ. Cail, à Paris	Pilon compound	260	40	»	93	540	12	1.600	1.962,73	Classe 58.
Lecouteux et Garnier, à Paris	Horizontale, 1 cylindre, système Corliss	300	110	»	50	1100	30	4.400	4.458,37	Classe 52.
Olry, Grandemange et Coulanghon, à Paris	Compound horizontale, tiroirs plans	80	55	»	75	412,5	10	2.200	2.251,87	Classe 53.
Th. Powell, à Rouen	Horizontale à triple expansion, tiroir cylindrique	150	90	»	70	720	22, 500	3.600	3.671,60	Classe 58.
Société française de matériel agricole, à Vierzon	Compound horizontale	50	40	»	100	480	10	1.600	1.979,14	Classe 50.
Schneider et Cie, au Creusot	Horizontale système Corliss, type 1885	300	110	»	60	1100	33	4.400	4.515,25	Classe 62.
Société des Forges et Fonderies de l'Horme, à Lyon	Compound horizontale	240	80	»	120	800	24	3.200	3.326,62	Classe 48.
Société alsacienne de constr. mécan., à Belfort	Jumelle compound, système Frickart	100	60	»	75	480				
Société anonyme de constr. mécaniques, à Anzin	Jumelle compound système Wheelock	160	90	»	70	810	15	2.400	2.831,27	Classe 54.
Société Suisse pour la construction de locomotives et machines, à Winterthur	Compound horizontale	120	85	»	150	850	40, 500	3.600	3.672,05	Classe 55.
Sulzer frères, à Winterthur	Compound jumelles, système Sulzer	150	90	»	70	810	0	3.400	3.511,25	Section Suisse.
Société centrale de constr. de mach. à Pantin	Pilon à triple expansion	150	100	»	100	900	27	3.600	3.648,62	Classe 53.
Société anonyme « le Phénix », à Gand	Compound jumelles, tiroirs plans	190	100	»	60	850	25	4.000	5.233,87	Classe 62.
E. Windsor, à Rouen	Woolff en tandem, distribution par sou- papes	150	90	»	60	900	32, 400	3.600	6.073,94	Section Belge. Classe 52.
Darblay père et fils, à Essonnes	Horizontale à 1 cylindre, genre Corliss	40	40	»	»	400	10	»	»	Papeterie Darblay.
Broun et Cie, à Fitchbourg (Etats-Unis)	Horizontale à 1 cylindre, 4 tiroirs plans	100	100	»	100	1300	0	»	»	Section des Etats-Unis.
Straight line Engine Co, à Syracuse (Etats-Unis)	Horizontale à 1 cylindre, 2 tiroirs plans	100	100	»	220	1300	0	»	»	—
		5320	400			25177,5	628 ^{m3} 150	94.400 fr.	100 892,96	

chargé de régler avec ces derniers les détails des conventions à intervenir avec l'Administration, et de leur assigner les lots d'arbres qu'ils auraient à faire mouvoir.

Des marchés de fourniture, furent passés avec les différents constructeurs français et étrangers admis par le comité technique.

Pour effectuer d'une façon rationnelle les répartitions des machines entre les différents lots de transmissions, on releva sur les demandes d'admission les quantités de force motrice indiquées par chaque exposant ; on totalisa ces chiffres pour chaque classe ou section étrangère et on put ainsi se rendre compte du nombre de chevaux qui serait pris sur chacun des lots d'arbres de couche. Il fut alors facile d'affecter aux lots les plus chargés, les machines motrices dont la puissance nominale était la plus grande, en un mot, de proportionner la force que chaque moteur était susceptible de produire, à celle qui devait être prise sur l'arbre qu'il commandait.

Le tableau ci-après donne le total de la force demandée par les exposants des différentes classes ou sections.

Classe	48	65	chevaux
—	50	169	—
—	51	51	—
—	52	136	—
—	53	56	—
—	54	74	—
—	55	28	—
—	56	26,5	—
—	57	107	—
—	58	82	—
—	59	28	—
—	61	2	—
—	62	384	—
—	63	5	—
Section Anglaise		154	—
— Américaine		108	—
— Belge		215	—
— Suisse		108	—
		<u>1798,5</u>	chevaux

Les noms des constructeurs et tous les renseignements relatifs aux fournitures dont ils furent chargés se trouvent résumés dans les tableaux qui précèdent pages 466 et 467.

On remarquera sur ce tableau que les trois dernières machines inscrites n'ont reçu aucune rétribution, cela tient à ce que, par suite de conventions spéciales :

1° MM. Darblay père et fils s'étaient engagés à monter et à faire fonctionner à leurs frais, un moteur actionnant exclusivement leur machine à papier ;

2° M. le Commissaire général des États-Unis demanda que les emplacements des machines motrices de sa section, fussent réservés à des constructeurs américains, lorsque précédemment M. le Directeur général de l'Exploitation avait été informé que ces emplacements étaient laissés à sa disposition ; en conséquence de cet avis, des contrats avaient été passés avec des constructeurs français pour la mise en mouvement de la section des États-Unis, et les crédits affectés à cette fourniture de force ne se trouvaient plus disponibles.

Comme il est indiqué au tableau de la répartition des surfaces l'ensemble des machines motrices réparties dans les différentes classes occupait 712^m,40. Chacun de ces moteurs, en qualité d'appareil exposé dépendait de la classe 52, dut à ce titre verser au comité d'installation de cette classe une redevance proportionnelle à la surface occupée. Toutefois d'après une décision de ce comité le tarif qui fut appliqué à ces emplacements était de 50 % inférieur à celui de la classe proprement dite.

Cette dépense aurait pu être réduite si on n'avait payé aux différentes machines que la force réelle qu'elles ont eu à produire ; mais les conventions établies sur ces bases n'auraient pas été équitables, attendu que les constructeurs dont les machines se seraient trouvées placées dans des sections chargées, auraient été avantagés par rapport à ceux dont les machines étaient affectées à des classes demandant peu de force. Il était plus juste d'assurer à chaque constructeur une rétribution minimum, proportionnelle à la puissance de sa machine et par conséquent aux frais d'installation qu'il avait à faire. C'est d'après ces dernières bases que les contrats ont été établis, et dans le travail de répartition des divers emplacements, on a cherché à attribuer aux différentes machines la fourniture du mouvement à des classes susceptibles d'utiliser la puissance stipulée au contrat.

Toutefois les machines étrangères ont été placées dans leurs sections respectives à l'exception des machines Sulzer et Escher Wyss qui ont dû être installées dans des classes françaises ; la section Suisse ne pouvait en effet recevoir que deux machines motrices et quatre maisons de construction de premier ordre, se trouvaient avoir fait des offres, qu'il était du devoir de l'Administration d'accepter.

Conformément aux termes des marchés de fournitures de force motrice, il fut fait pendant la période d'exploitation des relevés à l'indicateur de la force fournie par chaque machine.

Les résultats de ces essais ont démontré que l'attribution des emplacements, faite comme il a été dit précédemment, s'était trouvée juste ; on peut, en effet, constater sur le tableau ci-dessous que cinq machines seulement ont eu à fournir par rapport aux chiffres de leur marché, un excédant de puissance formant un total de 89 chevaux.

	FORCE SUPPLÉMENTAIRE fournie par les machines	MONTANT des ALLOCATIONS
	chevaux	fr. c.
Société des anciens établissements Cail.	6,2	252 48
Société « Le Phénix » de Gand. . .	44 »	1.777 34
Société alsacienne de constructions mé- caniques	7,3	299 77
Société centrale de constructions de machines	7 »	285 02
Société française de Matériel agricole .	24,5	959 12
Totaux. . .	89 chevaux	3.603 ^{fr} ,72

Les quantités de vapeur réellement consommées par chaque machine motrice n'ont pas pu être déterminées d'une façon rigoureuse, mais les volumes d'eau employés pour la condensation ont été enregistrés au moyen de compteurs qui ont permis de contrôler que les chiffres accordés par le contrat n'étaient pas dépassés.

Le fonctionnement des différentes machines motrices a été particulièrement satisfaisant. Il n'est survenu comme accident grave que la rupture du volant de la machine de la *Straigt Line*; dans la Section des États-Unis, la portion de la jante qui s'est détachée est heureusement venue frapper une des colonnes en fonte qui supportaient la transmission, et les éclats projetés dans un très petit rayon, n'ont atteint aucun visiteur.

En général, les machines motrices, qui pour la plupart avaient pu être mises en marche le jour de l'ouverture, n'ont subi d'autre arrêt que celui qui leur était accordé chaque mois, d'après les termes du contrat. Comme nous verrons en faisant l'étude de l'installation des transmissions, des dispositions avaient été prises afin que lorsque le moteur d'une des sections se trouvait arrêté, on put manchonner l'extrémité de la portion d'arbres qu'il commandait avec celle de la machine voisine en fonctionnement.

Cette opération de la jonction de deux sections était effectuée chaque jour pour la transmission de la machine qui était désignée pour l'arrêt réglementaire.

En plusieurs circonstances et principalement pendant le premier mois d'exploitation, cette faculté de réunion de lots de transmission se faisant suite, rendit les plus grands services pour parer au retard apporté dans le montage de certains moteurs, où à l'échauffement de paliers dans lesquels avait pu pénétrer de la poussière pendant la période d'installation.

Bien qu'il se soit trouvé dans les dispositions mécaniques des machines motrices, un certain nombre de dispositifs nouveaux fort intéressants, on peut dire qu'il n'a été présenté à l'Exposition de 1889, aucun type de moteur véritablement classique, comme l'avaient été les moteurs Corliss et Sulzer en 1867. On remarquera cependant que le grand nombre de machines jumelles horizontales montre une tendance très marquée, des industriels et des constructeurs à employer ces moteurs doubles. Par la position de leurs manivelles ils ont l'avantage d'assurer un mouvement très régulier, et en outre de se prêter d'une façon très favorable à l'application du système compound, dont la combinaison avec l'emploi de quatre distributeurs distincts donne le maximum d'économie qu'il soit possible de réaliser.

Nous devons signaler également l'apparition des machines à triple expansion qui ont commencé à être employées dans la marine en 1874, et dont l'industrie fera certainement usage d'une façon courante d'ici à quelques années, la bonne marche des spécimens présentés à l'Exposition de 1889 ayant démontré que leur fonctionnement très économique peut s'obtenir sans rien sacrifier de la simplicité de la construction.

Une installation qui présentait un certain intérêt était celle des ateliers de construction d'Erlikon ; la machine à vapeur du type pilon compound ne donnait pas directement le mouvement à l'arbre de couche de la transmission principale ; elle actionnait une dynamo d'un très grand modèle et d'une construction remarquable dont le courant était envoyé à une réceptrice ayant à peu près les mêmes dimensions, et sur l'arbre de laquelle étaient montées deux poulies qui recevaient les courroies de commande de la ligne d'arbres de couche correspondante.

Quelques-unes des classes qui n'avaient pas d'emplacements dans les massifs traversés par les arbres de couche, eurent besoin de petites quantités de force que le service mécanique dut se mettre en mesure de leur fournir ; les transmissions électriques furent exclusivement employées pour distribuer en ces points isolés une portion de la force dont on disposait sur les arbres principaux.

La classe 56 (Matériel et procédés de la couture et de la confection des vêtements) qui en raison de la légèreté des machines qu'elle comprenait, avait été placée dans les galeries du premier étage, dut recevoir comme il vient d'être dit, la force qui lui était nécessaire.

Dans les classes 63 et 55 il fut également fait de petites installations du même genre.

L'application la plus importante du transport de la force par l'électricité qui fut faite à l'Exposition avait pour but la mise en mouvement des transmissions de la classe 49 entièrement installée dans les galeries du quai d'Orsay. La section française de cette classe était mise en marche au moyen de deux dynamos, l'une génératrice, l'autre réceptrice, construites et exposées par la Société pour

la transmission de la force. La génératrice était commandée par le moteur système Wheelock, exposé par M. Brasseur dans la classe 52.

La section américaine de la même classe 49 recevait sa force des dynamos et machine à vapeur installées dans la Section des États-Unis par la maison Thomson-Houston.

Pour ce qui concerne les transmissions de mouvement, il y eut en premier lieu à décider une question de principe que le chef du service mécanique et électrique crut devoir soumettre à l'appréciation du comité technique des machines ; les arbres de couche devaient-ils être montés au-dessus du sol ou souterrainement ? Après un examen minutieux des avantages et des inconvénients que présentait chacune de ces dispositions, il fut décidé que les transmissions seraient placées au-dessus du sol et que les paliers reposeraient sur des supports dont le Chef du service aurait à faire connaître ultérieurement la construction.

Relativement à la fourniture des différentes parties de ces transmissions, on décida qu'on ferait connaître aux constructeurs fabriquant spécialement ces organes mécaniques, les prix qui seraient accordés pour location, entretien et graissage par mètre courant d'arbre de couche.

Il fut établi, de même que pour les chaudières et les machines motrices, un projet de marché résumant les conditions de ces fournitures ainsi que les charges incombant aux constructeurs.

Le projet de marché ci-dessus mentionné avait été soumis au Comité technique, qui l'avait approuvé dans sa séance du 7 juin 1887.

Toutefois, le prix par mètre courant d'arbre, fixé tout d'abord à 72 francs pour des arbres de 100 millimètres de diamètre, fut réduit à 64 francs lorsque l'étude définitive des transmissions eut conduit à adopter le diamètre de 90 millimètres au lieu de celui de 100 millimètres, dont l'emploi avait été primitivement prévu.

Le projet de marché dont il vient d'être question, fut adressé à un certain nombre de constructeurs et l'envoi de ce document détermina des offres de la part d'importantes maisons de construction dont les propositions ainsi que les types de manchons et paliers furent soumis au Comité technique dans la séance du 8 mai 1888.

Les soumissionnaires furent agréés comme fournisseurs et le Chef du service mécanique fut chargé de répartir entre eux les trente lots d'arbres comprenant la transmission principale de mouvement.

Le tableau ci-dessous fait connaître les noms des différents fournisseurs, les numéros des lots qui leur furent attribués, le détail du matériel qu'ils eurent à fournir, et le montant des sommes qu'ils touchèrent, soit comme principal, soit à titre de fourniture supplémentaire.

Service des Transmissions de mouvement.

NOMS DES FOURNISSEURS	N ^o DES LOTS de chacun d'eux	LONGUEUR TOTALE d'arbres par fourniture	NOMBRE DE PALIERS		NOMBRE de manchons	OBSERVATIONS
			Paliers de 0 ^m ,090	Paliers de 0 ^m ,120		
Burot.	3, 4, 5	142 ^m .53	39	4	19	Installation à la charge de M. Darblay.
Casse et Fils	21, 28, 29, 30	166.49	46	4	26	
Chérier	11, 12	94.03	24	4	13	
Darblay	9	28.75	7	2	4	
Feray.	19, 26	94.03	24	4	13	
Matheïn et Garnier.	15, 16, 22, 23	164.83	42	8	25	
Olry, Grandemange et Coulanghon	20, 27	93.20	24	4	15	
Piat	6, 7, 13, 14	209.63	54	8	32	
Ravasse	1, 2, 8	111.18	28	6	17	
Schneider	10, 17	110.45	31	2	16	
Société de Baume et Marpent. . .	18, 24, 25	144.43	42	2	20	
		1359.56	361	48	200	} Transmissions du Palais des Machines
			Paliers de 0 ^m ,55			
Delsart	1	99.61	15			
Senet.	2	106.27	16			
		205.88	31			Transmission de la classe 49.
					Ce chiffre comprend 18 manchons d'accouplement	

TRAVAUX DU SERVICE MÉCANIQUE ET ÉLECTRIQUE

La seconde colonne du tableau précédent montre que la longueur totale des arbres de la transmission principale de mouvement du Palais des Machines était de 1359^m,56, elle comprenait 361 paliers de 90 millimètres, 48 paliers de 120 millimètres et 200 manchons, ce dernier chiffre tient compte des manchons de raccordement au moyen desquels les lots successifs de la transmission devaient être réunis, comme nous l'avons dit précédemment, pendant les arrêts successifs des machines motrices.

Comme complément de renseignements nous avons inscrit en bas du tableau ce qui est relatif à la fourniture des arbres de couche de la classe 49, dont le service mécanique eut à faire le montage dans les galeries du quai d'Orsay. Nous donnerons plus loin des détails complets de cette installation.

Les types de paliers dont les dessins avaient été soumis au Comité technique des machines et qui ont été employés par les différents constructeurs, étaient pour la plupart des paliers graisseurs des modèles ordinaires du commerce. Les paliers à rotule et tous les systèmes perfectionnés qui sont maintenant très souvent adoptés dans la construction des transmissions, n'avaient pu trouver leur application utile dans les installations de l'Exposition, en raison de la condition qui avait été imposée de prendre le matériel en location.

Les assises de paliers avaient dû être disposées de façon à recevoir des semelles ayant les formes et les dimensions les plus généralement employées dans la construction mécanique.

Un exemplaire de ce plan fut remis à chacun des constructeurs avec un tableau dans lequel se trouvait indiquée très complètement la composition en arbres, paliers et manchons de chacun des trente lots de transmission ; on compléta, par un dessin des supports et des chaises pendantes, la série des documents dont chaque constructeur avait besoin pour l'exécution de sa fourniture ; de telle sorte qu'au moment du montage, la mise en place et le réglage des paliers ne présentèrent aucune difficulté.

Après le montage de tous les arbres, il fut fait, par les soins du Service mécanique, une vérification de la bonne direction de l'axe et du niveau de chacune des lignes de transmission. Pour cette dernière opération on se servit de l'appareil imaginé par M. le capitaine d'artillerie Leneveu. On résuma les résultats fournis par cet instrument précis dans un tracé analogue à un profil en long au moyen duquel les corrections furent faites très facilement.

Comme nous le dirons en décrivant les détails de la construction des supports on avait prévu l'interposition d'une ou plusieurs planchettes en chêne entre la plaque d'assise et la semelle du palier.

Le réglage exact s'effectuait simplement par le rabotage de l'une des planchettes et l'augmentation d'épaisseur était obtenue par l'addition de feuilles de carton.

Ainsi établies, les transmissions fonctionnèrent d'une façon normale et satis-

faisante. Pendant les premiers jours de marche quelques paliers chauffèrent, mais ces inconvénients disparurent lorsque, par la circulation de l'huile, les poussières qui avaient pénétré dans les paliers, furent chassées.

Les contrats passés avec les constructeurs laissant à leur charge l'entretien et le graissage, chacun d'eux dut avoir en permanence, au Palais des Machines, un ouvrier occupé à surveiller les transmissions et à remédier aux incidents qui pouvaient se produire pendant la marche.

Le service des transmissions de mouvement n'a donné lieu à aucun fait particulier intéressant à signaler.

L'opération du manchonnage de lots indépendants s'est effectuée comme il avait été prévu et il a permis de parer à tous les arrêts des machines.

Comme nous l'avons dit précédemment, une transmission de 55 millimètres de diamètre avait dû être installée dans un des bâtiments des galeries du quai d'Orsay, pour la mise en mouvement des machines de la classe 49. La force motrice était fournie par une Dynamo réceptrice recevant le courant d'une génératrice placée dans le Palais des Machines, classe 52.

Cette ligne d'arbres avait 205 mètres de longueur. On la divisa en deux lots dont la fourniture en location, le montage et l'entretien furent traités avec MM. Delsart, constructeur à Anzin ; Senet, constructeur à Paris.

Les marchés passés avec ces constructeurs furent de même forme que ceux qui furent établis pour la fourniture des transmissions du Palais des Machines ; mais le diamètre n'était que de 55 millimètres.

Les supports des paliers étaient des chevalets en bois dont l'installation et les détails de construction sont représentés sur les planches ci-jointes.

Ces chevalets qui soutenaient l'arbre à environ 1 mètre au-dessus du sol, étaient formés de quatre montants en chevrons de 8/8 entretoisés par une croix de Saint-André. Leurs extrémités se trouvaient réunies au sommet par une traverse destinée à recevoir les paliers, et à la base par une caisse en volige formant socle.

La fixation de ces supports était obtenue de la manière suivante : on pratiquait dans le sol une fouille d'environ 0^m,80 de profondeur au fond de laquelle on pilonnait une couche de béton de 0^m,10 d'épaisseur qui formait l'assise du chevalet. Après avoir exactement réglé ce chevalet en hauteur et en direction, on comblait le trou jusqu'au niveau du sol avec un béton de ciment assez riche. La caisse qui reliait les montants se trouvait ainsi remplie et complètement noyée dans la maçonnerie ; il existait entre la fondation et le support une solidarité complète qui donnait une grande stabilité à ce dernier. Grâce à ce procédé, ces chevalets construits avec des échantillons de bois très petits, résistaient parfaitement aux efforts assez violents qu'ils eurent à supporter principalement à l'endroit où se trouvait montée une scie débitant du bois en grume.

La machine dynamo réceptrice qui servait de moteur à cette transmission

était placée au milieu de la longueur et au point d'attaque des courroies de commande ; la ligne d'arbres se trouvait séparée en deux tronçons tout à fait indépendants. Le sol de la galerie ayant une légère pente vers le pont de l'Alma, on avait dû racheter une partie de la différence de niveau au milieu de la longueur de la transmission afin que la hauteur des chevalets au-dessus du sol ne devint pas trop considérable à une des extrémités et que la côte de 1 mètre restât la distance moyenne du centre de l'arbre au sol de la galerie.

La machine motrice qui avait deux poulies de commande donnait alors le mouvement au moyen de deux courroies d'inclinaisons différentes à chacun des tronçons de transmission. Les arbres d'attaque avaient 70 millimètres de diamètre et ils étaient portés par deux chevalets écartés de 2^m,533. Les poulies étaient calées à 0^m,530 du support le plus voisin de l'axe de la machine motrice.

Dans la portion courante de la transmission l'arbre avait 55 millimètres de diamètre et les paliers étaient écartés de 3^m,330.

La construction et le montage des chevalets furent traités à forfait en location avec madame veuve Lecœuvre.

Nous venons d'étudier dans le chapitre précédent l'installation des transmissions de mouvement dans le Palais des Machines et dans les galeries du quai d'Orsay en ne considérant pour ainsi dire que le côté administratif de la question ; il nous reste à examiner et à discuter les dispositions qui ont été définitivement adoptées.

Avant d'entrer dans le détail de l'exécution, on a dû fixer les bases du projet, c'est-à-dire déterminer :

- 1° La position des lignes d'arbres ;
- 2° Leur hauteur au-dessus du sol ;
- 3° Leur nombre de tours ;
- 4° Le sens de rotation ;
- 5° L'écartement des supports.

1° *Position des arbres.* — Le comité technique des machines dans une de ses premières réunions et sur la proposition du chef du service mécanique et électrique avait décidé, comme nous l'avons dit précédemment, que les arbres de couche de transmission de mouvement principale seraient placés au-dessus du sol et dans la partie centrale du Palais. Étant donnée la division de la surface que nous avons indiqué, il résultait de cette décision que les machines fournissant et exigeant de la force motrice devaient être placées dans les quatre bandes de 15 mètres situées dans l'axe de la nef. Mais dans ces massifs l'arbre pouvait occuper le milieu de la largeur de 15 mètres ou être rejeté vers l'un des côtés. Pour déterminer la position la plus favorable, on prit quelques exemples d'installation de transmissions s'appliquant aux machines-outils et ap-

pareils divers des types le plus répandus et on reconnut que la position de l'arbre dans l'axe de la bande de 15 mètres ne créait aucune difficulté et convenait même bien à l'établissement de la commande dans la plupart des cas. D'autre part elle avait l'avantage d'assurer pour un grand nombre de tronçons d'arbres, une répartition des tensions de courroies à peu près égale sur chacun des côtés, de telle sorte que les composantes horizontales se faisant équilibre, les efforts auxquels la transmission était soumise se trouvaient réduits au minimum.

Pour ces motifs, les quatre lignes d'arbres de la transmission principale furent placées suivant la ligne médiane de chacune des bandes de 15 mètres.

2° *Hauteur au-dessus du sol.* — Entre les axes des arbres et le bord des chemins, on disposait, d'après ce qui précède, d'emplacements ayant 7^m,50 de jaugeur. Cette distance, relativement grande, permettait de donner aux courroies une longueur suffisante pour éviter les glissements, mais elle ne laissait une obliquité suffisante, pour ne pas gêner les installations des exposants, aux courroies qui actionnaient des poulies voisines des passages, qu'à la condition de placer les arbres à un niveau assez élevé au-dessus du sol. Pour ce motif, on adopta la cote 4^m,50. Cette hauteur, relativement grande, ne pouvait d'ailleurs, en aucune façon, nuire à l'aspect général, étant données les dimensions exceptionnellement vastes du Palais.

3° *Nombre de tours.* — En principe, il fut admis que la transmission principale aurait une même vitesse dans toutes les sections qu'elle traversait. Il était donc rationnel de prendre pour ce nombre de tours, un chiffre représentant la moyenne de ceux que l'on emploie dans les différentes industries qui se trouvaient représentées à l'Exposition.

4° *Sens de la rotation.* — La seule considération qui pouvait guider dans la détermination du sens de rotation des arbres, était de ne pas changer celui que chaque constructeur avait indiqué pour la machine qu'il installait. Mais, tout en remplissant cette condition, il était essentiel que dans chacune des huit sections de la transmission principale, il y eut un sens unique de rotation pour tous les moteurs qui y fournissaient la force, afin que le raccordement des arbres au moyen de manchons pût, dans le cas de l'arrêt de l'un d'eux, se faire comme il a été expliqué précédemment. Si cet accouplement, que l'on montait lors des arrêts réglementaires de chaque machine, ou lorsque l'une d'elles avait effectué des réparations, avait occasionné un changement de sens de rotation de la transmission, il n'aurait pas été possible d'en faire usage, et certaines parties du Palais se seraient trouvées momentanément privées de mouvement.

Ce fut en faisant une étude minutieuse de la manière dont devait être placée chaque machine, suivant le sens de rotation pour lequel sa distribution était

réglée, que l'on parvint à obtenir la direction du mouvement qui convenait à chaque section.

Sur le plan des flèches, que l'on doit supposer placées au-dessus de l'arbre, indiquent le sens dans lequel tournait chaque portion de la transmission principale.

5° *Écartement des supports*. — Les supports, devant être tous également distants les uns des autres, dans la partie courante de la transmission, il fallait prendre pour leur écartement un diviseur commun des longueurs des différentes sections; ce diviseur qui, ne pouvant, d'ailleurs, être supérieur à 4 mètres, devait être choisi de telle façon que les supports voisins des passages fussent toujours équidistants des lignes de bordure.

On peut se rendre compte, en examinant le plan, que la répartition représentée se trouve remplir ces différentes conditions.

Disposition générale et définitive de la transmission de mouvement principale.

Les conditions générales d'établissement du projet étant bien déterminées, on peut étudier les dispositions de l'ensemble de l'installation et les détails de la construction des supports des arbres de couche.

1° *Disposition d'ensemble*. — Il résultait, des relevés qui avaient été faits de la force à distribuer dans chacune des classes, que certaines machines motrices devaient, en service courant, fournir plus de 100 chevaux. Il était donc indispensable de soutenir très solidement, et au moyen d'une disposition différente de celle de la transmission courante, l'arbre d'attaque de chaque moteur. Il fut décidé que toutes les poulies motrices seraient placées entre deux supports d'une forme spéciale, s'il était nécessaire, placés à une petite distance l'un de l'autre pour former une sorte de beffroi. Leur écartement fut fixé à 1^m,800; cette cote donnait à l'arbre d'attaque une longueur suffisante pour placer des poulies, et convenait en même temps très bien pour la répartition des supports dans les conditions que nous avons indiquées.

Dans chacune des quatre sections d'arbres de transmission, comprises entre le grand passage transversal du Palais et l'extrémité côté La Bourdonnais, on jugea utile d'intercaler un beffroi à plus grand écartement afin que les machines qui étaient disposées pour transmettre leur puissance au moyen de deux volants-poulies, placés en porte à faux sur les paliers de leurs arbres moteurs, pussent être présentées avec leur commande double, c'est-à-dire dans leurs conditions normales de fonctionnement.

L'écartement des supports de ces beffrois spéciaux fut fixé à 3^m,700.

L'ensemble des considérations que nous venons de discuter conduisirent définitivement à adopter, pour l'installation de la transmission, les cotes suivantes :

Hauteur du centre des arbres au-dessus du sol : 4^m,70 ;

Écartement des paliers des arbres de commande : 3^m,75 ;

— — — d'attaque : 1^m,80 ;

— — — — pour machines à deux poulies-volants : 3^m,70.

2° *Disposition et construction des supports.* — Si nous étudions les principes suivants, sur lesquels devraient être établis les supports de la transmission, sans nous inquiéter pour le moment du détail de leur forme, nous nous rendons immédiatement compte qu'ils ne pouvaient prendre aucun point d'appui sur la charpente du bâtiment dont ils se trouvaient beaucoup trop éloignés.

Dans le sens transversal, les supports des deux lignes d'arbres, situées du même côté de l'axe horizontal du Palais, étaient séparés par deux demi-bandes de 7^m,50 et par un chemin de 3 mètres. Cet écartement de 18 mètres ne permettait l'établissement d'aucun système d'entretoisement reliant entre eux les supports.

Longitudinalement, au contraire, la distance de ces derniers étant au plus égale à 4 mètres, il n'y avait aucune difficulté à les réunir par une poutre continue. Il était même utile, malgré les efforts relativement faibles auxquels ils étaient soumis dans cette direction, d'établir entre eux une certaine solidarité. On formait ainsi un ensemble dont la masse pouvait mieux s'opposer aux trépidations, et dont la rigidité répartissait, sur une certaine longueur, les tensions de courroies les plus importantes. Il fut donc admis, qu'au-dessus de chacune des lignes d'arbres, à une hauteur convenable pour permettre le montage de poulies de 2^m,10 de diamètre, on placerait une poutre qui relierait les extrémités supérieures de tous les points d'appui.

Cette pièce métallique ne pouvait en aucune façon nuire à l'aspect du Palais et, tandis que sa rigidité transversale servait à consolider l'ensemble de l'installation, sa résistance dans le plan vertical pouvait être utilisée pour soutenir des palans et rendre faciles les travaux de montage.

Il était évident en effet que pour remplir le but qu'on se proposait, de rendre les supports solidaires les uns des autres, on devait adopter pour cette poutre des dimensions qui la rendaient, non seulement apte à répartir les efforts horizontaux, mais aussi à supporter des charges verticales assez considérables. Le chef du service mécanique et électrique reconnut même, qu'en augmentant relativement peu ces dimensions, deux de ces lignes de poutres, distantes de 18 mètres, devenaient assez fortes pour former un chemin de roulement capable de supporter en service un pont roulant de la force de 10 tonnes.

Sans accroissement sensible de la dépense, on pouvait ainsi mettre à la disposition de tous les exposants, ayant leurs installations entre les lignes d'arbres, des engins de levage avec lesquels ils étaient assurés d'effectuer le montage de leurs machines aussi rapidement et aussi économiquement que dans leurs ateliers.

Cet avantage, déjà considérable, n'était pas le seul que l'on pût retirer de l'adaptation de ce projet, et il nous paraît utile d'insister un peu sur les considérations qui ont également eu une certaine influence sur la décision favorable prise par le comité technique des machines.

Les ponts roulants sont aujourd'hui d'un emploi si général, et rendent dans les usines de si grands services, qu'il y avait réellement intérêt à donner, aux ingénieurs qui les construisent, une occasion de faire fonctionner leurs appareils et d'en démontrer les avantages devant les industriels qui en font usage, ainsi que devant les visiteurs pour lesquels ces engins ne pouvaient manquer d'être un motif de grande attraction.

La distance de 18 mètres, qui séparait deux lignes de poutres, était précisément égale à l'ouverture des halles de montage des ateliers de construction mécanique, de sorte que les spécialistes, qui fabriquent ces appareils, ne devaient pas avoir à créer pour l'Exposition des types nouveaux; leurs modèles courants pouvaient parfaitement convenir, ils avaient même l'avantage de ne laisser aucune incertitude, tant au sujet de leur fonctionnement que de la facilité avec laquelle ils avaient toutes chances d'être vendus.

Considérés comme exposants, les constructeurs de ponts roulants se trouvaient dans des conditions exceptionnellement favorables, car, en raison de la situation qu'ils occupaient, leurs appareils devant être vus et remarqués de tous les visiteurs, l'exposition ne pouvait donc manquer de leur être profitable. Quant aux frais qu'ils avaient à faire, il n'était pas douteux qu'ils seraient remboursés avec bénéfice, si, comme le prévoyait le projet, l'Administration autorisait les propriétaires de ces ponts roulants à utiliser leurs appareils dans des conditions déterminées, d'une part pour effectuer les opérations de la manutention pendant l'installation et le démontage, et de l'autre pour promener, pendant les six mois d'exploitation, les visiteurs qui désireraient jouir du coup d'œil de l'ensemble de la galerie.

Il était évident que la circulation, par ce mode original de transport, devait présenter plus d'attrait que la promenade sur les galeries surélevées qui avaient été installées aux expositions précédentes.

Il était juste que l'Administration profitât, dans une certaine mesure, des recettes que feraient les exploitants, et n'eût pas simplement le bénéfice de l'attrait que les ponts roulants pouvaient ajouter aux Palais des Machines dont ils remplissaient et animaient la nef.

La moindre obligation que l'on devait imposer aux constructeurs, en compensation des avantages qu'on leur accordait, était de prendre à leur charge

l'augmentation de dépense à laquelle donnait lieu, sur la construction des poutres, leur utilisation à la circulation des ponts roulants. De cette façon, la combinaison n'était onéreuse pour personne.

Enfin, si nous considérons les différents procédés qui pouvaient être employés pour mettre ces ponts en mouvement, nous reconnaissons qu'il était presque obligatoire d'avoir recours à l'électricité : des transmissions par câble auraient présenté trop de chances d'accidents pour les visiteurs, et de détérioration pour les objets dans le cas où une rupture serait venue à se produire.

Au moment où ces questions du transport et de la distribution de l'énergie électrique étaient à l'ordre du jour, des applications aussi motivées et aussi saisissantes devaient constituer des spécimens présentant de l'intérêt pour les visiteurs de toutes les catégories. Cette considération avait bien aussi sa valeur et elle aurait eu certainement une influence justifiée pour décider l'installation des ponts roulants si les autres avantages que nous venons de signaler n'avaient été plus que suffisants pour faire adopter le projet du Chef du service mécanique et électrique.

Les bases d'après lesquelles furent étudiées les dispositions de détail de la transmission de mouvement principale du Palais des Machines peuvent donc se résumer ainsi :

Cette transmission composée de quatre lignes d'arbres parallèles montées à 4^m,50 du sol dans la partie centrale du Palais, suivant les axes des bandes de 15 mètres, devait être soutenue par des paliers espacés au maximum de 4 mètres et reposant sur des supports réunis les uns aux autres par des poutres suffisamment résistantes pour servir de chemins de roulement à des ponts roulants de 10 tonnes et de 18 mètres de portée.

Nous avons dit dans le chapitre précédent que les paliers ne comportaient aucune disposition spéciale en dehors de celles que les constructeurs avaient adoptées pour le graissage. Le matériel des transmissions devant être pris en location, il était évidemment nécessaire de n'employer pour les organes qui le composaient que des types courants.

Nous avons maintenant, en faisant quelques hypothèses sur les conditions dans lesquelles la force était fournie et distribuée, à examiner quel était le travail du métal pour les arbres de la transmission courante dont le diamètre était de 90 millimètres, de même que pour ceux des beffrois de 1^m,80 qui avaient 140 millimètres de diamètre entre les paliers et 120 aux portées pour ceux des beffrois de 3^m,70, le diamètre uniforme dans toute la longueur était de 90 millimètres.

Transmission courante.

La transmission courante fut primitivement prévue avec un diamètre de

100 millimètres, mais l'étude de la répartition des supports, faite comme nous venons de l'indiquer, ayant conduit à prendre pour l'écartement des paliers la cote de 3^m,750, on reconnut qu'avec cette distance des points d'appui un arbre de 90 millimètres était suffisant pour distribuer 25 chevaux entre deux supports consécutifs. On donna donc la préférence à ce diamètre réduit qui, étant beaucoup plus commercial que celui de 100 millimètres, permettait de traiter la location des organes de transmission à des prix proportionnellement plus avantageux.

Les calculs qui suivent montrent que cette économie pouvait être réalisée sans inconvénients et la pratique a démontré que le diamètre de 90 millimètres ne s'était trouvé insuffisant en aucun point de la transmission.

Ces hypothèses ont servi de base uniforme à tous les calculs reproduits dans la suite du présent rapport.

Beffrois.

On a supposé que les machines motrices, quelle que soit leur puissance nominale, n'avaient à fournir qu'un travail maximum de 150 chevaux et transmettaient cette force aux arbres de couche au moyen de poulies volants de 2 mètres de diamètre et de courroies à brins parallèles inclinées à 45 degrés. L'attaque s'effectuait dans les beffrois de 1^m,80 au moyen d'une poulie unique de 2 mètres de diamètre placée dans l'axe et dans ceux de 3^m,70 au moyen de poulies montées à proximité des colonnes.

Travée courante.

On a admis qu'il pouvait être pris sur chaque portion d'arbre comprise entre deux paliers une force de 25 chevaux et qu'elle était transmise au moyen de poulies de 1 mètre de diamètre et d'une courroie à brins parallèles inclinée à 45 degrés.

La résistance totale des arbres de transmission résulte de la résistance à la flexion et de la résistance à la torsion. Pour la flexion, la résistance est donnée par la formule :

$$\mu = R \frac{I}{V}$$

dans laquelle

μ est le moment de flexion maximum résultant des différentes forces appliquées à l'arbre.

R est la résistance cherchée par mètre carré.

$\frac{I}{V}$ est le rapport du moment d'inertie de l'arbre à la distance maximum des fibres à la fibre moyenne.

C'est donc le moment de flexion maximum qu'il faut obtenir.

Pour cela l'arbre sera considéré comme limité à une travée et posé sur deux appuis simples coïncidant avec les axes de paliers. Les moments produits par les différentes forces appliquées à l'arbre seront ensuite représentés par les ordonnées de lignes qui seront des lignes brisées pour les forces uniques et une parabole pour la charge uniformément répartie du poids de l'arbre.

On aura dans le plan vertical une ligne brisée curviligne pour les moments des forces verticales, les ordonnées seront la somme de celles des deux courbes simples d'après le principe de superposition des effets des forces.

La force oblique résultant des tensions de courroie donne des moments de flexion dans son plan. La courbe qui les représente sera rabattue dans le même plan que les deux précédentes.

Dans une vue de profil on composera ensuite les moments maxima produits par les efforts verticaux et par la tension de courroie à 45 degrés.

On pourra construire par points dans la vue de face la courbe des moments résultants.

Le moment de flexion résultant maximum étant déterminé on trouvera la fatigue du métal à la flexion par la formule indiquée plus haut.

Pour la torsion la fatigue du métal est donnée par la formule :

$$Q_{\rho} = R \frac{I_0}{V}$$

dans laquelle

Q est l'effort tangentiel ;

ρ son bras de

$\frac{I_0}{V}$ le rapport du moment d'inertie polaire de la section à la distance maximum de fibres à l'axe.

R est la résistance cherchée par mètre carré.

La résistance à la flexion et à la torsion étant obtenues, on les composera en remarquant que les efforts moléculaires qui leur font équilibre sont rectangulaires. La résistance totale sera donc représentée par l'hypothénuse du triangle rectangle dont les côtés correspondent aux résistances partielles.

Arbre de travée courante.

I. — *Résistance à la flexion* (voir les épures représentées sur les planches ci-jointes).

1° Moment de flexion du poids de l'arbre.

Ils sont représentés par les ordonnées du segment de parabole dont la corde est la longueur de l'arbre (3^m,750) et la flèche le moment maximum.

$$f = \frac{pl^2}{8}$$

$$f = \frac{50 \times 3,75^2}{8} = 88$$

2° Moment de flexion du poids de la poulie.

Ils sont représentés par les ordonnées de deux droites partant des appuis et concourant sur la verticale du point d'application de la charge avec une ordonnée égale à :

$$\frac{Pl}{4}$$

Pour une poulie pesant 250 kilogrammes on a :

$$\frac{250 \times 3,75}{4} = 234$$

La courbe des moments résultant des deux forces verticales sera formée de deux arcs de courbes dont les ordonnées seront égales à la somme des deux précédents.

L'ordonnée maximum sera donc :

$$88 + 234 = 322$$

3° Moment de flexion des tensions de courroie à 45 degrés.

La résultante de ces tensions est la somme des tensions T et t du brin conducteur et du brin conduit.

La tension t est donnée par la formule

$$t = \frac{Q}{1 - e^{f \frac{s}{r}}}$$

dans laquelle

Q est l'effort tangentiel.

e la base des logarithmes népériens = 2,71.

f le coefficient de frottement = 0,28.

$\frac{s}{r}$ l'arc d'enroulement.

Dans le cas de brins parallèles comme ici on a :

$$e^{f \frac{s}{r}} = 2,41$$

Calcul de Q

$$Q = \frac{6}{r}$$

T est le travail à transmettre = d'après les hypothèses précédentes
 $25 \times 75 = 1875$ kilogrammes.

v est la vitesse de la courroie :

$$v = \frac{\pi dn}{60} = \frac{3,14 \times 1 \times 150}{60} = 7^m,850$$

On a donc :

$$Q = \frac{1875}{7,85} = 240 \text{ kil.}$$

La tension T est égale à la tension du brin conduit, augmentée de l'effort tangentiel.

$$t = \frac{240}{1,41} = 170$$

et la résultante

$$T = t + Q = 170 + 240 = 410$$

$$T + t = 410 + 170 = 580$$

Le moment de flexion maximum produit par cette force est

$$\frac{Pl}{4} = \frac{580 \times 3,75}{4} = 543$$

Moment de flexion résultant.

La composition des moments des forces verticales et de la tension à 45 degrés donne pour le moment fléchissant maximum une valeur de 790.

Résistance à la flexion.

Elle est donnée par la formule :

$$R = \frac{\mu}{\left(\frac{I}{v}\right)}$$

$$\frac{I}{v} = \frac{\pi ds}{32} = 0,098 \times 0,093 = 0,000071$$

$$R = \frac{790}{0,000071} = 11120000$$

Le métal de l'arbre travaille donc à la flexion à $11^k,12$ par m^2_m .

Cette fatigue de 11 k. 12 par millimètre carré peut sembler exagérée, mais il faut remarquer qu'elle a été calculée pour le cas le plus défavorable, c'est-à-dire en considérant les paliers comme formant des appuis simples : tandis qu'en réalité l'encastrement de l'arbre est presque absolu puisque cet arbre se prolonge de part et d'autre du palier, il en résulte que la fatigue à la flexion est réduite de moitié. Les arbres étant en acier, travaillent donc dans de bonnes conditions.

II. — *Résistance à la torsion.* — La résistance à la torsion ou fatigue de l'arbre sous l'action des efforts tangentiels, est donnée par la formule

$$Q_t = \frac{I_o R}{v}$$

ici

$$Q = 240$$

$$\rho = 0^m,500$$

$$\frac{I_0}{v} = \frac{\pi d^3}{16} = 0,000142$$

on a donc

$$\rho = 0^m,500$$

si

$$R = \frac{720 \times 0,500}{0,000142} = 2.535.000$$

La résistance par millimètre carré est donc 2 k. 535.

III. — Résistance totale. — La composition des efforts moléculaires longitudinaux et transversaux se fait par le triangle rectangle dont les côtés sont 11, 12 et 2 535.

L'hypoténuse est égale à 11 k. 50.

$$R = 11^k,50$$

qui d'après la considération ci-dessus peut être réduit de moitié soit 5 k. 75.

Beffroi.

I. — Résistance à la flexion. — 1° Moment de flexion du poids de l'arbre. La flèche de la parabole est :

$$f = \frac{pl^2}{8} = \frac{120 \times \overline{1,8^2}}{8} = 48,5$$

2° Moment de flexion du poids de la poulie. Le moment maximum est pour une poulie pesant 1 000 kilogrammes.

$$\frac{Pl}{4} = \frac{1000 \times 1,8}{8} = 450$$

3° Moment de flexion résultant des forces verticales. Le moment maximum est :

$$450 + 48,5 = 498,5$$

4° Moment de flexion des tensions de courroies à 45° pour un travail de 150 chevaux.

$$t = \frac{Q}{1,41}$$

$$Q = \frac{\tilde{G}}{v}$$

$$v = \frac{\pi D n}{60} = \frac{3,14 \times 2 \times 150}{60} = 15^m,700$$

$$\mathcal{G} = 150 \times 75 = 11,250$$

$$Q = \frac{11,250}{15,7} = 720$$

$$t = \frac{Q}{1,41} = \frac{720}{1,41} = 510$$

$$T = t + Q = 510 + 720 = 1230$$

$$T + t = 1230 + 510 = 1740$$

Le moment de flexion maximum produit par cette force est :

$$\frac{Pl}{4} = \frac{1740 \times 1,8}{4} = 782$$

Moment de flexion résultant.

Le moment résultant obtenu par la composition du moment maximum des forces verticales (498.5) et de la force à 45° (782) donne pour moment résultant maximum une valeur de 1190.

Calcul de la résistance.

Dans la formule

$$R = \frac{\mu}{\left(\frac{I}{v}\right)}$$

on a

$$\frac{I}{v} = \frac{\pi d^3}{32} = 0,000269$$

$$R = \frac{1190}{0,000,269} = 4.440.000 \text{ par m}^2$$

Soit 4 k. 44 par millimètre carré.

II. Résistance à la torsion. — La formule

$$Q\rho = \frac{I_0 R}{v}$$

donne

$$R = \frac{Q\rho}{\frac{I_0}{v}}$$

$$\frac{I_0}{v} = \frac{\pi d^3}{16} = 0,00$$

on a donc :

$$R = \frac{720 \times I}{0,00135} = \rho = 1$$

La résistance à la torsion est donc :

$$5^{\text{k}},333 \text{ par } \text{m}^2$$

III.—*Résistance totale.*—Les côtés du triangle rectangle étant 4,44 et 5,33, l'hypoténuse est 6,95.

Le métal de l'arbre travaille donc à 6 k. 95 par millimètre carré comme fatigue totale.

Beffroi.

I. — *Résistance à la flexion.* — 1° Moment de flexion du poids de l'arbre. La flèche de la parabole est :

$$f = \frac{pl^3}{8} = \frac{50 \times 1,85^3}{8} = 21,5$$

2° Moment de flexion du poids de la poulie. Il a été admis pour cette pièce un poids de 750 kilogrammes.

Le moment de flexion maximum est toujours sur la verticale du point d'application, il a une valeur donnée par la formule

$$\mu = \frac{Pmn}{l}$$

ici

$$P = 750$$

$$m = 0,475$$

$$n = 1,375$$

$$l = 1,850$$

$$\mu = \frac{750 \times 0,475 \times 1,375}{1,850} = 265$$

3° Moment de flexion des tensions de courroies à 45° pour 75 chevaux.

$$t = \frac{Q}{1,41}$$

$$Q = \frac{T}{v}$$

ici le travail reçu par le beffroi est de 150 chevaux, mais à cause de la division de l'effort sur deux poulies séparées par une chaise, le travail que nous devons considérer n'est que 75 chevaux.

$$Q = \frac{T}{v} = \frac{75 \times 75}{15,7} = 360$$

$$t = \frac{360}{1,41} = 255$$

$$T = 255 + 360 = 615$$

$$T \times t = 870 \text{ k.}$$

le moment de flexion maximum de cette force est produit dans les mêmes conditions que pour le poids de la poulie, on a

$$\frac{Pmn}{l} = \frac{870 \times 0,475 \times 1,375}{1,85} = 307,5$$

4° Moment de flexion résultant.

La composition des moments maxima des efforts verticaux et à 45° donne pour moment de flexion maximum 545.

Ce moment de flexion se produit dans la section où est appliqué le poids de la poulie.

Calcul de la résistance.

$$R = \frac{\mu v}{I}$$

on a vu pour l'arbre de travée courante, qui a même diamètre, que $\frac{I}{V} 0\ 000\ 071$ donc

$$R = \frac{545}{0,000,071} = 7.700.000$$

Le métal de l'arbre travaille donc à la flexion à raison de 7 k. 7 par millimètre carré.

II. — *Résistance à la torsion.* — Cette résistance est la même que pour l'arbre de travée courante puisque le travail à transmettre est le même

$$R = 2^k,535$$

III. — *Résistance totale.* — La composition de la résistance à la flexion et la résistance à la torsion donne pour la résistance totale :

$$8^k,10 \text{ par millimètre carré.}$$

Résistance sur le coussinet d'un palier courant.

La pression sur ce coussinet est due aux efforts exercés par les deux $\frac{1}{2}$ travées d'arbres situées de part et d'autre du palier considéré, les pressions partielles sont égales et résultent de :

$$1^{\circ} \frac{1}{2} \text{ poids de l'arbre compris entre deux paliers} = \frac{1}{2}(50 \text{ k.} \times 3,75) = \frac{1}{2}(187,5)$$

$$2^{\circ} \frac{1}{2} \text{ poids de la poulie} = \frac{1}{2}(250) \text{ kilogrammes.}$$

$$3^{\circ} \frac{1}{2} \text{ somme des tensions de la courroie} = \frac{1}{2}(580) \text{ kilogrammes.}$$

Pour avoir la pression réelle, il faut composer ces forces en tenant compte de leur direction, (voir les épures ci-jointes).

$$\begin{aligned} & 187,5 + 250 = 437,5 \text{ verticale} \\ \text{et} & \qquad \qquad \qquad 580 \text{ à } 45^{\circ} \end{aligned}$$

La résultante est égale à 930 kilogrammes.

Pression par centimètre carré sur la portée.

Le diamètre est 90 millimètres.

La longueur 145 millimètres.

La surface d'appui en centimètre carré est :

$$9 \times 14,5 = 130,5$$

Pour une pression de 930 kilogrammes on a par centimètre carré

$$\frac{930}{130,5} = 7^{\text{k}},12$$

Pression sur le coussinet d'un palier de beffroi.

Ce coussinet supporte la moitié de l'effort produit du côté du beffroi et la moitié de celui produit dans la travée courante.

Ce dernier est égal à 930 kilogrammes comme on l'a vu par la figure 1, des épreuves.

La pression due à la travée courante sera donc de $\frac{930}{2} = 465$ kilogrammes.

Pour avoir la pression de l'arbre du beffroi, on composera dans la figure 2 des épures le $\frac{1}{2}$ poids de l'arbre, le $\frac{1}{2}$ poids de la poulie et la $\frac{1}{2}$ tension de courroie, la résultante est égale à 1 360 kilogrammes.

Les deux pressions ont presque la même inclinaison. On peut sans erreur appréciable les composer comme si elles agissaient dans la même direction.

La pression résultant sera donc

$$1.360 + 465 = 1.825 \text{ k.}$$

Pression par centimètre carré de portée.

L'arbre de beffroi a un diamètre de 120 millimètres

La portée du coussinet est de 180 millimètres.

La surface en centimètre carré est de 216 mètres.

La pression par centimètre carré sera donc

$$\frac{1\ 825}{216} = 8^k,48$$

Pression sur le coussinet du palier du beffroi double.

La pression sur ce coussinet résulte de celles qui sont exercées par l'arbre de la travée courante et par celle de l'arbre du beffroi.

La première est comme pour le beffroi de 1^m,800, de 465 kilogrammes.

La seconde est la réaction due aux forces agissant dans le beffroi.

1° le $\frac{1}{2}$ poids de l'arbre compris entre la chaise et la colonne.

2° la résultante des forces appliquées à la poulie qui se décompose en deux, l'une sur la chaise, l'autre sur la colonne en raison inverse des distances (fig. 3 des épures).

Le poids de la poulie est de 750 kilogrammes.

La tension de courroie à 45° est de 870 kilogrammes.

La résultante de ces deux forces est de 1 485 kilogrammes.

Pour décomposer cette force en deux appliquées aux paliers, il suffit de porter parallèlement à la direction *ad* de cette résultante, une longueur *lm* proportionnelle à la longueur de l'arbre et divisée en deux segments *ln*, *nm* correspondant à ceux que détermine la poulie.

En joignant (*al*) et (*dm*) on obtient un point O.

Le rayon vecteur qui passe par ce point et le point *n* divise la résultante *ad* en deux segments *ae* et *ed* qui sont dans le rapport convenable.

La composante *ae* sera composée avec le $\frac{1}{2}$ poids de l'arbre (fig. 4 des épures) pour avoir la pression sur le coussinet.

La résultante est égale à 1 130 kilogrammes.

Pression par centimètre carré de portée (palier de colonne).

Surface de portée 130 cent. 5.

Pression totale 1 130 kilogrammes.

Pression par centimètre carré $\frac{1\ 130}{130,5} = 8\text{ k. }66.$

Pression par centimètre carré de portée (palier de chaise).

Surface de portée 130 cent. 5.

Pression totale (fig. 5) $2 \times 425 = 850$ kilogrammes.

Pression totale par centimètre carré $\frac{850}{130,5} = 6\text{ k. }5.$

Supports de la transmission.

Comme nous l'avons dit précédemment, les supports de la transmission ne pouvant emprunter aucun appui à la charpente du bâtiment, devaient, par leur forme et leur mode de fixation au sol, posséder une rigidité et une stabilité suffisantes pour résister aux efforts de renversement dus aux tensions de courroies ; d'autre part leur fourniture et leur mise en place représentaient une des dépenses les plus importantes du service mécanique et électrique. A ce double point de vue, il était donc utile d'étudier très complètement les différentes dispositions qui étaient susceptibles de répondre au programme que l'on avait à remplir, et d'établir les devis de ces divers projets afin de ne fixer son choix qu'en parfaite connaissance de cause.

C'est ce que fit le chef du service mécanique et électrique et dans une réunion du comité technique qui eut lieu le 4 février 1888, il présenta les dessins de huit modèles différents de supports et les devis complets correspondant à chacun des systèmes proposés.

Tous ces supports avaient même hauteur et étaient supposés réunis dans la direction des lignes d'arbres par une poutre continue. Leur résistance à la flexion de même que celle des poutres avaient été déterminées en prenant les mêmes bases de calcul. On admit :

1° Qu'entre deux supports consécutifs, la transmission avait à fournir 25 chevaux au moyen d'une poulie de 1 mètre de diamètre et d'une courroie ayant ses deux brins inclinés à 45° ;

2° Que la charge qu'aurait à supporter l'une ou l'autre des lignes de poutres au moment du passage du pont roulant portant 10 tonnes et ayant son treuil poussé vers une de ses extrémités, serait de 23 000 kilogrammes.

Avec les dimensions choisies, le travail du métal à la flexion était approximativement de :

1 kilogramme pour les supports en fonte ;

3 — — — en fer ;

6 — — — pour les poutres.

Nous avons résumé dans un tableau figurant dans les planches, les estima-

tions de poids et de dépenses qui correspondent à l'emploi de chacun des types de supports, en indiquant le mode de construction et la manière dont étaient formés les beffrois dans chaque projet.

Il résulte de l'examen des chiffres du tableau précédent que la huitième disposition est une des plus économiques; la transmission y est soutenue par des groupes de deux colonnes espacées de 11^m,20 et réunies par des poutres à section trapézoïdale d'assez grande dimension; en deux points situés aux tiers de leur longueur, elles supportent des chaises pendantes qui reçoivent les paliers intermédiaires.

Le comité technique des machines donna la préférence à ce système de construction, qui, étant relativement économique, encombrait beaucoup moins le sol et présentait un aspect plus satisfaisant que ceux dans lesquels chaque palier se trouvait soutenu par une colonne isolée.

Il était facile de se rendre compte que des supports rapprochés à environ 4 mètres les uns des autres, auraient formé, vus en perspective, de véritables murs par lesquels la vue se serait trouvée limitée à très petite distance. Ce système appliqué sur une grande longueur eut été d'un effet déplorable; aussi malgré les dispositions séduisantes des détails de quelques-uns des projets présentés, le huitième fût-il adopté sans aucune hésitation.

On voulut néanmoins conserver pour ainsi dire un spécimen de la transmission soutenue par des supports isolés, et on établit suivant ce principe deux lignes d'arbres qui furent montées dans deux massifs situés de chaque côté du grand escalier d'honneur. Chacun de ces emplacements devait recevoir une transmission de 26 mètres de longueur qui se trouvait pour ainsi dire isolée parce que pour ménager un large dégagement au pied de l'escalier on avait été obligé de supprimer une des deux lignes d'arbre de part et d'autre de l'axe du palais.

À une certaine époque, les présidents des classes 50 et 51 s'entendirent pour que ces 26 mètres d'arbres fussent enlevés de cette dernière classe et reportés dans la première; c'est pourquoi sur le plan d'ensemble on peut remarquer que la transmission n'existe pas dans le massif situé à gauche du grand escalier et qu'elle est reportée dans la partie du palais qui correspond à l'angle des avenues La Bourdonnais et Lamotte-Picquet.

Les dispositions de l'ensemble que nous venons de décrire ayant été adoptées par le comité technique, on put procéder aux études de détail et dresser les plans définitifs des supports, des poutres et des chaises pendantes.

Support à double colonne.

Le plan ci-joint, représente le support à double colonne et donne tous les détails de sa construction.

Il se composait de deux colonnes en fonte de 5^m,900 de hauteur qui étaient réunies à leur base par un socle, aux deux tiers de leur hauteur par un croisillon et au sommet par un entablement ; le tout a été fendu en une seule pièce.

Les colonnes étaient très évasées à leur partie inférieure et elles se raccordaient par une moulure en quart de cercle avec le socle qui avait 3 mètres de longueur sur 1 mètre de largeur.

La fixation de la pièce sur le massif qui formait son assise était obtenue au moyen de 6 boulons de 40 millimètres représentés sur le plan F. 58 ; ceux-ci traversaient librement la maçonnerie dans des trous de 70 millimètres de diamètre destinés à être remplis de ciment après le réglage définitif de la ligne des supports.

La butée de l'extrémité inférieure du boulon sur la maçonnerie était obtenue au moyen d'une plaque en fonte armée de nervures, et d'une clavette. Il était important que l'effort de cette dernière s'exerçât sur la plaque dans la direction d'une des nervures afin de profiter du supplément de solidité qu'elles donnaient.

Une disposition spéciale devait donc empêcher la clavette de prendre une position intermédiaire, si par raison d'économie et pour éviter un cube important de terrassement, on plaçait les boulons dans la maçonnerie au moment de son exécution, sans ménager d'accès aux niches. Dans ce but on fit venir à la fonte quatre ondulations très marquées sur la surface du bossage qui formait le centre de la plaque. De cette façon, au moment du serrage de l'écrou, la clavette ne pouvait manquer de tomber au fond d'une des ondulations et par conséquent de se placer dans la direction des nervures de la plaque.

Pour ne faire travailler ces boulons qu'à la traction et éviter qu'ils n'aient pas à s'opposer au déplacement de la colonne double, on fit venir de fonte au point de croisement des nervures du socle, deux cylindres de 194 millimètres de diamètre ayant mêmes axes que les colonnes et faisant sous la semelle une saillie de 200 millimètres. Deux cavités étaient ménagées dans la maçonnerie pour recevoir ces deux bossages autour desquels on coulait du ciment, lorsque la position de la pièce se trouvait parfaitement réglée.

Un détail également intéressant est la forme donnée aux deux extrémités du socle.

Il était important d'avoir, suivant les deux arêtes longitudinales de cette pièce, une surface d'appui présentant une grande largeur et exempte de tout faux aplomb. Pour cela, entre les deux bossages des boulons de fondation correspondant à chacune de ces lignes, on ménage des cavités qui pouvaient être remplies de ciment par des trous de 40 millimètres qui débouchaient vers le haut.

La base de socle s'abaissait depuis son milieu jusqu'aux points où se trouvaient les boulons de fondation, afin que les têtes de ces boulons pussent être logées sous le plancher dont le niveau était fixé par un rebord formant appui tout autour de la moulure en quart de rond.

On voit que ce mode de construction donnait aux supports une assise très étendue dans la direction où se produisaient les efforts tout en réduisant à une surface relativement petite l'encombrement au niveau du plancher.

Croisillon. — Il était formé d'une croix de Saint-André dont les branches se trouvaient reliées en haut et en bas par deux traverses. Celle du dessus servait de tablette d'assise pour le palier ; elle était en conséquence munie de talons pour la butée des cales de réglage, et de bossages pour le passage des boulons de fixation.

Cette tablette était placée à 175 millimètres en dessous de l'axe de l'arbre, c'est-à-dire à un niveau qui laissait un jeu d'environ 25 millimètres sous la semelle du palier. Au moment du montage de la transmission, on remplissait ce vide avec une planchette de chêne à laquelle on donnait l'épaisseur convenable pour soutenir l'arbre à son niveau exact. On put par ce procédé peu coûteux obtenir un réglage parfait de la transmission tout en évitant le dressage de la tablette d'appui du palier qui eut été d'une exécution fort difficile en raison des dimensions de la pièce. L'appui de la poutre sur l'entablement se fit dans des conditions analogues en sorte qu'il ne fut fait sur les supports aucun travail d'ajustement.

On n'en éprouva aucun inconvénient dans l'emploi de ces pièces brutes de fonte. Au contraire, l'interposition de la semelle de bois entre les surfaces métalliques donna à l'assemblage métallique une élasticité qui diminua beaucoup les trépidations et évita d'une manière à peu près complète le desserrage des boulons.

Entablement. — Les deux colonnes se terminaient à leur partie supérieure par des chapiteaux renforcés au moyen de quatre consoles et réunis par un entablement formé de deux hexagones.

Le dessus de cette pièce de fonte offrait une grande surface d'appui à la poutre que l'on calait transversalement au moyen de coins en fer butés contre des talons, et que l'on fixait par huit boulons passant dans des trous venus de fonte.

Cette colonne double était, comme le montre le dessin, d'un aspect assez décoratif quoique absolument mécanique. Elle coûtait relativement bon marché puisque son exécution ne comportait que du travail de fonderie et elle présentait une rigidité considérable due aux entretoisements solides établis en différents points de sa hauteur. Ainsi, pendant la marche des machines, on peut se rendre compte que les colonnes soumises aux plus grands efforts ne subissaient aucune vibration. Les calculs que nous donnons plus loin et qui sont faits en reprenant les hypothèses qui ont été admises pour le calcul des arbres, permettent d'évaluer les efforts auxquels le métal pouvait être supposé soumis.

Supports de beffroi.

Nous avons dit précédemment que les arbres des beffrois de 1^m,80 avaient 120 millimètres de diamètre dans les paliers, tandis que ceux de la transmission courante n'avaient que 90 millimètres. Il fut donc nécessaire de prévoir pour les supports destinés à former ces beffrois un écartement des talons de la tablette d'assise du palier en rapport avec la longueur de la semelle du palier de 120 millimètres qui, pour les types du commerce, est de 530 millimètres.

Cette modification était d'ailleurs la seule qui existât entre les supports courants et ceux des beffrois de 1^m,80.

Les colonnes des beffrois de 3^m,70 ne présentaient aucune disposition particulière, l'arbre de ces beffrois ayant, comme celui de la transmission courante 90 millimètres de diamètre.

Supports à double palier.

La nécessité de pouvoir jonctionner, à un moment donné, deux tronçons différents de la transmission, a été démontrée précédemment et dans la construction des supports des dispositions ont dû être prises en vue de cette opération.

Le manchon d'accouplement ne pouvait évidemment être placé entre deux paliers ayant entre eux la distance normale de 3^m,750, car on aurait eu dans la travée de jonction, des bouts d'arbre dont le porte-à-faux eût été trop considérable pour qu'ils puissent recevoir des poulies. On fit alors aboutir les extrémités des tronçons indépendants dans l'axe d'un support et on les appuya sur des paliers qui reposaient sur des tablettes situées de chaque côté du plan passant par les axes des deux colonnes. Ces paliers étaient soutenus en porte-à-faux par des fortes consoles. La distance qui les séparait était au moins égale à la longueur d'un manchon d'accouplement.

La disposition de ces colonnes à double palier est représentée sur les planches en pratique elle a rempli parfaitement le but que l'on s'était proposé.

Tous les supports à double colonne étant identiques, le calcul ne sera fait que pour celui du beffroi de 3^m,700 qui, comme nous allons le démontrer, est le plus fatigué. Ces beffrois sont, en effet, soumis aux mêmes efforts que ceux de 1^m800, mais la chaise qui soutient l'arbre d'attaque en son milieu reportant par l'intermédiaire de la poutre une partie des efforts des tensions de courroies au sommet des colonnes, le bras du levier de ces dernières forces se trouve augmenté de la distance qui existe entre la poutre et l'axe de l'arbre.

Dans le calcul de la colonne considérée, nous n'aurons à faire intervenir que les composantes horizontales des forces qui agissent, en tenir compte de leurs

points d'application. Pour les deux travées adjacentes, l'effort est appliqué au palier, tandis que pour les travées du milieu, il se transmet par les chaises et par la poutre en haut de la colonne en produisant en même temps la torsion de la poutre.

La résistance de la double colonne est donnée par la formule :

$$\mu = \frac{R I}{\sqrt{V}} \qquad R = \frac{\mu V}{I}$$

cette double colonne est un solide encastré à une extrémité et libre à l'autre.

On construira :

1° la courbe des moments de flexion résultant produits par les composantes horizontales des tensions de courroie ;

2° la courbe dont les abscisses représenteront les valeurs de $\frac{I}{\sqrt{V}}$ pour les différents points de la colonne.

La courbe des rapports d'abscisses de la première et de la deuxième de ces courbes donnera par son abscisse maximum, la fatigue maximum et la section la plus fatiguée.

1° Le palier de la colonne ne reçoit, comme nous l'avons vu, en raison de la présence des chaises pendantes, qu'une partie des réactions des tensions de courroies appliquées sur les travées d'arbres qui le traverse. Ces réactions sont celles de la tension d'une des courroies de commande de la machine. 640 k.

la $\frac{1}{2}$ de celle de la tension de courroie de travée courante de transmis-

sion, soit $\frac{1}{2}$ 580 290 k

930 k.

Dont la composante horizontale est 665 k.

2° La force transmise par la poutre résulte des efforts horizontaux produits par les tensions de courroies sur la chaise du beffroi et sur les chaises de la travée courante.

Les efforts horizontaux sur la chaise du beffroi sont répartis également sur les deux colonnes du beffroi.

On voit dans l'épure (fig. 3) pour le calcul des coussinets que ce $\frac{1}{2}$ effort à 45° est égal à 230 kilogrammes.

Pour la travée courante, c'est aussi la moitié de l'effort total, c'est-à-dire l'effort sur une seule chaise, soit 580 kilogrammes à 45°.

La force à 45° transmise en haut du rapport est donc 230 + 580 = 810 kilogrammes dont la composante horizontale est 560 kilogrammes.

Le moment de flexion maximum produit par une charge à l'extrémité d'une pièce encastrée se trouve à la section d'encastrement. Ces moments seront repré-

sentés par des droites partant du point d'application de la force situé sur l'axe du support et ayant comme abscisses, à l'origine, les moments maxima, soit :

$$\begin{aligned} 1^{\circ} \quad 655^k \times 4^m,700 & \dots \dots \dots = 3.075 \\ 2^{\circ} \quad 560 \times 5^m,900 & \dots \dots \dots = 3.294 \end{aligned}$$

Moments résultants.

Ces moments résultants sont représentés par une ligne brisée dont les abscisses sont égales à la somme de celles des 2 droites précédents.

Le moment résultant maximum est donc égal à :

$$3.075 + 3.294 = 6.369$$

Détermination de $\frac{I}{V}$ pour différentes sections.

Les deux colonnes simples étant solidaires à la partie supérieure, médiane et inférieure ; formeront un solide unique.

Le moment d'inertie de l'ensemble de la section, c'est-à-dire de deux couronnes circulaires placées symétriquement par rapport à l'axe de la transmission, sera le double du moment d'inertie d'une des couronnes par rapport au même axe.

Pour l'obtenir on prendra le moment d'inertie par rapport au diamètre et on rapportera à l'axe de la transmission par la formule :

$$I = 2I_1 + 2 \Omega a^2$$

dans laquelle :

I est le moment d'inertie cherché,

I_1 , le moment par rapport au diamètre,

Ω la section d'une colonne,

a la distance du centre du cercle à l'axe de la transmission $a = 500$ millimètres.

On a la formule :

$$I_1 = \frac{\pi}{64} \times (D^4 - d^4)$$

Le tableau suivant donne pour les valeurs de $\frac{I}{V \times 10^4}$:

SECTION	Distance à la base en m/m	$v = a + \frac{D}{2}$	$\frac{I_1}{10^4}$	Ω en m/m ²	$\frac{\Omega a^2}{10^4}$	$\frac{I}{2 \times 10^4} = \frac{I_1 + \Omega a^2}{2 \times 10^4}$	$\frac{I}{2 \times 10^4 \times v}$	$\frac{I}{10^4 \times v}$
1	165	928	501.642	60.680	1.517.000	2.018.642	2 170	4 340
2	330	850	270.541	46.860	1.171.500	1.442.041	1 596	3.392
3	460	780	127.793	37.180	929.500	1.057.263	1.355	2.711
4	700	700	46.975	26.122	653.050	700.025	1.000	2.000
5	1.550	670	28.904	21.979	549.475	578.379	863	1.727
6	4.700	625	10.338	15.758	393.950	404.288	647	1.294
7	5.900	615	7.864	14.376	359.400	367.264	597	1.194

Les chiffres de la dernière colonne ont servi à construire la courbe représentative des $\frac{I}{V}$.

Détermination de la Fatigue du métal pour les différentes sections.

Elle est donnée par la formule :

$$R = \frac{\mu V}{I}$$

donc en prenant le rapport des abscisses pour une même section de la ligne des moments de flexion et de la courbe de $\frac{I}{V}$, on a la valeur de R pour cette section à l'échelle.

On peut construire la courbe représentative des résistances, la courbe obtenue donne par le point de contact de la tangente verticale, la section la plus fatiguée.

Le tableau suivant donne les abscisses des différents points de cette courbe :

SECTIONS	μ	$\frac{I}{V \times 10^4}$	R
1	6.100	4.340	1,405
2	5.900	3.392	1,77
3	5.700	2.711	2,1
4	5.450	2.000	2,73
4'	5.200	1.890	2,75
5	4.400	1.727	2,55
6	650	1.294	0,5
7	0	1.194	0

La section la plus fatiguée peut encore être obtenue en menant une tangente à la courbe des $\frac{I}{V}$ parallèlement à la droite des moments de flexion résultants. Le point de contact est celui pour lequel le rapport des abscisses de la ligne des moments et la courbe des $\frac{I}{V}$ est le plus grand, on voit ainsi que la section la plus fatiguée est à 0^m,94 du pied du support.

Résistance maximum.

Pour avoir cette résistance par millimètres carrés il faut rapporter toutes les grandeurs aux millimètres :

$$\mu = 5.200 \times 10^3 \frac{I}{V} = 1.890 \times 10^4 R = \frac{5.200}{18.900} = 0,275$$

Le métal travaille donc à 0 k. 275.

Les forces qui interviennent sont :

- 1° les pressions verticales sur les paliers ;
- 2° le poids de la poutre ;
- 3° les pressions verticales transmises par la poutre ;
- 4° le poids du pont roulant.

1° Pression verticale sur le palier. — Elle se compose de la pression produite par les efforts qui s'exercent tant du côté du beffroi que dans la travée de transmission courante qui en est voisine.

Pression produite du côté du beffroi.

On a vu dans les épures qui ont servi à calculer la pression sur les coussinets que la force oblique, qui la détermine, est de 1130 kilogrammes.

La composante verticale est de 1040 kilogrammes.

Pression par la travée de transmission.

La moitié seulement de cette pression agit sur le palier.

La force oblique est de 930 kilogrammes.

Elle donne une composante verticale de 840 kilogrammes dont la moitié est 420 kilogrammes.

La composante verticale de la pression sur le palier est donc :

$$1.040 + 420 = 1.460 \text{ k}$$

2° *Le poids de la poutre.* — Les poids des portions de poutre qui agissent sont

$\frac{1}{2}$ travée de 11^m,20 et de $\frac{1}{2}$ travée de 3^m,70.

$\frac{1}{2}$ travée de 11^m,20 :

Poutre 3070 kilogrammes : $\frac{1}{2}$ poids	1 534 k.
1 chaise	266
	1 800 k.

$\frac{1}{2}$ travée de beffroi :

Poutre 1150 kilogrammes : $\frac{1}{2}$ poids	575 k.
Chaise 266 » $\frac{1}{2}$ poids	133 k.
	708 k.

3° *Pressions transmises par la poutre.* — Ce sont les composantes verticales des pressions sur les coussinets des chaises voisines de la colonne ; les valeurs de ces pressions sont :

p ^r la chaise de beffroi $\frac{1}{2}$ composante verticale	400 k.
p ^r la chaise de travée composante verticale	840
	1240 k.

4° *Poids du pont roulant.* — Le poids du pont roulant supposé ramené à l'aplomb du support se répartit sur les deux rails.

Ce poids est de 28000 kilogrammes.

Mais le mécanisme étant placé d'un côté, la charge n'est pas égale sur chaque poutre, on prendra comme répartition 16 000 et 12 000 kilogrammes.

5° *La charge du pont roulant.* — Cette charge est placée à une distance de 2 mètres de la poutre et est égale au plus à 10 tonnes.

Elle se répartira donc sur les deux poutres de la façon suivante :

La portée étant 18 mètres, on a la proportion :

$$p = \frac{16 P^2}{18} = \frac{8}{9} \times 10.000 = 8.889 \text{ k.}$$

Résultante des pressions en haut de la colonne.

Poids de la poutre	1 800 k.
	708
Pressions verticales des courroies transmises par la poutre . . .	1 240
Poids du pont roulant	16 000
Charge du pont roulant	8 880
	28 628 k.

Résultante au-dessous de l'axe de la transmission.

Pour obtenir cette résultante, il faut ajouter à la précédente les pressions directes sur les paliers.

Soit 1460 kilogrammes.

Donc $R = 30\,098$, soit 30100.

Résistante à la compression.

1° En haut de la colonne :

$$\text{Section } \frac{2 \times \pi}{4} (D^2 - d^2) = 2 (14.366) = 28.752 \text{ millimètres carrés.}$$

$$R = \frac{28.628}{28.752} = 0,996$$

Soit : 1 kilogramme.

2° A la hauteur du palier :

$$\text{Section } 2 \times 15.758 = 31.516$$

$$R = \frac{30.100}{31.516} = 0,955$$

La section la plus fatiguée est donc en haut de la colonne.

*Calcul des dimensions à donner aux boulons de fondation des supports et aux plaques de ces boulons.**I. — Colonnes courantes.*

Dans le calcul de la stabilité des supports, on a supposé que le massif était rendu solidaire des colonnes. Il faut donc que les boulons soient susceptibles d'entraîner le massif dans le mouvement de rotation autour de l'arête par rapport à laquelle le renversement tend à se produire.

Le poids du massif est 16,280 kilogrammes.

Il faut que le moment de la résistance totale X des boulons et celui du poids des massifs par rapport à l'arête la plus éloignée, soient égaux.

Les boulons les plus éloignés de cet arête doivent résister seuls à l'effort, on a donc

$$16.282 \times 1,700 = X \times (1,400 + 1,700)$$

$$X = \frac{27.676}{3,100} = 8.928 \text{ k.}$$

Le diamètre des boulons au fond du filet est 32 millimètres.

Leur section est donc $\pi \times 16^2 = 304$ millimètres carrés et pour les deux 1608 millimètres carrés.

La résistance des boulons est donc :

$$R = \frac{8.928}{1.608} = 5^k,56 \text{ par millimètre carré.}$$

Les deux plaques ont ensemble une surface de :

$$2 \times 20 \times 20 = 800 \text{ centimètres carrés.}$$

la pression exercée sur la maçonnerie est de :

$$\frac{8.928}{800} = 11^k,16 \text{ par centimètre carré.}$$

II. — *Beffroi de 1^m,800*

Le poids du massif est 46500 kilogrammes.

$$46.500 \times 1,900 = X \ 3,300$$

$$X = \frac{883,50}{3,300} = 27.730$$

Pour 4 boulons la section est 3216 donc

$$R = \frac{27.730}{3.216} := 8^k,62 \text{ par millimètre carré.}$$

Pression des plaques par centimètre carré.

$$\frac{2 \times 800}{27.730} = 17^k,35$$

III. — *Beffroi de 3^m,700.*

Poids du massif = 18800 kilogrammes.

Tension des boulons :

$$t = \frac{18.800 \times 1,90}{3,30} = 10.790 \text{ k.}$$

$$\text{Tension par millimètre carré } \frac{10790}{1608} = C \text{ k., } 7.$$

Support elliptique.

Ce support était destiné, comme nous l'avons dit précédemment, à deux portions de transmission isolées. Sa forme résulte pour ainsi dire de la combinai-

son d'une colonne et d'un bâti en A. Ce type de support ne fut imaginé que lors de l'étude définitive, c'est pourquoi il ne figure pas parmi ceux qui sont représentés sur le tableau des avant-projets.

Le socle est analogue à celui des colonnes doubles, il n'a que 2^m,70 de longueur et 0^m,650 de largeur. Il est fixé au massif de fondation par quatre boulons, et suivant ses deux arêtes des extrémités, il a été ménagé comme précédemment, des cavités que l'on remplit de ciment après la mise en place.

La base du bâti est raccordée au socle comme dans les colonnes doubles par une membrure ferme du quart de rond sur le pourtour de laquelle est le rebord qui sert d'appui au plancher.

La partie supérieure du bâti est cylindrique et elle forme un chapiteau qui est renforcé par deux consoles et soutient la semelle du palier. La section au sommet est circulaire, puis elle devient de plus en plus allongée à mesure que l'on se rapproche du socle. On obtient ainsi une sorte de colonne méplate très évasée à sa partie inférieure. Sur les faces les plus larges on a pratiqué quatre ouvertures qui allègissent beaucoup la pièce ; la dernière est un simple trou dans lequel peut être engagée une barre de fer que l'on serre par des écrous, pour relier les bâtis et les entretoiser.

La semelle d'assise des paliers est terminée par des talons contre lesquels butent des clavettes de réglage et la fixation s'effectue au moyen de boulons qui traversent les consoles.

Les arbres de beffroi de ces transmissions avaient 120 millimètres dans la partie centrale et 90 millimètres dans les collets, il n'a donc pas été nécessaire de modifier les supports qui rapprochés à 1^m,80 l'un de l'autre, formaient les beffrois d'attaque des machines motrices de ces deux sections d'arbres de couche.

La résistance de ces supports se trouve vérifiée par le calcul qui suit.

Ce support est simple et affecte dans sa section une forme oblongue. Il ne supporte pas de poutre et le palier est à la partie supérieure.

Nous ferons le calcul de ce support par la méthode que nous venons d'appliquer au beffroi de 3^m,700, en construisant les courbes des moments et des valeurs de $\frac{I}{V}$.

Recherche de la résultante des tensions de courroies.

Moments de flexion.

Nous supposons que la commande du mouvement se fait dans les conditions précédemment indiquées.

Pour une force transmise de 150 chevaux, la tension motrice est de 1740 kilogrammes, dont la moitié de cet effort est de 870 kilogrammes.

La $\frac{1}{2}$ tension de la courroie de travée voisine du beffroi est de 580290.

La force à 45° est donc égale à

$$870 + 290 = 1.160 \text{ k.}$$

et la composante horizontale est 815 kilogrammes.

Moments de flexion.

Ces moments de flexion sont représentés par les abscisses d'une droite qui part du centre de l'arbre, point pour lequel le moment est nul et qui dans le plan d'encastrement se trouve distante de l'axe de la colonne d'une quantité égale à

$$815^k \times 4.700^m/m = 3.830.000.$$

Moments d'inertie.

Les moments d'inertie sont calculés pour les différentes sections dans lesquelles se produit un changement brusque, c'est-à-dire pour les extrémités des évidements.

Valeur de $\frac{I}{V}$

Ces valeurs sont représentées par les abscisses d'une courbe dont on a déterminés les points correspondants aux sections indiquées plus haut.

Résistance par millimètre carré.

Les nombres qui représentent la résistance du métal par millimètre carré aux différentes hauteurs du support sont les abscisses d'une courbe déterminée par la relation :

$$R = \frac{\mu}{\left(\frac{I}{V}\right)}$$

La résistance R sera donc le rapport des abscisses de la courbe des μ aux abscisses des $\frac{I}{V}$

Le point de cette courbe ainsi déterminée, qui se trouve le plus éloigné de

l'axe donnera, par son abscisse, la résistance du métal dans la section la plus fatiguée et par son ordonnée la distance de cette section à la base de la colonne.

D'après l'épure on voit que dans ce support le métal résistait à un effort maximum de 1 k. 430 par millimètre carré. Cette fatigue maxima avait lieu dans la section située à 2^m,730 de la base.

Transmission supplémentaire de classe 54 et 55.

La Société Alsacienne de constructions mécaniques ayant demandé, pour donner plus d'éclat à son exposition, d'occuper à elle seule le grand massif situé à l'une des extrémités du grand passage longitudinal côté Suffren, on lui imposa de monter à ses frais dans toute la longueur de la bande de 10 mètres, voisine de celle qui lui était concédée, une transmission de 55 millimètres de diamètre.

Cette combinaison permettait aux classes 54 et 55 de donner satisfaction aux demandes d'emplacement avec force motrice qui leur étaient adressées, tout en accordant à la Société Alsacienne, le privilège qu'elle désirait obtenir.

Pour répondre à l'obligation qui lui était imposée, cet exposant acheta un certain nombre de supports en fer qui provenaient de l'Exposition du Havre. L'administration se chargea de la pose et des fondations.

Transmission de mouvement de la classe 56.

Tout l'emplacement accordé à la classe 56 (matériel et procédé de la couture et de la confection des vêtements) se trouvant situé à la galerie du premier étage, on dut pour mettre de la force motrice à la disposition de ces exposants, installer une petite transmission que l'on commanda au moyen d'une machine dynamo qui recevait le courant de la machine Edison placée dans la classe 62. Le rapport du service électrique mentionne ce transport de force.

Cet arbre de couche supplémentaire fut établi par le comité de la classe. Il était supporté par un certain nombre de pilastres en cornières et par des chaînes pendantes accrochées à une poutre de section rectangulaire, qui reliait les supports les uns aux autres.

Ce fut M. Roussel, constructeur à Paris, qui fut chargé de l'exécution de ce matériel.

Fondations des supports de la transmission principale.

Tous les massifs construits pour recevoir les différents types de supports furent exécutés suivant un même système de construction et eurent une hau-

teur commune de 1^m,85, mais comme on peut le voir sur le plan, les autres dimensions et les formes furent différentes suivant les destinations des massifs.

La construction comprenait :

92 massifs de colonnes courantes.

23 » de beffrois de 1^m,89.

8 » » de 1^m,70.

2 » » isolés.

15 » de supports isolés.

Ces massifs se composaient d'après le cahier des charges d'une couche de béton de 0^m,250 et d'un bloc de 1^m, 600 de hauteur formé d'une maçonnerie de meulière et de mortier de ciment. Sur la demande de l'entrepreneur et après essais, ce système de construction fut remplacé par un aggloméré composé de :

Ciment de Portland.

Sable fin lavé.

Gravillon lavé.

En construisant ces massifs, on ménagea pour le passage et la mise en place des boulons de fondation, les niches et les trous qui étaient indiqués sur le plan. Pour cela on plaça au-dessus de la couche de béton, des boîtes en bois qui avaient les dimensions des niches et on réserva le passage des boulons en pilonnant le mortier autour de tuyaux en zinc que l'on enlevaient après l'achèvement de la maçonnerie.

La construction de ces massifs fut mise en adjudication en même temps que celle des galeries voûtées. Les conditions d'exécution se trouvaient fixées par le cahier des charges générales imposées aux entrepreneurs de l'Exposition et par un cahier de clauses et conditions particulières.

MM. Huguet, Versillé et Appay furent déclarés adjudicataires.

Stabilité des supports.

Les calculs de stabilité des supports soumis aux efforts de renversement les plus considérables ont été effectués en partant toujours des hypothèses admises pour le calcul de la transmission ; on peut les résumer comme suit :

Étude de la stabilité des supports.

Ce calcul sera fait pour le support de beffroi de 3^m,700 dont la stabilité est certainement la plus douteuse. En effet, les massifs de fondation sur lesquels il repose, ne sont pas réunis comme ceux du beffroi de 1^m,800 qui ne forment pour ainsi dire qu'un seul bloc, et une partie de l'effort de la tension des courroies de

la machine motrice se trouve reportée à la partie supérieure des colonnes par l'intermédiaire de la chaise pendante et de la poutre.

Nous supposerons le support solidarisé avec son massif au moyen des boulons de fondation.

Dans une épure (figure n° 7), nous avons composé la résultante des forces verticales, appliquée au centre de gravité de tout le système. Avec une force fictive appliquée en ce même point et telle que son moment par rapport à l'arête autour de laquelle le renversement tend à se produire soit le même que celui de la résultante des actions horizontales par rapport à cette même arête.

I. — Forces verticales.

1° Poids du massif.

Ce poids est appliqué au point G de l'épure.

Cube de la maçonnerie.	8 ^m 3,314
Densité.	2
Poids	16628

kilogrammes appliqué en G de l'épure.

2° Poids de la double colonne et de son palier.

Poids de la double colonne	3 500 kilogrammes
Poids du palier	45 »
	<hr/>
	3 545 kilogrammes

La position du centre de gravité de cet ensemble résulte de celles des centres de gravité des différentes parties du support.

Il a été facile de déterminer le poids et le centre de gravité des différentes portions du système et de prendre les moments des poids par rapport à la base du support.

Le quotient de la somme des moments par le poids total a donné l'ordonnée du centre que nous avons trouvée égale à 2^m,350. Ce point est alors à une distance verticale de 3^m,950 de l'axe de renversement.

3° Efforts verticaux dus à la transmission.

Leur résultante est appliquée à l'axe de l'arbre, c'est à dire à 6^m,300 de la base du massif; toutes les composantes verticales des tensions de courroies sont appliquées à l'axe de l'arbre; leurs valeurs sont relevées dans les épreuves de la feuille n° 4.

Ces efforts sont :

1° Sur le palier de la colonne	$\left\{ \begin{array}{l} \text{Pression verticale du côté} \\ \text{du beffroi.} \\ \text{Pression verticale du côté} \\ \text{de la travée courante.} \end{array} \right.$	1060 kilogrammes
		420 »
2° Sur la chaise du beffroi, 760 kilogrammes dont $\frac{1}{2} =$		380 »
3° Sur la chaise de travée courante.		840 »
	Résultante. .	<u>2700 kilogrammes</u>

4° Poids de la poutre avec les chaises.

Ce poids est appliqué au centre de gravité à 0^m,490 du sommet des colonnes, soit à 7^m,990 de la base du massif.

Il se compose de :

1° Poids de la $\frac{1}{2}$ poutre du beffroi	575 kilogrammes
2° $\frac{1}{2}$ Poids de la chaise de beffroi avec son palier	155 »
3° Poids de la $\frac{1}{2}$ poutre de travée courante	1535 »
4° Poids d'une chaise et de son palier	311 »
	<u>2576 kilogrammes</u>

Détermination du centre d'action des forces verticales.

Il suffit, pour en obtenir l'ordonnée, de prendre les moments de toutes ces forces, par rapport à l'axe et de diviser le moment résultant par la résultante de forces.

Points	Poids	Distance à la base	Moments
g ₁	16628	0.800	13.302
g ₂	3545	3.950	14.003
p ₁	2700	6.300	17.000
g ₃	2576	7.990	20.582
	<u>25449</u>		<u>64.887</u>

$$\text{Ordonnée Y du centre d'action Y} = \frac{64\ 887}{25\ 449} = 2^m\ 549$$

Forces horizontales

Les forces horizontales sont dues à la tension des courroies de la machine motrice et de la transmission.

Comme on l'a vu dans le calcul du support à la flexion, les efforts horizontaux appliqués directement au palier de la colonne forment un total de 655 kilogrammes, et les efforts horizontaux transmis par la poutre en haut de la colonne ont une valeur de 560 kilogrammes.

La résultante des forces horizontales est donc :

$$560 + 655 = 1.215 \text{ k.}$$

L'ordonnée Y de son point d'application est donnée par la relation des moments pris par rapport à l'axe de renversement.

$$560 \times 7,500 + 655 \times 6,300 = 1.215 \times$$

$$y = \frac{4.200 \times 4.126,5}{1,215}$$

$$y = 6^m,843$$

Force horizontale fictive appliquée en G.

Cette force doit avoir le même moment par rapport à la base du massif que la résultante des forces horizontales ; elle est donc donnée par la relation

$$1.214 \times 6^m,853 = x \times 2^m,549$$

$$x = 3.266.$$

Pour l'obtenir graphiquement, il a suffi dans l'épure de prendre un point A à une distance de G égale à 6^m,853 et un point B, tel que :

$$ab = 2,549$$

par ce point B la force 1215 kilogrammes étant tracée, les triangles donnent la proportion :

$$\frac{bc}{2,549} = \frac{GH}{6,853} \text{ d'où } GH = \frac{1.215 \times 6,853}{2,549}$$

la ligne GH représente donc la force fictive cherchée.

Résultante.

Au point G, on a la force verticale égale à 25 449 kilogrammes et la force horizontale égale à 3 266 kilogrammes; en composant ces deux forces, on a leur résultante égale à 25 680; le point de passage de cette résultante dans la base du massif est à 0,328 de l'axe.

Le rapport de la distance $OA = 1,900$ à $OR = 0,328$ est de 5,8.

La stabilité du support se trouve donc complètement assurée.

Adjudication de la construction et du montage des supports de la transmission de mouvement principale.

Lorsque les dessins des supports furent bien arrêtés, le Chef du service mécanique et électrique fit exécuter les modèles du support elliptique et du support à double colonne surmonté d'une portion de poutres afin que le comité technique des machines pût examiner et apprécier les proportions de ces pièces. Puis il prépara le dossier de l'adjudication de cette importante fourniture.

Il fut formé quatre lots comprenant :

Le 1^{er} 40 supports courants ou de beffrois.

2^e 40 » » »

3^e 34 » » »

16 supports elliptiques.

Le 4^e 34 supports courants ou de beffrois à double colonne.

Le cahier des charges qui fut dressé pour régler les conditions de cette fourniture, stipulait que les adjudicataires avaient à leur charge le montage et la fourniture des boulons de fondation munis de leurs plaques. Il était imposé à ceux des 1^{er} et 3^e lots de prendre les modèles que l'administration avait fait fabriquer.

Le poids maximum de chacun des types de pièces avait été calculé très exactement; il n'était admis qu'une tolérance de 5 % en plus ou en moins des chiffres de l'estimation.

L'adjudication eut lieu le 16 avril 1888, mais elle ne donna pas de résultat; les treize concurrents qui se présentèrent n'ayant pas accepté les prix de base fixés au cahier des charges et ayant demandé des augmentations.

L'administration entra alors en pourparlers avec différents constructeurs qui demandèrent à traiter de gré à gré, et le 19 juin 1888 des marchés furent passés avec MM. Ferry, Curicque et C^{ie}, maîtres de forges à Micheville (Meurthe-et-Moselle), et avec M. L. de Joannis, administrateur délégué de la Société anonyme des Hauts-Fourneaux et Fonderies de Brousseval (Haute-Marne).

Par ces conventions, ces Messieurs avaient soumissionné avec une augmentation de 30 % et 30,80 % sur les prix de base.

Ces prix comprenaient les droits dont l'administration de l'octroi avait déclaré exiger le paiement sur les fontes, malgré l'intervention de M. le Ministre du Commerce et de l'Industrie et de M. le Directeur général de l'Exploitation qui firent valoir que les supports étaient essentiellement des pièces mécaniques.

MM. Ferry, Curicque et C^{ie} prirent les deuxième et troisième lots, la Société de Brousseval eut les premier et quatrième lots.

Ces deux constructeurs exécutèrent à l'entière satisfaction de l'Administration les engagements qu'ils avaient pris, et les pièces de fonte qu'ils livrèrent furent d'une exécution irréprochable.

Le tableau ci-dessous donne les poids et la valeur des différentes pièces qui composèrent cette partie de l'installation.

NOTA. — Pour compléter l'étude des supports de la transmission, nous aurions à donner le détail de la construction des *chaises pendantes* qui formaient les points d'appui intermédiaires placés entre les colonnes doubles; mais la fourniture de ces pièces ayant été traitée avec celle des poutres, nous avons reporté à la fin du chapitre l'examen que nous avons à en faire.

Poutres, Pont roulants, et chaises pendantes.

L'installation de la transmission se trouvait, comme nous l'avons expliqué précédemment, complétée par une poutre qui reliait les supports les uns aux autres, servait de chemin de roulement aux ponts roulants et soutenait les chaises pendantes qui formaient les points d'appui intermédiaires des arbres de couche.

La distance entre la semelle inférieure de cette poutre et l'axe de l'arbre de la transmission fut fixée à 1^m,20 pour la transmission courante de même que pour les beffrois, afin qu'on pût employer des poulies motrices ayant 1^m,10 de rayon au contact aussi bien pour les commandes par courroies que pour celles effectuées au moyen de câbles.

En raison du développement considérable des lignes de poutres qu'il s'agissait d'établir, il était important de rechercher quelle était la forme exigeant la plus petite quantité de métal pour résister dans de bonnes conditions aux divers efforts auxquels ces pièces seraient soumises.

Pour remplir le but que l'on se proposait de répartir les tensions de courroies sur plusieurs supports on avait dû rechercher un profil de poutre ayant une assez grande résistance transversale. La dimension de sa semelle inférieure qui contribuait beaucoup à donner cette résistance ne pouvait d'ailleurs être restreinte puisqu'elle formait la plaque de fixation des chaises pendantes; d'autre part,

DÉSIGNATION DES PIÈCES	POIDS UNITAIRE moyen	VALEUR aux 100 kilogr.	FERRY, CURICQUE Nombre de pièces	BROUSSEVAL Nombre de pièces	TOTAUX Nombre de pièces
Supports courants à double colonne	3.506 kilos	28 fr.	40	42	82
Supports de beffroi de 1 ^m ,800. . .	3.508 »	»	24	24	48
— à double palier. . .	3.733 »	»	10	8	18
— elliptiques.	1.571 »	»	16	»	16
Boulons de fondation avec accessoires	27 »	40 fr.	360	296	656
Boulons à scellement avec accessoires	13 ^k , 5	»	148	148	296

l'ouverture de ces dernières devait être en rapport avec la distance de 1^m,20 qui déterminait leur hauteur.

Quant à la semelle supérieure de la poutre, la largeur la plus petite qu'elle pouvait avoir était celle du patin du rail employé comme chemin de roulement du pont.

Ces considérations montraient immédiatement que la forme double I à ailes inégales répondait au moins en partie au programme à remplir, mais il était facile de se rendre compte qu'elle n'était pas favorable pour résister aux efforts de torsion qu'elle recevait par l'intermédiaire des chaises pendantes. Si pour remédier à ce défaut on remplaçait l'âme unique de ce profil par deux âmes parallèles, on élargissait la plaque d'assise du rail et on était obligé de la renforcer beaucoup pour lui donner transversalement une résistance suffisante. Le prix de la poutre se trouvait ainsi sensiblement augmenté.

La solution la plus rationnelle consistait par conséquent à prendre une poutre ayant deux âmes écartées l'une de l'autre, vers le bas d'une quantité égale à l'ouverture des chaises pendantes et distantes vers le haut d'une quantité peu différente de la largeur du patin du rail servant de chemin de roulement au pont roulant.

Le raisonnement conduisait ainsi à employer une poutre de forme trapézoïdale, c'est-à-dire un profil analogue à celui des fers Zorés mais qui, en raison de ses grandes dimensions, devait être construit en fers assemblés et rivés.

Ce fut cette forme que l'on adopta définitivement.

Au point de vue de l'exécution, il était beaucoup plus facile de fabriquer des tronçons indépendants les uns des autres et ayant comme longueur la distance des points d'appui, plutôt que de river sur place, des éléments formant une poutre continue. On fit donc l'étude de trois travées ayant respectivement les longueurs : 11 mètres 20, 1^m,80 et 3^m,70, qui correspondaient aux trois distances différentes des points d'appui existant dans chaque ligne de supports.

Les poutres placées aux extrémités de chacune des quatre lignes étaient un peu modifiées afin qu'elles pussent recouvrir la totalité de la surface de l'entablement du support extrême.

Les plans qui ont servi à l'exécution des différents tronçons de poutres, en montrent tous les détails de construction. Les deux âmes inclinées sont formées de treillis métalliques et les semelles supérieures et inférieures sont assemblées au moyen de cornières ouvertes et fermées. A chaque extrémité et aux deux points intermédiaires auxquels se fixent les chaises pendantes, la semelle inférieure s'élargit pour prendre une forme se raccordant avec celle de l'entablement des supports et des plaques de jonction des chaises pendantes ; puis le treillis des côtés est remplacé par une partie pleine renforcée par des contreventements en tôle et cornières.

Ce mode de construction présente l'avantage d'augmenter beaucoup la rigidité de la poutre aux points où se trouvent appliqués les efforts.

La fixation des poutres sur les supports en fonte s'effectuait au moyen de boulons de 28 millimètres qui traversaient l'entablement dans des trous justes de diamètre et les semelles des poutres dans des trous de 50 millimètres qui laissaient le jeu nécessaire pour le réglage et la dilatation. Lorsque après montage, les poutres furent parfaitement alignées, on fixa leur position dans le sens transversal au moyen de coins qui étaient butés contre des talons que portaient, à leur partie supérieure, les entablements des supports.

Le chemin de roulement était formé par un rail Brunel de 22 kilogrammes. Un tronçon de ce rail de 5^m,136 de longueur était rivé à la poutre et la renforçait dans la partie centrale. De chaque côté de ce tronçon et pour y faire suite étaient boulonnés à la semelle supérieure du trapèze deux rails du même profil qui avaient six mètres de longueur et qui établissaient une liaison entre deux travées de poutre consécutives.

Les conditions dans lesquelles travaillaient les travées courantes de poutre, en tenant compte des efforts de la transmission et de la charge du pont, agissant dans les conditions les plus défavorables, se trouvent résumées dans les calculs qui suivent. Ces calculs ont été faits pour le cas de l'utilisation des ponts au service de la manutention et pour le cas du transport des visiteurs.

Calcul à la flexion.

La plus grande fatigue de la poutre avait lieu pendant le service de la manutention lorsque la charge à soulever (10 tonnes) était reportée à une extrémité du pont à environ 2 mètres de l'axe du rail. C'est pour ce cas particulier que nous ferons les calculs de résistance.

Moments de flexion.

Pour obtenir R par millimètre carré, nous prendrons le millimètre pour unité de longueur.

1° Moments du poids de la poutre.

Ils sont représentés par les ordonnées d'une parabole dont la flèche est :

$$\mu = \frac{Pl^2}{8} = \frac{274 \times 11.200^2}{8} = 4.266 \times 10^4$$

2° Moments de flexion dus à la transmission.

Chaque chaise pendante est le point d'application de plusieurs forces verticales qui produisent la flexion de la poutre.

Les moments résultant des forces verticales de la transmission pour chaque chaise sont représentés par les ordonnées de deux droites partant des extrémités de la poutre et concourant au droit de la chaise à une hauteur représentant le moment dans cette section.

Ce moment est donné par la formule $\frac{Pmn}{l}$ dans laquelle l est la longueur de la poutre $m = \frac{1}{3} l$, $n = \frac{2}{3} l$.

P est la résultante des forces verticales.

Ces forces sont :

La composante verticale de la pression sur les coussinets, soit d'après l'éprouve 840 kilogrammes, le poids de la chaise 266 kilogrammes

$$\mu = \frac{1.106}{11.200} \times \frac{11.200}{3} \times \frac{2}{3} \times 11.200 = 275^3 \times 10^4$$

3° Moments dus au pont roulant.

On sait que pour une charge répartie sur deux essieux invariablement reliés l'un à l'autre et avançant sur la poutre, la section la plus fatiguée pendant le mouvement est à chaque instant à l'aplomb du dernier essieu, et que la position la plus défavorable du chariot est celle où l'axe de la travée se trouve à une distance de ce dernier essieu, égale au quart de l'écartement des roues.

Il y a donc deux sections de fatigue maxima symétriques par rapport à l'axe quand on considère le mouvement dans les deux sens.

La courbe représentative des moments de flexion aura donc deux maximum.

Le moment maximum est donné par la formule

$$\mu = \frac{4a}{P} \left(a - \frac{d}{2} \right)^2$$

dans laquelle :

P est la composante du poids du pont avec sa charge de 10 tonnes : 25 000 k.

a la longueur de la travée 11^m,200.

d la distance des roues 3^m,500.

(La charge P a été calculée pour la résistance des colonnes à la compression).

On aura donc ainsi :

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{25.000}{4 \times 11.200} \left(11.200 - \frac{3.500}{2} \right)^2 \\ &= \frac{25.000}{4 \times 11.200} \times 80.300.000 = 49.832 \times 10^4 \end{aligned}$$

Au milieu μ n'est que de 47 800 \times 10.

Moments résultants

La courbe qui les représente a des ordonnées égales à la somme des ordonnées des lignes trouvées précédemment.

On obtient comme moment maximum :

$$5.820 \times 10^4$$

Moments d'inertie de la poutre.

Pour calculer ce moment d'inertie, on rapportera les longueurs au millimètre. On va chercher ce moment d'inertie en transformant la section de la poutre en une section de double T. Cette transformation se fait en ajoutant convenablement les dimensions transversales et conservant les dimensions verticales.

Le moment d'inertie se trouve donc être celui d'un rectangle diminué de moments d'inertie de rectangles déterminés par la figure en T.

La fibre neutre, comme on le verra plus loin, ne coïncide pas exactement avec le milieu de la hauteur de la poutre, mais les erreurs se compensent, car certains rectangles sont au-dessus, d'autres au-dessous de l'axe.

Le tableau suivant donne la suite des calculs.

B	H	$\frac{H^3}{10^4}$	$\frac{BH^3}{10^4}$
320	1000	100000	32000000
20 993 97915 1958300
6 979 93831 562986
140 971 91550 12817000
100 963 89309 9485048
16 901 73143 1170287
16 839 59059 944944
14 639 26092 365288
			27303854

$$\frac{121}{10^4} = 32.000.000 - 27.303.854 = 4.696.146$$

$$\frac{I}{10^4} = 390.660$$

Détermination du centre de gravité de la section.

On va chercher la distance de ce point à la base de la poutre en prenant les moments des sections des différentes parties par rapport à la base, et divisant par la section totale la somme de ces moments.

Les cornières seront décomposées en deux rectangles, l'un formé par toute l'aile horizontale, l'autre formé par la partie de l'aile verticale qui fait saillie sur l'autre.

	Dimension.	Sections.	Ditances à la base.	Moments.
Semelles supérieures . . .	$2 \times 7 \times 300 =$	4.200	993	4.170.600
Cornières supérieures. . .	$2 \times 8 \times 70 =$	1.120	982	1.099.840
	$2 \times 8 \times 62 =$	1.092	951	2.038.492
Ame supérieure . . .	$2 \times 7 \times 170 =$	2.380	901	2.144.380
Semelle inférieure. . .	$2 \times 160 \times 7 =$	2.240	3,5	7.840
Cornières.	$4 \times 8 \times 70 =$	2.240	11	24.640
	$4 \times 8 \times 62 =$	2.184	42	91.728
Ame inférieure.	$2 \times 7 \times 170 =$	2.380	92	171.360
	Section totale =	17.836	Moment total. .	8.748.880

La distance du centre de gravité à la base est la valeur de $h-V$

$$h - V = \frac{8.748.880}{17.836} = 490$$

$$V = 1.000 - 490 = 510$$

on en déduit :

$$\frac{1}{V} = \frac{390.660 \times 10^4}{510} = 766 \times 10$$

Résistance à la flexion.

Elle est donnée par la formule

$$R = \frac{u}{\left(\frac{1}{V}\right)}$$

La résistance maximum sera donc

$$R = \frac{5.822 \times 10^4}{766 \times 10^4} = 7^k,6$$

Nous allons maintenant calculer la fatigue de la poutre dans le cas du transport de visiteurs en supposant que 100 voyageurs pesant en moyenne 75 kilogrammes sont répartis uniformément sur le pont.

L'étude graphique est figurée dans les épures.

Dans ce cas :

La charge sur le rail le plus chargé se compose de :

$\frac{1}{2}$ poids du pont roulant	} 16.000 k.
+ poids du mécanisme		
Poids de 50 voyageurs.		3.750
		<u>29.750 k.</u>

Le moment de flexion maximum produit par cette charge divisée sur les deux essieux est comme plus haut

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{P}{4a} \left(a - \frac{d}{2} \right)^2 \\ &= \frac{4 \times 11.200}{19.750} = 39.450 \times 10^4 \end{aligned}$$

Résistance à la flexion.

Par les mêmes opérations que plus haut, on trouve par fatigue maximum du métal

$$R = 6^k,24$$

Etude de la flèche de la poutre de travée courante.

On cherchera la flèche maximum que prend la poutre sous les différents efforts qu'elle est susceptible de supporter.

Ces efforts étant appliqués en des points différents, il est indispensable, de connaître rigoureusement la déformation de la poutre, de scinder la question.

On cherchera la déformation que produit séparément chaque effort et, d'après le principe de superposition des effets de forces, on obtiendra la déformation résultante,

1° *Déformation due au poids de la poutre* (3 070 kilogrammes). — Courbe γ de l'épure.

Cette courbe a une flèche donnée par la formule

$$f = \frac{P}{IE} \frac{5l^3}{384}$$

dans laquelle

P est le poids de la poutre 3 070 kilogrammes.

I le moment d'inertie de la poutre $390\,660 \times 10^4$.

E le coefficient d'élasticité totale 170×10^2 .

l la longueur de la travée $11^m,200$

on obtient

$$f = 0^m/,86 \text{ au milieu.}$$

2° *Déformations dues aux efforts de la transmission.* — Courbes α et β de l'épure.

Ces courbes sont symétriques par rapport à l'axe de la travée.

La flèche à l'axe de chaque chaise est donnée par la formule

$$f = \frac{P}{IE} \frac{l^3}{8} c^2 c_1^2$$

c et c_1 , étant les segments de la poutre déterminés par la chaise

$$c = 7.500 \quad c_1 = 37.500 \quad P = 1.106 \text{ k.}$$

$$f = 0^{\text{m}}/^{\text{m}},385$$

La flèche maximum est obtenue dans la section dont l'abscisse est

$$x = c \sqrt{\frac{1}{2} + \frac{2}{3} \frac{c_1}{c}}$$

on trouve

$$x = 6^{\text{m}},105$$

cette flèche f_n est donnée par l'équation de la courbe

$$y = \frac{P}{IE} \frac{c^2 c_1^2}{6l} \left(2 \frac{x}{c} + \frac{x}{c_1} - \frac{c^2 c_1}{x^3} \right)$$

en remplaçant x par sa valeur on obtient

$$f_m = \frac{f \times 2,18}{2} = 0,385 + 1,09 = 0^{\text{m}}/^{\text{m}},420$$

3° Déformations dues au pont roulant.

La position la plus défavorable du pont pour la déformation est évidemment la même que pour le moment de flexion, il faut donc considérer le pont placé de telle façon que l'axe de la travée soit, à une distance de l'essieu d'arrière, égale à 1/4 de la distance des essieux.

Pour connaître la déformation produite par les charges appliquées aux deux essieux, on étudiera encore l'effet de chaque charge séparément par les formules employées plus haut.

1° Essieu d'avant.

Le point B étant pris pour origine

$$\text{on obtient} \quad c = 8.225 \quad c_1 = 2.975 \quad P = 12.500 \text{ k.}$$

$$f = 3^{\text{m}}/^{\text{m}},41 \text{ dans la section } d \text{ flèche maximum.}$$

Elle se produit dans la section d'abscisse

$$x = 6.210 \text{ en } q$$

et elle a une valeur

$$f_m = 4^m/m,15$$

2° *Essieu d'arrière*. A étant l'origine

$$c = 6.475 \quad c_i = 4.725 \quad P = 12.500 \text{ k.}$$

$$f = 5^m/m,32$$

flèche maximum,

dans la section p d'abscisse

$$x = 5.850$$

$$f_m = 5^m/m,373$$

Déformation totale.

Cette déformation est donnée par la somme des ordonnées de toutes les déformations précédentes dans chaque section.

La flèche maximum se trouve être au milieu de la travée et a une valeur égale à

$$11^m/m,2$$

Effort tranchant.

L'effort tranchant est maximum au droit du point d'appui.

Le cas le plus défavorable est celui où le pont roulant a un essieu sur la poutre, et l'autre à l'aplomb de l'appui.

Dans ce cas l'effort tranchant est la somme des

$\frac{1}{2}$ poids de la poutre	1.535 k.
Effort dû à la transmission	1.106
Essieu d'arrière du pont roulant	12.506
Essieu d'avant P $\frac{(11,2 - 3,5)}{11,2}$	860
	23.741 k.

Effort par millimètre carré.

L'effort tranchant est 23741 kilogrammes.

La section totale est 17836 millimètres carrés.

L'effort par millimètre carré sera donc

$$T = \frac{23.741}{17.835} = 1^k,34$$

La section calculée est prise en un point quelconque de la travée. La poutre était renforcée aux extrémités, la résistance à l'effort tranchant était donc encore inférieure à ce chiffre.

Calcul à la torsion.

La fatigue à la torsion a lieu sous l'action de l'effort oblique des courroies.

La fatigue est donnée par la formule.

$$R = \frac{P\rho}{\left(\frac{I_0}{V}\right)}$$

dans laquelle

R est la fatigue par unité de section.

P l'effort tangentiel.

ρ son bras de levier.

$\frac{I_0}{V}$ le rapport du moment d'inertie polaire à la distance de la fibre neutre à la fibre la plus éloignée du centre de gravité.

Il est donc nécessaire de calculer le moment d'inertie polaire de la section par rapport à un axe perpendiculaire à son plan et passant par le centre de gravité.

Ce moment se déterminera à l'aide de deux moments d'inertie pris, l'un par rapport à un axe horizontal passant par le centre de gravité, l'autre par rapport à un axe vertical passant par le même point.

Le premier de ces moments d'inertie est égal à 390660×10^4 comme on l'a vu pour le calcul à la flexion, le deuxième est déterminé par les calculs suivants :

B	H	H ³	BH ³
184	300	27.000.000	496 $\times 10^7$
100	286	23.393.000	234 $\times 10^7$
62	270	19.683.000	122 $\times 10^7$
8	146	3.112.136	2,5 $\times 10^7$
			358,5 $\times 10^7$

$$\frac{496 - 358,5}{12} \times 10^7 = \frac{138,5}{12} \times 10^7 = 115 \times 10^6$$

$$I = 115 \times 10^6$$

Armature inférieure

B	H	H ³	BH ³
7 1.160 1.561 × 10 ⁶	
7 840 573 × 10 ⁶	
		968 × 10 ⁶ 6.777 × 10 ⁶
8 { 1.147 1.511 × 10 ⁶	
	. { 853 621 × 10 ⁶	
		890 × 10 ⁶ 7.054 × 10 ⁶
62 { 1.023 1.071 × 10 ⁶	
	. { 977 933 × 10 ⁶	
		138 × 10 ⁶ 8.556 × 10 ⁶
100 { 1.007 1.021 × 10 ⁶	
	. { 993 979 × 10 ⁶	
		42 × 10 ⁶ 4.200 × 10 ⁶
			26.587 × 10 ⁶

$$I_2 = \frac{26.587 \times 10}{12} = 2.216 \times 10^6$$

$$I_1 = 115 \times 10^6$$

$$I = I_1 + I_2 = 2.331 \times 10^6$$

Le moment d'inertie polaire est la somme des moments d'inertie par rapport aux deux axes rectangulaires :

$$I_0 = I + I' = 390.660 \times 10^4 + 233.100 \times 10^4 = 623.760 \times 10^4$$

La fatigue du métal à la torsion est donnée, comme on l'a vu, par la formule :

$$R = \frac{P\rho}{\left(\frac{I_0}{V}\right)}$$

ici

P est la somme des deux composantes horizontales des réactions des coussinets des chaises de la travée courante.

Cette composante horizontale est égale à 400 kilogrammes sur chaque chaise, soit en tout 800 kilogrammes.

Bras du levier ρ .

$$\rho = 1.200 + 490 = 1.690$$

$$V = \sqrt{580^2 + 490^2} = \sqrt{336.406 + 240.100} = \sqrt{576.500} = 659$$

$$\frac{I_0}{V} = \frac{623.760 \times 10^4}{759} = 8.200 \times 10^3$$

$$R = \frac{800 \times 1.689}{8.200 \times 10^2} = \frac{13.512}{8.200} = 0^k,165 \text{ grammes.}$$

Fatigue du métal à la torsion :

165 grammes par millimètre carré.

Chaises pendantes.

La distance du dessous de la poutre au niveau de l'arbre avait été fixée, comme nous l'avons déjà rappelé, à 1^m,20 aussi bien pour les travées courantes que pour celles des beffrois, afin que l'on pût monter sur la transmission des poulies de 2^m,20 de diamètre. En ajoutant à cette cote la hauteur du palier qui pour les types du commerce est de 120 millimètres et l'épaisseur d'une semelle de réglage en chêne de 25 millimètres, on obtient pour distance de la plaque d'assise du palier aux patins d'attache de la chaise, une hauteur totale de 1^m,345.

Cette dimension avait conduit à prendre pour l'ouverture de la chaise, et même temps pour celle de la poutre, une cote de 1 mètre. Les patins de fixation ayant 0^m,290 de longueur, il en résultait pour la chaise au niveau de son plan d'attache, une largeur totale de 1^m,580. Les proportions dépassaient beaucoup celles usitées dans la construction, et si l'on avait employé la fonte pour l'exécution de ces chaises, il est probable que tout en leur donnant un poids considérable, elles n'auraient pas eu une solidité offrant toutes les garanties désirables. On préféra les construire en fer et cornières et le type adopté, dont le poids moyen n'était que de 266 kilogrammes, présenta une extrême rigidité.

Ces chaises en forme de V représentées sur le plan, étaient composées de deux gabarits en cornière, contournés suivant le profil que devait avoir la pièce. Sur les deux ailes qui étaient dans le même plan, on avait rivé une bande de tôle de 8 millimètres qui réunissait les deux cornières et formait la paroi intérieure de la chaise ; avec chacune des ailes perpendiculaires à cette surface, étaient assemblées des plaques de tôle en trois morceaux réunies par des couvre-joints, qui constituaient deux sortes de nervures très solides profilant le contour extérieur.

Les patins de fixation avaient une forme qui se raccordait avec celle des semelles de la poutre et la jonction se faisait de chaque côté au moyen de 5 boulons. Une planchette de chêne d'une épaisseur convenable pour régler le niveau était interposée dans l'assemblage.

A la partie inférieure, l'ouverture de la chaise était de 50 millimètres plus grande que la semelle du palier, ce qui permettait un déplacement transversal suffisant pour aligner parfaitement les centres. Une fois cette condition remplie,

on fixait la pièce en chassant des coins qui se trouvaient maintenus en place par deux bandes de fer de 40 millimètres sur 18 millimètres rivées sur les côtés intérieurs de la chaise.

La mise à hauteur exacte du palier s'effectuait encore au moyen de plaques de chêne d'épaisseur convenable que l'on plaçait entre les semelles des paliers et les plaques d'assise des chaises.

Nous avons dit quels avantages présentait ce procédé qui, principalement pour la fixation des chaises à la poutre, réussit d'une manière complète, puisque pendant les six mois d'exploitation, on n'eut à reserrer aucun des boulons qui formaient cette attache.

*Contrats d'installation et d'exploitation des ponts roulants.
Fournitures des poutres et des chaises pendantes.*

L'installation des ponts roulants ayant été décidée en principe, l'administration adressa aux grands ateliers de construction et aux ingénieurs spécialités de cette fabrication, des circulaires dans le but de les informer qu'elle tenait à leur disposition tous les renseignements qui pouvaient leur être utiles pour l'installation et l'exploitation de ces appareils et qu'elle pouvait recevoir leurs propositions. Après examen de la question, MM. Bon et Lustremant, MM. Mégy Echeverria et Bazan, ingénieurs-constructeurs, à Paris, firent seuls et solidairement des offres fermes pour l'installation de deux ponts roulants exploitant chacun une des lignes doubles de poutres montées parallèlement au grand axe du Palais.

M. le Directeur général de l'exploitation fit part de ces propositions à M. le Ministre du Commerce et de l'Industrie dans un rapport qu'il lui adressa le 6 juillet 1888 ; il lui exposait les charges qui résulteraient, pour les constructeurs de cette entreprise et pour l'administration, de l'adoption de ce projet. Il concluait en demandant les crédits nécessaires pour procéder à l'exécution. L'opération était en effet avantageuse pour l'administration, car en reportant sur la construction des poutres, l'économie que représentaient sur l'exécution des maçonneries, les rabais consentis par les entrepreneurs, l'installation des ponts roulants ne grevait en aucune façon le budget du service, elle avait au contraire l'avantage de faciliter beaucoup les opérations de la manutention et de constituer une nouveauté qui ne pouvait manquer d'être l'une des grandes attractions du Palais des Machines.

Pour les constructeurs, cette entreprise exigeait une mise de fond assez considérable sur laquelle, d'après les termes du rapport que nous venons de citer, on devait prévoir, lors de la balance des comptes, une perte de 138 793 francs.

Cette dernière ne pouvait être couverte que par les recettes perçues sur la manutention et sur le transport des visiteurs. Elle provenait de ce que les bases sur

lesquelles s'était établie l'entente avec les constructeurs, laissaient à leur charge :

- 1° La fourniture des ponts roulants ;
- 2° La construction de quatre passerelles formant quais d'embarquement, avec ascenseurs et escaliers aux extrémités des lignes de poutres ;
- 3° La fourniture des portions de rails boulonnés aux poutres ;
- 4° L'installation de machines à vapeur, chaudières, dynamos génératrices et réceptrices, conducteurs et accessoires, destinés à fournir le courant aux ponts roulants.

Les chaises pendantes étant jonctionnées aux poutres, il est indispensable pour la bonne exécution, que leur construction ne fût pas séparée de celle de ces charpentes. En conséquence on décida que les entrepreneurs de ponts roulants en auraient la fourniture et que la prix de 60 francs par 100 kilogrammes leur serait accordé.

Tout le matériel compris dans les quatre premiers articles, restait à la fin de l'Exposition, la propriété des constructeurs, tandis que les poutres et les chaises pendantes étaient achetées par l'Administration moyennant les prix ci-dessus indiqués.

Le contrat de concession qui fut passé avec MM. Bon et Lustremant, Mégy Echeverria et Bazan réglait toutes les conditions de détail, il stipulait que tout l'ensemble des installations formerait l'exposition des constructeurs et qu'à ce titre chaque partie serait soumise à l'examen des jurys compétents. Cette clause du contrat devait éviter toute discussion avec l'Administration de l'octroi au sujet des droits à payer sur les poutres et les chaises pendantes auxquelles par application de l'article 20 du règlement général, on ne pouvait refuser le bénéfice de l'admission temporaire.

Néanmoins, ce ne fut qu'à la suite de nombreuses démarches que l'Administration de l'Exposition ne paya pas sur ces pièces des droits qu'elle eut été obligée de prendre à sa charge.

Dispositions générales de l'Installation.

Les ponts roulants avaient comme il été dit précédemment 18 mètres de portée; ils pouvaient lever 10 tonnes au crochet et ils fonctionnaient électriquement, le cahier des charges interdisant tout autre mode de mise en mouvement.

La longueur de chaque ligne de poutre était de 339^m,93. Dans ce chiffre se trouvaient compris les emplacements réservés à chaque extrémité pour les gares qui avaient environ 5^m,75 de largeur, en sorte que la portion exploitable pour les ponts n'étaient en réalité que de 328^m,43. La hauteur libre sous poutre était

de 6^m,80, mais à une des extrémités de chacun des ponts sur une longueur de 2 mètres, elle était réduite à 5^m,900 par la saillie de la cabine, dans laquelle se tenait le mécanicien chargé de la manœuvre de tous les mouvements. Le plan qui donnait exactement le gabarit disponible en dessous des ponts fut envoyé à chaque président de classe afin qu'il pût indiquer exactement à ses exposants, la hauteur que leurs installations ne devaient pas dépasser.

Les concessionnaires des ponts roulants étaient autorisés par leur contrat à prendre sur la transmission de mouvement du palais, la force dont ils avaient besoin pour produire le courant nécessaire à la mise en marche de leurs ponts. Mais cela ne pouvait être mis en pratique que pendant la période d'exploitation. Pour le service de la manutention au départ et à l'arrivée, ces constructeurs avaient dû installer dans un bâtiment spécial construit sur l'emplacement qui leur avait été concédé dans la cour de la force motrice, une machinerie complète qui comprenait : chaudière, machines et dynamos génératrices. Ils préférèrent pendant les six mois d'exploitation rester indépendants de la marche du Palais et produire eux-mêmes la force motrice dont ils avaient besoin.

Leur installation comprenait :

Un générateur, système Petry-Chaudoir.	}	Pour le pont Bon et Lustremant
Une machine à vapeur Westinghouse		
Une dynamo Gramme		
Une machine à grande vitesse Système Mégy	}	Pour le pont Mégy, Echeverria et Bazan
Une dynamo Système Miot		

Le courant des dynamos arrivait par des fils souterrains à la base des colonnes d'une des extrémités du parcours puis il était lancé dans un conducteur en cuivre fortement tendu et reposant de distance en distance sur des isolateurs en porcelaine. Un collecteur à galet soulevait le conducteur au passage du pont et le laissait retomber sur les supports. Un fil de retour était établi dans des conditions identiques.

Les passerelles formant embarcadères étaient un peu différentes pour les deux ponts.

Elles consistent en un tablier métallique qui repose par ses extrémités sur la poutre et est soutenu en son milieu par un pylone.

Ces embarcadères, dans les deux installations, étaient desservis par deux ascenseurs hydrauliques et par deux escaliers, occupant chacun un rectangle de 3 mètres de large sur 4 mètres de long.

Les renseignements qui suivent donnent d'ailleurs des détails assez complets sur les dispositions qu'adoptèrent chacun des constructeurs et sur le résultat de leur exploitation.

Ponts roulants de MM. Bon et Lustremant.

Description. — Comme les appareils analogues destinés à la manœuvre des fardeaux, le pont de MM. Bon et Lustremant, était muni de trois mouvements :

- 1° Levage du fardeau ;
- 2° Déplacement transversal du fardeau au moyen d'un chariot porte-crochet mobile sur le pont ;
- 3° Déplacement longitudinal du fardeau avec l'ensemble du pont.

La charpente du pont était formée de 2 grandes poutres longitudinales pleines en tôle et cornières, sur lesquelles roulait le chariot porte-crochet ; de 2 poutres de trottoir en treillis reliées aux précédentes par des consoles ; et de 2 poutres transversales reposant sur les galets de roulement.

A une des extrémités du pont étaient réunis les mécanismes des divers mouvements qui étaient commandés électriquement.

L'installation comprenait donc, outre le pont proprement dit, les appareils pour la production de l'électricité et la transmission aux organes du pont.

L'électricité était produite en dehors du Palais des Machines dans un bâtiment spécial. Elle était fournie par une dynamo génératrice Gramme, qu'actionnait par courroie une machine à vapeur Westinghouse, à grande vitesse, de 25 chevaux.

Elle était transmise à une dynamo réceptrice, placée sur le pont, par 2 câbles en cuivre reposant de distance en distance sur des isolateurs en porcelaine.

Pour la prise du courant chaque câble passait dans un support vertical en bronze, fixé au pont convenablement isolé et portant à sa partie inférieure une rainure formant crochet.

Le câble reposait sur le fond de la rainure qui était à un niveau légèrement supérieur à celui des isolateurs ; de sorte que le câble était soulevé au passage du pont et que son poids suffisait pour établir le contact.

De chaque support partait un fil allant au tableau de distribution et de là à la réceptrice.

Au tableau de distribution, un rhéostat et un commutateur permettaient de diminuer l'intensité du courant, de l'interrompre ou de le rétablir à volonté dans la réceptrice.

La transmission de mouvement de la machine réceptrice aux divers organes du pont se faisait exclusivement par friction plate.

L'arbre de la réceptrice, prolongé à cet effet commandait à grande ou à petite vitesse, par l'intermédiaire de galets, un arbre sur lequel se faisait l'emprise des trois mouvements.

Cet arbre tournait toujours dans le même sens et l'embrayage de chacun des mouvements était obtenu, dans un sens ou dans l'autre, par un jeu de trois

cônes de friction : l'un de ces cônes était calé sur un arbre du treuil : les deux autres étaient calés sur un manchon tournant avec l'arbre d'emprise sur lequel il pouvait glisser. En faisant coulisser le manchon, soit à droite, soit à gauche on amenait au contact l'un des cônes du manchon avec le cône du treuil et celui-ci était entraîné dans un sens ou dans l'autre.

Les leviers de commande des divers mouvements étaient réunis dans une cabine au-dessous des poutres du pont de manière que le mécanicien pût voir ce qui se passait.

Conditions de fonctionnement.

La machine à vapeur Westhingouse était de la force de 25 chevaux à 400 tours.

Les machines électriques génératrice et réceptrice, étaient du type Gramme perfectionné; les conditions d'établissement étaient les suivantes :

Nombre de tours	700
Intensité en ampères	48
Force électromotrice en volts	300

En marche, on avait à l'origine, 32 à 36 ampères et 300 volts, et lorsque les mouvements ont été rodés et la voie faite, on est tombé à 23-26 ampères et 300 volts.

Le pont marchait à une vitesse de 0^m,52 par seconde et faisait en moyenne 24 voyages par jour.

Son service a commencé le 5 mai pour durer jusqu'au 6 novembre. Il a été arrêté du 13 au 31 mai pour causes exceptionnelles étrangères à l'installation.

Le pont a parcouru pour le service des voyageurs 1350 kilomètres et pendant les manutentions environ 150 kilomètres : soit un total de 1500 kilomètres.

Après ce service aucun organe n'était fatigué; il y avait à peine une légère usure dans les bandages des galets.

La redevance par visiteur transporté fut fixée à 0 fr. 50 et le prix de location du pont pour la manutention était de 30 francs par heure.

Pont roulant de MM. Mégy, Echeverria et Bazan.

Cet appareil était aménagé pour satisfaire en même temps aux exigences de la manutention générale des fardeaux et au transport des visiteurs. La superficie de sa plate-forme était d'environ 100 mètres carrés et elle pouvait aisément donner place à 150 personnes.

La force motrice était donnée au mécanisme par une dynamo système Miot. Toutes les manœuvres étaient effectuées par engrenages simples, à l'aide de l'em-

brayage élastique, graduel et sans choc bien connu du système Mégy. On sait que cet organe présente ce grand avantage d'offrir à la mise en mouvement des masses, un accroissement graduel et lent de l'effort, ce qui évite, surtout dans les appareils de levage, tout choc possible et donne aux manœuvres une grande souplesse et une véritable précision, en même temps qu'il remplit l'office d'appareil de sûreté en rendant impossible toute manœuvre exigeant des efforts supérieurs à ceux que les organes mécaniques seraient en état de supporter.

Si nous rentrons dans les détails de l'installation, nous ajouterons que le pont roulant était formé de deux poutres longitudinales centrales sur lesquelles roulait le chariot porteur de la charge, et de deux poutres de rives portant les balustrades et reliées aux poutres centrales par des consoles supportant le plancher en bois. Ces quatre poutres venaient s'assembler par leurs extrémités à deux poutres transversales tubulaires, ou sommiers portés par les galets de roulement. La plate-forme du pont avait 22 mètres de longueur et 5 mètres de largeur. A l'une des extrémités du pont se trouvait placé le mécanisme des manœuvres au-dessous duquel couraient les deux fils conducteurs de l'énergie électrique.

Cette énergie était fournie par une dynamo génératrice Miot qu'actionnait par une courroie, une machine pilon à grande vitesse du système Mégy de la force de 15 chevaux, tournant à 600 tours par minute. Sur le pont se trouvait une dynamo réceptrice qui transmettait le mouvement aux différents organes servant aux manœuvres de levage, d'orientation et de translation ; les embrayages étaient manœuvrés à volonté à proximité ou à distance suivant que le mécanicien était placé sur le pont ou dans la cabine pendante. Tout le mécanisme moteur était concentré sur un seul et même bâti dont l'arbre principal, qui tournait toujours dans le même sens, était muni de trois groupes d'embrayages circulaires donnant dans les deux sens, les trois mouvements de levage, d'orientation et de translation.

Ce pont était construit de telle sorte que la force motrice pouvait être donnée indistinctement soit par l'électricité, soit par la vapeur, soit par câble, sans qu'il y eut rien à changer au mécanisme des manœuvres. Mais dans le service de l'Exposition, la transmission électrique fut exclusivement employée. Les fils conducteurs d'énergie électrique avaient chacun une longueur de 460 mètres dont 100 mètres en câble souterrain, d'une section de 36 millimètres carrés est 360 mètres en conducteur aérien de 6,5 millimètres de diamètre. Ces fils étaient en bronze phosphoreux.

Les conducteurs aériens, un de chaque côté de la poutre en treillis du chemin de roulement, étaient supportés par des consoles isolatrices en porcelaine. Leurs extrémités étaient fixées à des tendeurs d'amarrage que l'on réglait à volonté au moyen d'un écrou et d'une longue vis.

La vitesse de translation de ce pont était de 0^m,60 par seconde. Le départ se faisait sans secousse et au moyen de l'embrayage graduel.

Le travail électrique mesuré aux bornes de la machine génératrice, variait de 95 à 115 volts et de 28 à 35 ampères, suivant l'extrémité à laquelle se trouvait le pont et les irrégularités du chemin. Sur le travail électrique fourni, la machine réceptrice absorbait environ 8 kilogrammètres par seconde et la ligne entière environ 15 kilogrammètres. Le travail moteur absorbé par le pont, était en moyenne à la petite vitesse de $0^m,600$ par seconde, de 266 kilogrammètres, c'est-à-dire 3 chevaux $1/2$ environ. On a marché à la grande vitesse, qui était de $1^m,10$ par seconde, avec une charge de 6 000 kilogrammes pendue au crochet et le travail dépensé à cette vitesse était de 5 à 6 chevaux en moyenne.

Les ascenseurs hydrauliques des gares d'attente de chacune des deux extrémités du chemin de roulement, étaient mus par des moteurs oscillants à changement de marche système Mégy et marchaient par la pression directe de l'eau de la ville. Ils étaient manœuvrés indistinctement de l'intérieur ou de l'extérieur de la cabine ; celle-ci était pourvue d'une poulie parachute ou de sécurité qui permettait une descente constante et au régulateur, en cas de rupture de câble de levage.

Les gares d'attente reposaient directement sur les poutres en treillis du chemin de roulement, et étaient soutenues, en outre, par deux groupes de quatre colonnes en fonte renfermant, l'un un escalier à double spirale et l'autre l'ascenseur hydraulique donnant accès à la plate-forme supérieure. Les gares avaient 22 mètres de longueur et $6^m,50$ de largeur.

Le pont roulant, tant pour le service de la manutention que pour celui du transport des visiteurs, a parcouru environ 1 800 kilomètres.

La durée d'un trajet était d'environ 11 minutes, de telle sorte que l'appareil faisait par jour en moyenne 25 voyages.

Ventilateurs.

Dans la construction du Palais des Machines, on avait ménagé pour la ventilation un espace d'environ 25 millimètres entre les différentes rangées des vitres de la toiture. Etant données la longueur du Palais et l'étendue de la surface vitrée, l'ensemble de ces orifices représentait assurément une section considérable par laquelle l'air chaud pouvait se dégager du Palais. Néanmoins, lorsque au mois de juillet arrivèrent les chaleurs, la température devint insupportable et l'aérage fit complètement défaut dans la partie centrale du Palais. Cela tenait à ce que l'air frais, destiné à remplacer celui qui s'échappait par les orifices de ventilation, ne pouvait rentrer que par les portes et les fenêtres, c'est à dire par des orifices situés sur tout le pourtour du Palais; il traversait alors les galeries latérales, puis s'élevait brusquement vers les orifices de sortie sans pénétrer jusqu'au centre de l'édifice dont l'atmosphère restait ainsi stagnante.

On remédia en partie à cet inconvénient en pratiquant, sur le faîtage de la toiture, une série d'ouvertures que l'on ouvrait lorsqu'il ne pleuvait pas et que l'on pouvait fermer avec des trappes mobiles.

On détermina en même temps une agitation de l'air de la partie centrale du Palais, au moyen de ventilateurs que l'on plaça sur les arbres de transmission. Ils se composaient de deux grandes palettes en tôle boulonnées à des bras en fonte qui pouvaient se jonctionner en serrant l'arbre de transmission comme les portions d'une poulie en deux pièces. On en monta 100 en divers points des lignes d'arbres et ils produisirent, jusque dans le milieu des chemins voisins, un mouvement de l'air assez sensible pour rendre le séjour dans le Palais beaucoup moins fatigant.

Ces appareils furent fournis par M. Gosselin, constructeur à Sedan, qui les apporta tout montés.

Ascenseurs.

Outre les ascenseurs qui faisaient le service des plate-formes des ponts roulants, il en avait été installé quatre autres dans le Palais des Machines. Deux d'entre eux étaient montés dans les piliers du petit dôme qui raccordait le Palais au grand vestibule d'honneur; ils étaient utilisés pour desservir la galerie du premier étage. Ils furent installés, exposés et exploités par M. Samain, inventeur du système d'après lequel ils étaient construits. Ces appareils utilisaient la pression de l'eau des conduites de distribution; l'un d'eux avait un piston télé-

copique et l'autre un piston ordinaire. La particularité des ascenseurs de M. Samain consistait principalement en un appareil compensateur hydraulique dont nous pouvons dire que le fonctionnement fut tout à fait satisfaisant.

Le troisième ascenseur était une construction très importante qui avait été établie par M. Edoux. Elle occupait l'extrémité du grand axe longitudinal du Palais et elle se trouvait reliée à l'escalier d'honneur dont le premier palier était desservi. Elle consistait en un grand pylone formé par quatre montants en tôle et cornière dont l'architecture reproduisait les motifs des piliers de la galerie du premier étage et de la rampe de l'escalier. La partie supérieure qui s'élevait à une hauteur de 23 mètres était terminée par une galerie qui entourait toute la cage de l'ascenseur et formait un promenoir d'où l'on avait un coup d'œil d'ensemble du Palais d'un effet réellement grandiose. A mi-hauteur était une galerie identique à la précédente et qui ne servait pour ainsi dire que d'ornement, l'ascenseur ne s'arrêtant jamais en service courant à ce niveau intermédiaire.

L'appareil était du système à piston plongeur inventé par M. Edoux; il fonctionnait avec de l'eau qu'une pompe de compression, construite et exposée par M. Morane jeune, refoulant dans un grand accumulateur appartenant également à cet exposant. Ce dernier appareil était placé dans l'axe du Palais, un peu en avant de la cage de l'ascenseur. La pompe de M. Morane était actionnée par un cylindre à vapeur spécial, monté sur son bâti, en sorte qu'elle pouvait fonctionner indépendamment de la transmission de mouvement du Palais. M. Edoux s'était mis d'accord avec M. Dulac, l'un des fournisseurs de l'administration, pour avoir de la vapeur en dehors des heures réglementaires; de cette façon, il pouvait faire fonctionner son ascenseur quand il le jugeait opportun.

Le quatrième ascenseur fut installé par M. Chrétien dans l'un des deux pylones qui faisaient partie de la façade du Palais des Machines du côté de l'avenue La Bourdonnais. Le pylone de gauche formait la cage de l'escalier établi pour le service de l'entretien de la toiture; celui de droite fut réservé à l'ascenseur de M. Chrétien et on imposa à ce constructeur, dans son contrat de concession, de tenir son appareil à la disposition du service d'architecture lorsqu'il en aurait besoin pour exécuter les réparations. Cet ascenseur fonctionnait électriquement. Une machine réceptrice placée au sommet du pylone recevait le courant d'une dynamo génératrice mise en mouvement par une des machines exposées par MM. Farcot et fils. La cage était soutenue au moyen de 8 câbles qui passaient sur des poulies à gorges commandées par la réceptrice au moyen de vis sans fin. Des contrepoids attachés aux extrémités des câbles équilibraient le poids mort. La sécurité était assurée par la multiplicité des câbles et par la limite de leur adhérence sur les poulies à gorge. Cet appareil qui constituait une application nouvelle et fort intéressante de l'électricité fonctionna d'une manière tout à fait satisfaisante.

MM. Edoux, Chrétien et Samain, en vertu d'un contrat passé avec l'Admi-

nistration, avaient été autorisés à percevoir une recette sur le transport des visiteurs.

Résumé.

Les installations du service mécanique et électrique qui avaient été exécutées dans des conditions très économiques furent néanmoins suffisantes, puisque pendant la durée de l'Exposition, bien que la plupart des maçonneries fussent assises sur des terrains de remblai, on n'eut à exécuter comme travail d'entretien que la consolidation d'une petite longueur de galerie voûtée qui était tassé par suite d'une infiltration d'eau.

Le service de la vapeur de même que celui de la force motrice se firent régulièrement et ne donnèrent lieu à aucun accident, car dans ceux, d'ailleurs peu nombreux, qu'on eut à regretter pendant la durée de l'Exposition, le service mécanique et électrique se trouva complètement hors de cause.

Quant aux crédits mis pour ce service à la disposition de M. le Directeur général de l'exploitation, on peut dire qu'ils ne furent pas dépassés, malgré les travaux supplémentaires qu'il fallut exécuter et l'augmentation que subit principalement la fourniture de la vapeur, en raison de l'importance de la participation des puissances étrangères et de la prolongation de la période d'exploitation au-delà du 1^{er} novembre.

TABLE DES MATIÈRES

7^e Partie. — Tome I

MÉCANIQUE GÉNÉRALE. — HYDRAULIQUE MACHINES-OUTILS

L'HYDRAULIQUE A L'EXPOSITION DE 1889

PAR MM. L. VIGREUX ET F. LOPPÉ.

	Pages
<i>Introduction</i>	3
Ascenseurs à pistons articulés, système ROUX, COMBALUZIER et LEPAPE	9
Données générales	9
Cabine	12
Circuit de pistons articulés et sa gaine	13
Roues motrices	16
Poulies de renvoi du haut	17
Chaines de Galle	17
Pignons de chaînes de Galle et leur boîte	18
Arbre moteur	19
Cylindre hydraulique	19
Piston hydraulique	19
Boîtes à soupapes	20
Arbre de commande à cames	20
Manœuvre de l'arbre de commande	21
Alimentation en eau sous pression. — Rendement	21
Pompes et machines élévatoires, système WORTHINGTON	23
Fonctionnement	27
Compensateur	29
Résultats d'expériences	31
Pompe à colonne liquide, de M. DUROZOI	32
Pompes à piston captant et moteur à piston distributeur, système de MONTRICHARD	35
Théorie du fonctionnement	36
Construction	41

Turbines et Pompes pour l'élévation d'eau de la Ville de Genève, construites par la Maison ESCHER WYSS & C^{ie}, de Zurich	42
Pompe mono-clapet de MM. PRUDON et DUBOST	45
Théorie de M. Krebs	45
Tableau d'expériences	49
Pompe à débit variable, système PH. ROUSSEAU et F. BALAND	49
Théorie du fonctionnement	50
Moteur à eau de la Maison ESCHER WYSS & C^{ie}, de Zurich	52
Béliers hydrauliques de M. DUROZOI	53
Bélier ordinaire	54
Bélier à double effet	57
Bélier pompe à diaphragme	58
Bélier pompe à pistons différentiels	58
Régulateur de vitesse de M. RIETER, de Wintherthur	59
Tuyau rotatif moteur de M. LE BLON	61
Moteur à colonne d'eau à dépense variable, système HOPPE	64
Théorie du fonctionnement	65
Description des organes	67
Nettoyeur automatique de grille, par M. DELUBAC.	69
Élévation d'eau de la Chaux-de-Fonds, par la Maison ESCHER WYSS, de Zurich	
Conditions générales	73
Turbines	76
Pompes	78
Réservoirs d'air et bouteilles d'alimentation	79
Détermination de la chute motrice	81
» du volume de l'eau motrice	82
» de la hauteur totale élévatoire de l'eau débitée par les pompes	82
» du volume d'eau élevé par les pompes	82
Rendements.	82
Distribution d'eau de la ville de Porto par la COMPAGNIE DES EAUX POUR L'ÉTRANGER	
Données générales	83
Carte générale de l'adduction des eaux du Rio-Souza à Porto.	84,
Barrage	85
Usine hydraulique	85
Filtres et galeries filtrantes	86
Installations mécaniques	88
Générateurs	88
Machines à vapeur	89

Turbines	89
Pompes	90
Rendements	90
Conduite de refoulement	91
Tunnel. — Réservoir du mont Jubin	91
Réservoirs	91
Usine de relai	93
Canalisation en ville	94
Distribution d'eau de la ville de Naples, par la COMPAGNIE DES	
EAUX POUR L'ÉTRANGER	95
Historique.	95
Captage des sources.	97
Canal à écoulement libre.	98
Grands siphons de Concello.	102
Réservoirs.	106
Canalisation en ville.	109
Distribution d'eau de la ville de Venise, par la COMPAGNIE DES	
EAUX POUR L'ÉTRANGER	111
Historique.	111
Filtres et usine élévatoire de Moranzino.	113
Conduite sublagunaire.	115
Réservoir de Sant-Andréa.	116
Usine élévatoire refoulant l'eau du réservoir dans les conduites de distribution.	117
Chaudières et cheminée.	119
Machines à vapeur.	119
Pompes.	121
Rapport entre l'effort moteur et l'effort résistant.	121
Effort résistant.	121
Effort moteur.	121
Accumulateurs régulateurs.	122
Canalisation en ville.	124
Usines élévatoires pour l'irrigation du Behéra (Basse-Egypte)	126
Considérations générales et Historique.	126
Usine du Khatatbeh	128
Générateurs à vapeur.	130
Machines à vapeur.	130
Pompes.	131
Pivot de M. Vigreux.	132
Deuxième pivot de MM. Farcot.	133
Pompe proprement dite.	134
Expériences et résultats.	134

Essais.	135
Éléments consécutifs de nos nouvelles pompes centrifuges.	136
Discussion théorique.	136
Tracé des ailettes.	136
Nombre des ailettes.	138
Vitesse circonférentielle.	138
Nombre des ailettes. — Vitesse circonférentielle. — Canal annulaire.	138
Troussage en spirale.	140
Pressions dans le corps de pompe.	141
Expériences de rendement.	142
Usine de l'Ahtfe	143
Fonctionnement.	145
Résultats.	148
Pompe à vapeur à action directe, système de M. FONTAINE	149
Description générale.	149
Pompe à vapeur à condensation, système LEFER	150
Théorie du fonctionnement.	151
Tableau des résultats.	153
Pompe à colonne d'Eau, système ROUX	153
Description.	153
Théorie du fonctionnement.	156
Pompe à piston et à débit constant, système de M. GIRODIAS.	158
Théorie du fonctionnement.	158
Construction.	161
Turbines pour hautes chutes, système de M. BERGÈS.	162
Données générales.	162
Distributeurs.	163
Aubes.	164
Paliers.	165
Rendement.	165
Résultats d'expériences.	167
Turbine à double rouleau de vannage, de MM. BRAULT, TEISSET et GILLET.	168
Théorie du fonctionnement.	168
Démonstration.	170
Bateau Faucard-Gaucher.	172
Théorie du fonctionnement	172
Ascenseurs hydrauliques, système SAMAIN.	173
Données générales.	174
Théorie du fonctionnement,	175

Machine à colonne d'eau à puissance et consommation variables , de MM. ROUSSEAU ET BALAND.	177
Théorie du fonctionnement.	179
Calculs d'établissement.	179
Ascenseur Edoux de la Tour Eiffel.	180
Théorie du fonctionnement.	181
Cylindres.	181
Pistons.	182
Cabines.	183
Câbles et poulies de renvoi.	183
Fonctionnement et manœuvre.	184
Frein.	185
Equilibre et mouvement du système. — Rendement.	186
Les ascenseurs du système Otis et leur application à la Tour Eiffel.	189
Données générales.	189
Cylindre-moteur et distribution.	191
Commande de la distribution.	192
Cabine et appareils de sécurité.	192
Equilibre de l'ascenseur.	196
Distribution et cylindre-moteur.	198
Chariot des poulies mobiles, câbles, moteurs, etc.	200
Cabines.	200
Contrepoids de la cabine.	201
Appareils de sécurité.	202
Equilibre de l'ascenseur et rendement	204
Installation des pompes pour le service des ascenseurs de la Tour Eiffel.	206
Description.	207
Moteur rotatif de MM. TAVERDON.	208
Description.	208
Moteur hydraulique, système BARRE.	212
Théorie du fonctionnement.	212
Tableau d'expériences.	213
Moteur hydraulique, système JASPAR.	213
Théorie du fonctionnement.	213
Tableau des renseignements.	214
Moteur hydraulique Bamford.	214
Fonctionnement.	214
Garniture métallique pour piston hydraulique, syst. DELALOË.	216
Données générales.	216
Roues hydrauliques, de la maison BRAULT, TEISSET et GILLET.	217
Données générales.	217

Pompes centrifuges pour l'épuisement des formes de radoub du port de Dunkerque, par la Compagnie de Fives-Lille.	218
Description.	218
Les installations hydrauliques de la gare Saint-Lazare (Compagnie des chemins de fer de l'Ouest).	221
Machines motrices et pompes de compression.	221
Canalisation.	221
Soupapes et accumulateurs.	222
Appareils mus par l'eau sous pression.	224
Plans inclinés à chaînes d'entraînement.	225
Monte-charges verticaux de 1.000 kilogrammes de la gare des voyageurs.	226
Chariots-transbordeurs avec plaques tournantes.	226
Monte-wagons de 15.000 kilogrammes.	226
Monte-charges verticaux de 1.000 kilogrammes de la gare des messageries.	227
Chariot-Transbordeur.	227
Grues hydrauliques de la gare des messageries.	227
Cabestans hydrauliques.	227
Calcul des pistons.	228
Poupée à deux gorges	230
Moteur et bâtis centraux.	230
Cuvelage avec plateau de retournement et verrous de calage.	233
Soupape de manœuvre.	234
Poulie de renvoi.	235
Régularisation du mouvement des moteurs hydrauliques.	236
Données générales.	236
Régulateur Weibel et Briquet.	237
Servo-modérateur, système GANDILLON et VIGREUX.	241
Théorie du fonctionnement.	241
Moteurs oscillants et pompes, système MÉGY.	244
Données générales.	244
Description.	246
Avantages principaux.	246
Principales applications.	247
Changement de marche.	248
Pression d'eau nécessaire.	248
B. — Pompes.	248
Description.	248
Avantages.	248
C. — Moteurs à vapeur et à air comprimé.	249
Description.	249
Sas à air.	249

Frictomètre de MM. E. PETIT et H. FAYOL.	250
Données générales.	250
Description.	252
Légende descriptive représentant le frictomètre de MM. E. Petit et Fayol.	254

CONGRÈS DE MÉCANIQUE APPLIQUÉE

L'arbre, la Manivelle, la Bielle et le volant. — Régularisation du mouvement dans les appareils à simple effet. communication faite par M. N.-J. RAFFARD.	257
Introduction.	257
L'arbre.	257
La manivelle.	260
La bielle.	261
Le volant.	262
Régularisation du mouvement et diminution du frottement dans les appareils à simple effet.	265
Le Frein dynamométrique , de M. N.-J. RAFFARD, communication de M. R. ARNOUX.	267
Données générales.	267
Condition d'établissement.	271
Dispositions particulières du frein Raffard.	276
Note sur le frottement des cuirs emboutis et la mesure exacte des hautes pressions.	
Machines d'essai des matériaux sans bascule , communication de M. Georges MARIÉ.	
Utilité des machines puissantes, simples et économiques.	281
Données générales.	281
Machines d'essai sans bascule.	282
Théorie du fonctionnement.	283
Frottement des cuirs emboutis.	283
Description.	284
• Mesure des hautes pressions de l'eau.	284
Conclusion.	287
Coefficients de frottement.	289

QUATRIÈME QUESTION

Transmission à distance et distribution du travail par les procédés autres que l'Électricité (eau, air, vapeur, câbles, etc.). — Rapport de M. BOUDENOOT.	291
Préliminaires.	291

Observations.	292
Gaz.	294
Electricité.	294
Vapeur.	295
Eau surchauffée.	297
Eau sous pression.	299
Air.	301
Câbles téléodynamiques.	303
Conclusion du rapport.	305

Note sur la distribution de force motrice à Genève, par M. BUTTICAN.

Service des eaux de la ville de Genève en 1872.	307
Données générales.	307
Réservoir du bois de la bâtie en 1873.	308
Machines à vapeur 1879-1880.	308
Installations nouvelles 1883-1889.	308
Moteurs secondaires.	311
Livraison de l'eau.	311
Résumé.	312
Tarif de la force à forfait (par cheval et par an).	313
Tarif de l'eau motrice à haute pression livrée au compteur d'eau. — Pression maximum, 140 mètres d'eau. — Consommation mensuelle.	313
Détail des conduites.	314
Développement de la vente de la force motrice comparativement à l'ensemble de la vente de l'eau du service des eaux et forces motrices du Rhône.	315
Industries utilisant les forces motrices du Rhône au 31 décembre 1890.	316
Résultat financier en 1888. — Comptes profits et pertes.	317
Légendes concernant les planches représentant le bâtiment des turbines.	317

Transmission de la force par les fluides sous pression et son application au pompage des eaux d'égouts, par Williams

DONALDSON.	319
Introduction.	319

CHAPITRE PREMIER. — Comparaison des prix de production de l'air et de l'eau comprimés.

Table I.	326
Table II.	327
Table III.	329
Table IV.	330
Table V.	331
Rendement de l'eau sous pression.	332
Table VI.	334

CHAPITRE II. — Comparaison entre l'air et l'eau comme agents de transmission et d'emmagasinage de la force.	334
Table VII.	337
Table VIII.	337
CHAPITRE III. — Application spéciale de l'eau à haute pression et de l'air comprimé au pompage des eaux d'égouts.	338
Table IX.	340
Table X.	341
Pompe automatique des eaux d'égouts système breveté de M. Donaldson.	343
Considérations théoriques.	344
Transmission du travail à distance par l'air comprimé et l'air raréfié, par M. G. HANARTE.	349
Considérations préliminaires	349
Condition principale que doit remplir un compresseur d'air	350
Tableau d'expériences.	353
Essais comparatifs faits sur des compresseurs possédant des moyens de refroidissement plus ou moins parfaits.	353
Du compresseur à piston hydraulique à colonnes paraboliques.	355
Des conduites de l'air comprimé et de l'air raréfié. Calcul de la perte de charge. Coudes de changement de direction à vitesse ralentie.	360
Utilisation de l'air comprimé, machines réceptrices à détente compound à soupapes régulatrices.	362
Note sur un système de pompes à tuyères convergentes et divergentes, dite pompe à épanouissement parabolique. Application aux courbes de changement de direction et aux condenseurs à pompe à air, par G. HANARTE.	365
Considérations préliminaires.	365
Description de la pompe à épanouissement.	367
Aspiration.	367
Refoulement.	368
Petite tuyère divergente faisant office de compresseur d'air.	368
Courbes de changement de direction.	369
Dispositifs divers de la pompe.	370
Pompes à piston ordinaire.	372
Pompes à piston plongeur.	372
Pompe parabolique à piston plongeur horizontal.	374
Pompe parabolique à piston plongeur vertical.	375
Condenseur avec pompe à épanouissement parabolique.	375
Note sur le transport de l'énergie par l'air comprimé, par M. SOLIGNAC.	377
Considérations générales.	377
Tableau comparatif des prix de revient des usines génératrices avec transmission par l'air comprimé et par l'électricité.	385

Note sur un frein dynamométrique universel à lecture directe de travail , par M. TROUVÉ.	387
Préliminaires.	387
Description.	388
PREMIÈRE PARTIE. — Mesure des efforts.	388
DEUXIÈME PARTIE. — Mesure des vitesses.	392
Emploi du dynamomètre universel.	393
Frein d'absorption dynamométrique.	393
Frein de distribution dynamométrique.	396
Conclusions.	399
Note sur un compteur totalisateur à deux roulettes et à mouvement différentiel , par M. N.-J. RAFFARD.	401
Considérations générales.	401
Nouveau dispositif du totalisateur à deux roulettes.	403
Note sur les transmissions par poulies et courroies , par M. A. BRANCHER.	407
Résultats différents obtenus avec les poulies de transmission suivant leur mode de construction et leur installation.	
Disposition prises pour augmenter leur rendement.	407
Données générales.	407
Démonstration.	408
Allongement des bras.	408
Jante en fonte.	410
Limbes en fer.	410
Note sur un indicateur de vitesse ou cinéomètre et sur des indicateurs de travail et de puissance , par MM. RICHARD.	412
Préliminaires.	415
Théorie.	416
Cinéomètre.	418
Dynamomètre de Wite à sommier.	419
Appareils de graissage , système HOCHGESAND, constructeur R. HENRY	421
Graisseurs économiques pour paliers et têtes de bielles à débit visible et réglable à volonté.	421
Description.	421
Type pour paliers ou autres pièces fixes.	421
Types pour têtes de bielles ou autres pièces mobiles.	421
Graisseur automatique perfectionné pour le graissage direct de la vapeur, ainsi que des tiroirs et cylindres de toutes machines à vapeur, gaz, air chaud, etc.	422
Fonctionnement.	422
Avantages de ce graisseur.	423
Oléopolymètre (système Hochgesand). Appareil de graissage à niveau constant et distribution multiple d'huile à débits visibles et réglables.	423

Son fonctionnement.	424
Robinet à soupape équilibrée.	425
Appareils de graissage à l'huile ou à graisse consistante (système de la Coux).	429
Graisseurs à filtre et tige mobile.	429
» à trous capillaires régulateurs. Débit visible par la bulle d'air indicatrice et réglable à volonté.	429
» blindés à régulateurs à ressort et goutte visible. Spéciaux pour machines électriques et autres appareils ou à grande vitesse. Débit réglable et cessant à volonté sans dérégler l'appareil.	430
» blindés pour poulies folles distribuant l'huile proportionnellement aux besoins.	430
» blindés à pression de vapeur. Graissage automatique et continu. Débit visible et réglable à volonté, cessant naturellement dès que la machine est au repos, spéciaux pour cylindres et tiroirs de machines à vapeur à haute pression.	431
» cosimétriques. Nouveaux appareils compresseurs pour lubrifier les engins mécaniques.	431
» auto-compresseurs. Nouveaux appareils automatiques à ressort, spéciaux pour têtes de bielles et autres organes.	432

Mécanique générale. — Les travaux du Service mécanique et électrique à l'Exposition universelle de 1889.

	433
Rapport.	433
Concours pour le chemin de fer de l'Exposition.	433
Voies ferrées.	435
Tracé des chemins dans le Palais des Machines.	438
Répartition de la surface disponible aux différentes classes.	439
Galerie des Machines.	441
Désignation des bâtiments.	443-444
Résumé des surfaces des annexes par classe.	445
Travaux préparatives. Galeries souterraines.	445
Élévation et distribution de l'eau sous faible pression.	447
Canalisations, conduite de distribution.	448
Canalisation de retour des eaux chaudes.	449
Réservoir.	450
Machines élévatoires.	451
Machines élévatoires de MM. de Quillacq et Meunier.	454
Machines élévatoires de la Compagnie Worthington.	454
Distribution de l'eau sous pression.	455
Distribution du gaz.	455
Fourniture de vapeur.	458
Tuyauterie.	461
Transmissions. — Etablissement du projet.	465
Organisation du service.	465

Service des transmissions de mouvement.	473
Position des arbres.	476
Hauteur au-dessus du sol.	477
Nombre de tours.	477
Sens de la rotation.	477
Écartement des supports.	478
Disposition générale et définitive de la transmission de mouvement principale.	478
Disposition d'ensemble.	478
Disposition et construction des supports.	479
<i>Transmission courante.</i>	481
Beffrois.	482
Travée courante.	482
Arbre de travée courante.	483
Résistance à la flexion.	483
» à la torsion.	485
» totale.	486
Beffroi.	486
Résistance à la flexion.	486
Calcul de la résistance.	487
Résistance à la torsion.	487
» totale.	488
» sur le coussinet d'un palier courant.	489
Pression par centimètre carré sur la portée.	490
» sur le coussinet d'un palier de beffroi.	490
» sur le coussinet du palier du beffroi double.	491
Supports de la transmission.	492
» à double colonne.	493
Croisillon.	495
Entablement.	495
Supports de beffroi.	496
» à double palier.	496
Moments résultants.	498
Détermination de $\frac{I}{V}$ pour différentes sections.	498
Tableau.	
Détermination de la fatigue du métal pour les différentes sections.	499
Résistance maximum.	500
Pression produite du côté du beffroi.	500
» par la travée de transmission.	500
Poids de la poutre.	501
Pressions transmises par la poutre.	501
Poids du pont roulant.	501
Résultante des pressions en haut de la colonne.	501
Résultante au-dessous de l'axe de la transmission.	502
Résistance à la compression.	502
Calcul des dimensions à donner aux boulons de fondation des supports et aux plaques de ces boulons.	502
Colonnes courantes.	502

Beffroi de 1 ^m ,800.	503
» 3 ^m ,700.	503
Support elliptique.	503
Recherche de la résultante des tensions de courroies.	
Moments de flexion.	504
»	505
Moments d'inertie.	505
Valeur de $\frac{I}{V}$.	505
Résistance par millimètre carré.	505
Transmission supplémentaire de la classe 54 et 55.	506
Transmission de mouvement de la classe 56.	506
Fondations des supports de la transmission principale.	507
Stabilité des supports.	507
Étude de la stabilité des supports.	507
Forces verticales.	508
Poids du massif.	508
Poids de la double colonne et de son palier.	508
Efforts verticaux dus à la transmission.	508
Poids de la poutre avec les chaises.	509
Forces horizontales.	510
Force horizontale fictive appliquée en G.	510
Résultante.	511
Adjudication de la construction et du montage des supports de la transmission de mouvement principale.	511
Poutres, Ponts roulants et chaises pendantes.	512
Calcul à la flexion.	515
Moments de flexion.	515
» » dus à la transmission.	515
» dus au pont roulant.	516
» résultants.	517
» d'inertie de la poutre.	517
Tableau des calculs.	517
Détermination du centre de gravité de la section.	517
Résistance à la flexion.	518
»	519
Étude de la flèche de la poutre de travée courante.	519
Déformation due au poids de la poutre.	519
» dues aux efforts de la transmission.	519
» dues au pont roulant.	520
Essieu d'avant.	520
» d'arrière.	521
Déformation totale.	521
Effort tranchant.	521
» par millimètre carré.	521
Calcul à la torsion.	522
Chaises pendantes.	
Contrats d'installation et d'exploitation des ponts roulants.	524

Fournitures des poutres et des chaises pendants.	525
Dispositions générales de l'Installation.	526
Ponts roulants de MM. Bon et Lustremant.	528
Description.	528
Conditions de fonctionnement.	529
Pont roulant de MM. Mégy, Echeverria et Bazan.	529
Description.	530
Ventilateurs.	532
Ascenseurs.	532
Résumé.	534

INDEX ALPHABÉTIQUE

B

	Pages		Pages
Baland.	49	Boudenoot.	291
Baland.	177	Brault.	168
Bamford.	214	Brault.	217
Barre.	212	Brancher.	407
Bazan.	529	Briquet.	237
Bergès.	162	Buttican.	307
Bon.	528		

C

Combaluzier.	9	Comp ^{te} des eaux pour l'étranger 9-84-144	
Compagnie des chemins de fer de l'Ouest.	221	» de Fives-Lille	218
		Coux (de la).	42

D

Delaloé.	216	Dubost.	4
Delubac.	69	Durozoi.	32-53
Donaldson (William).	219-343		

E

Echeverria.	529	Escher-Wyss.	42-52-73
Edoux.	180		

F

Farcot.	133	Fontaine.	149
Fayol.	250		

G

Gandillon.	241	Gillet.	168-217
Gaucher.	172	Girodias.	158

H

Hanarte.	349-365	Hochgesand.	421-423
Henry.	421	Hoppe.	64

	J	
	Pages	Pages
Jaspar.	213	
	K	
Krebs.	45	
	L	
Le Blon.	61	Loppé. 3
Lefer.	150	Lustremant. 528
Lepape.	9	
	M	
Marié.	281	Meunier. 454
Mégy.	244-529	Montrichard. 35
	O	
Otis.	189	
	P	
Petit.	250	Prudon. 45
	Q	
Quillacq (de).	454	
	R	
Raffard.	257-267-401	Rousseau. 49-177
Richard.	415	Roux. 9-153
Rieter de Wintherthur.	59	
	S	
Solignac.	377	Samain. 173
	T	
Taverdon.	208	Trouvé. 387
Teisset.	168-217	
	V	
Vigreux.	3-132-241	
	W	
Weibel.	237	Worthington. 23-454

