

SOMMAIRE

du N° du 1^{er} Août 1920

(6^{me} Série, Tome VI, N° 3)

MÉMOIRE :

- Hanocq, Ch.** — Les pompes centrifuges à haute pression. Résultats des essais effectués au Laboratoire de Mécanique appliquée et de Physique industrielle de l'Université de Liège (621.67). (Suite, voir 5^{me} série, tome V, janvier 1914, page 1, et tome VI, mai 1914, page 170) 169
- Trasenster, Emile.** — L'industrie métallurgique belge avant, pendant et après la guerre. 669 (493). Note complémentaire 202

BULLETIN :

- Trasenster, Emile.** — L'indemnisation des accidents mortels et la révision de la loi sur les accidents de travail (351.838.23) 204
- Gustave-L. Gérard.** — A propos de briques (666.7) 221

REVUE DES PÉRIODIQUES TECHNIQUES

Notes techniques et industrielles :

- Le travail en 1919 en Angleterre [331 (42)] 223
- Application des procédés mécaniques à l'abalage de la houille et aux travaux à la pierre dans les charbonnages du Hainaut. Les haveuses mécaniques (622.23) 226

Variétés :

Economie industrielle (338) : Transport de force par le gaz de houille. — Reconstitution nationale en Espagne. — **Chimie minérale (546)** : Hydrures des éléments métalliques. — **Electricité industrielle (621.3)** : Electrometallurgie du zinc en Italie. — Equipement électrique Siemens pour la commande d'un laminoir de 19.000 HP. — La soudure électrique. — **Industrie minière (622)** : Récupération des pyrites des déchets de lavoirs. — **Chauffage et combustibles (622.6)** : L'emploi de l'huile lourde pour remplacer le charbon pp. 230 à 237

Bibliographie :

- L'abandon et la déchéance des mines, par LOUIS TART (338.8) 238

Planches 1 à 3.

Le dépôt légal de cet ouvrage a été fait en France, en Belgique et en Angleterre, conformément aux lois.

Toute reproduction du texte et des dessins est interdite.

621.67

LES POMPES CENTRIFUGES A HAUTE PRESSION

RÉSULTATS DES ESSAIS

EFFECTUÉS AU

Laboratoire de Mécanique appliquée et de Physique industrielle de l'Université de Liège

PAR

Ch. HANOCQ,

Ingénieur A. I. Lg. et A. I. M., Professeur à l'Université de Liège.

Suite (voir 5^{me} série, tome V, janvier 1914, page 1, et tome VI, mai 1914, page 170).

§ 20. — Deuxième série d'essais.

I. — Influence du distributeur à l'entrée et de la vitesse à l'ouïe.

Nous avons entrepris une deuxième série d'essais en vue de rechercher l'influence sur les courbes caractéristiques, d'un distributeur placé à l'entrée de la roue.

La figure 11 (1) représente le distributeur employé, le seul réalisable avec les proportions adoptées pour cette dernière.

Etant donné le faible diamètre à l'ouïe et le nombre d'aubes nécessairement très limité que peut comporter le distributeur, il ne faut pas s'attendre à une efficacité bien grande de l'aubage distributeur sur l'orientation des filets fluides.

Les conclusions que nous serons donc amené à formuler, se rapporteront essentiellement au distributeur particulier représenté fig. 11 ; mais ces conclusions tireront leur intérêt pratique de ce

(1) Voir *Revue Universelle des Mines*, Tome V, numéro 1, janvier 1914, page 41.

fait que la disposition adoptée est la seule réalisable dans des conditions d'exécution courantes.

Les essais effectués peuvent se répartir en 3 groupes ; ceux des 25 et 26 juillet qui ont été effectués, en relevant la pression à l'ouïe, exactement au point indiqué par l'extrémité du tube manométrique, représenté dans la fig. 7 (planche 2) ; ceux du 5 août, où l'extrémité du tube se trouvait placée exactement dans le plan normal à l'axe, correspondant à l'entrée de la roue ; enfin ceux des 20, 22 et 27 août, où l'extrémité du tube était placée à la limite de l'aubage distributeur, c'est-à-dire à 46 mm. de l'axe de rotation, dans le plan moyen de la roue.

La fig. 54 (pl. 1) donne les résultats obtenus avec les expériences des deux premiers groupes : 25, 26 juillet et 5 août ; la fig. 55 se rapporte aux expériences du troisième groupe, des 20, 22 et 27 août.

Il n'y a pas lieu, pour le moment, de s'arrêter aux différences que l'on pourrait relever entre les valeurs du coefficient manométrique obtenues dans les deux premiers groupes d'une part et dans le troisième groupe d'autre part.

Nous donnerons plus loin un diagramme, en fonction du débit, des valeurs relevées pour la pression p_0 au cours de ces différents groupes d'essais, diagramme qui nous permettra de montrer la raison d'être de ces légères différences.

Pour pouvoir nous rendre compte de l'influence du distributeur sur les courbes caractéristiques, comparons les courbes de la fig. 54 avec celles relevées dans les mêmes conditions, mais sans distributeur à l'entrée, de la fig. 47.

Pour faciliter cette comparaison, nous avons tracé (fig. 56) :

- 1) les courbes I et III obtenues avec la roue n° 1, le diffuseur n° 4 sans distributeur ;
 - 2) les courbes 1 et 3 obtenues avec la roue n° 1, le diffuseur n° 4 avec distributeur ;
- (essais du premier et du deuxième groupes).

Les différences relevées entre ces courbes sont faibles, les valeurs des coefficients manométriques restent toutefois constamment plus élevées dans le fonctionnement avec distributeur ; ces différences ne sauraient toutefois justifier l'emploi d'un distributeur pour des roues à faible ouverture à l'ouïe, d'autant plus que

les valeurs relevées pour le coefficient $\frac{gTi}{u_1^2}$ (fig. 57) conduisent à une courbe qui se confond entièrement avec la courbe de la fig. 47 (roue n° 1, diffuseur n° 4 sans distributeur) et qu'ainsi l'on peut affirmer qu'au point de vue du rendement, le gain est négligeable.

A première vue, on peut être surpris de constater que l'adjonction d'un distributeur n'ait pas pour effet, si pas d'accroître le rendement, tout au moins d'accroître la valeur du coefficient manométrique, d'une manière très sensible.

Dans le fonctionnement sans distributeur, on peut admettre, en effet, que les filets liquides prennent, à l'entrée de la roue, une inclinaison telle que la direction de la vitesse relative tende à se rapprocher de la tangente au premier élément.

Dans le fonctionnement avec distributeur, une telle hypothèse paraît peu vraisemblable ; cependant, si l'on considère la coupe du distributeur (fig. 4), on constate que l'intervalle entre deux aubes, mesuré sur la circonférence extérieure de l'aubage, est tel que les filets peuvent prendre, malgré la présence des aubes, une inclinaison prononcée sur la direction radiale.

A la différence, toutefois, de ce qui se présente dans le fonctionnement sans distributeur, il se produira par suite de l'entraînement des filets dans le sens de la rotation, une contraction de la veine, et l'effet sera de produire un accroissement de vitesse : à débit égal, la vitesse c_0 à l'entrée sera plus grande avec distributeur que sans distributeur, même si l'on fait abstraction de la réduction de section qui pourrait provenir de la présence des aubes. Pour pouvoir juger de l'importance de cet accroissement de vitesse, étudions, au moyen des valeurs relevées pour les pressions à l'entrée du tuyau d'aspiration et à l'entrée du distributeur, l'importance des pertes de charge dans le tuyau d'aspiration et dans le distributeur.

Désignons par

- c' la vitesse à l'entrée du distributeur,
- c_3 la vitesse à l'entrée du tuyau d'aspiration (en 3),
- T_f la perte de charge dans la section 3-1 du tuyau d'aspiration,
- h la différence de niveau entre les tubulures de raccord.

En vertu du théorème de Bernouilli [formule I (1) dans laquelle on fait $T_i = 0$] :

$$v(p' - p_3) + h + T_f + \frac{1}{2g}(c'^2 - c_3^2) = 0 \quad (7)$$

Les sections en 3 et 1 étant connues, il est possible de calculer le terme $\frac{1}{2g}(c'^2 - c_3^2)$ en fonction du débit Q ; avec les dimensions du tuyau d'aspiration, on trouve :

$$c_3 = 0,744 c' \\ \frac{1}{2g}(c'^2 - c_3^2) = \frac{c_3^2}{2g}(1,8 - 1,0) = 816 Q^2 \quad (8)$$

Comme les valeurs p' et p_3 , déduites de la formule 1 (2), correspondent à celles qui seraient relevées si les points 1 et 3 se trouvaient tous deux au niveau de l'axe, on peut supprimer le terme h de l'équation ci-dessus et en déduire :

$$T_f = 0,001(p_3 - p') - 816 Q^2 \quad (9)$$

Traçons les courbes des valeurs fournies respectivement par le premier et le second terme.

La courbe 1 (fig. 58) donne les valeurs du second terme ; la courbe I celle du premier, pour les expériences du 26 juillet. Dans ces expériences, l'extrémité du tube destiné à relever la pression à l'ouïe était placé à l'entrée du distributeur.

La distance comprise entre les courbes I et 1 donne la perte de charge dans le tuyau d'aspiration depuis l'entrée en 3 jusqu'à l'entrée de roue en 1 (fig. 5).

Dans les expériences du 5 août, l'extrémité du tube destiné à relever les pressions à l'ouïe était placée exactement dans le plan de l'ouïe de la roue, et le tuyau était orienté à peu près dans la direction du courant, au lieu d'être orienté perpendiculairement à celui-ci, comme dans l'essai du 26 juillet.

(1) Voir *Revue Universelle des Mines*, Tome V, numéro 1, janvier 1914, page 14.

(2) *Revue Universelle des Mines*, Tome V, numéro 1, janvier 1914, page 46.

Par suite de la présence des aubes du distributeur en cet endroit, la section libre était réduite de 7 % ; d'autre part, du fait de l'orientation du tube manométrique, la dépression créée par l'accroissement de vitesse n'était pas mesurée par $\frac{1}{2g}(c'^2 - c_3^2)$, mais par $\frac{1}{2g}(kc'^2 - c_3^2)$ dans laquelle k peut être choisi aux environs de 1,5.

La formule (9) pour s'appliquer aux expériences du 5 août, doit donc être modifiée comme suit :

$$T_f = 0,001(p_3 - p') - \frac{c_3^2}{2g} \left[\frac{1,5}{0,744 \times 0,93^2} - 1 \right] \\ = 0,001(p_3 - p') - 2140 Q^2$$

La courbe (2) de la fig. 58, donne la valeur du second terme, la courbe II celle du premier terme, résultant des expériences du 5 août.

Si, aux ordonnées de la courbe 2, nous ajoutons les valeurs de la perte de charge T_f fournies par l'essai du 26 juillet, nous retrouvons très approximativement la courbe II, ce qui justifie la valeur 1,5 adoptée pour le coefficient k .

Désignons par p_0 la pression à la sortie de l'aubage distributeur ; les expériences des 20 et 22 août, au cours desquelles l'extrémité du tube était placée à l'extrémité de l'aubage distributeur, nous permettront de calculer les valeurs $0,001(p_3 - p_0)$ et de tracer la courbe III. L'écart entre la courbe II et la courbe III ne peut s'expliquer que par l'accroissement de vitesse résultant de la contraction de la veine à l'entrée.

Si nous admettons, par hypothèse, que les pertes par frottement dans le distributeur soient assez faibles pour être négligeables, il nous sera possible de calculer c_0 par la relation (7) appliquée à l'écoulement entre l'entrée et la sortie

$$v(p' - p_0) = \frac{1}{2g}(c'^2 - kc_0^2), \quad (11)$$

$v(p' - p_0)$ étant donné par les portions d'ordonnée comprises entre les courbes I et III.

Le calcul donne les valeurs suivantes pour différentes valeurs de c' :

$c_0 = 1,47$	pour $c' = 1,00$
$c_0 = 2,88$	» $c' = 2,00$
$c_0 = 3,90$	» $c' = 3,00$
$c_0 = 4,85$	» $c' = 4,00$

Ces valeurs de c_0 étant admises, nous pourrions en déduire celles du coefficient de contraction que nous désignerons par k' ; nous admettrons pour cela que les filets fluides prennent, à l'entrée

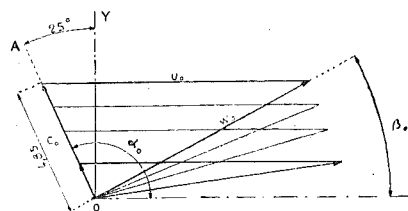


Fig. 59.

de l'aubage mobile, une inclinaison correspondant à la direction donnée par la tangente à l'extrémité des aubes du distributeur, soit une inclinaison de 25° sur la direction radiale OY indiquée fig. 59. Celle-ci donne le tracé des triangles des vitesses à l'en-

trée, obtenu en portant les valeurs c_0 sur la direction OA.

Les valeurs admises pour u_0 correspondent à une vitesse de rotation de 1.920 tours.

Les valeurs mesurées sur la figure, pour la composante radiale de la vitesse absolue, permettent de déterminer la variation du coefficient de contraction k' :

$$k' = \frac{Q}{2\pi r_0 l_0 c_0 \sin \alpha_0} \quad (12)$$

On trouve ainsi

pour $c' = 1$ m.	$k' = 0,70$
» $c' = 2$ m.	$k' = 0,725$
» $c' = 3$ m.	$k' = 0,785$
» $c' = 4$ m.	$k' = 0,840,$

valeurs qui paraissent admissibles.

On voit que la vitesse ω_0 tend à se rapprocher de la direction de la tangente aux aubes à l'entrée, donnée par l'angle β_0 .

Nous n'avons pas la prétention, bien-entendu, par de tels calculs d'établir la valeur réelle, à quelques % près, de la vitesse d'entrée, mais de démontrer que les résultats de nos expériences confirment ce que l'intuition faisait entrevoir, à savoir que les filets liquides s'inclinent à l'entrée dans le sens de la rotation de la roue, de façon que la vitesse relative fasse avec la tangente, un angle qui se rapproche de l'angle β_0 .

La présence des aubes du distributeur ayant pour effet d'empêcher, dans une certaine mesure, l'entraînement des filets liquides dans le sens de la rotation et de provoquer une contraction de la veine, le distributeur ne saurait amener une augmentation du rendement de la pompe ; quant à l'influence insignifiante du distributeur, sur la valeur du coefficient manométrique, il faut l'attribuer à ce fait que sa présence n'empêche pas les filets fluides de prendre une inclinaison relativement prononcée sur la direction radiale.

Les courbes de la fig. 58 permettent d'expliquer les différences des valeurs du coefficient manométrique, obtenues au cours des expériences du premier et du second groupe d'une part, du troisième groupe d'autre part : tandis, en effet, que les hauteurs manométriques ont été calculées dans le premier cas, en introduisant dans les formules les valeurs de p' relevées à l'entrée de la roue, ces mêmes hauteurs ont été déterminées dans le second cas, au moyen des valeurs de p_0 relevées à l'entrée de l'aubage.

Au point de vue de la dépression à l'entrée de l'aubage mobile, on peut voir qu'elle croît rapidement avec la vitesse c' mesurée dans le plan de l'ouïe et qu'il y a lieu, particulièrement dans les pompes fonctionnant avec une grande hauteur d'aspiration, de limiter cette vitesse. Ainsi la différence entre la pression p_3 à l'entrée de la pompe et la pression p_0 à l'entrée de l'aubage, différence qui peut être déterminée en ajoutant aux ordonnées de la courbe II les valeurs du terme

$$\frac{1}{2g} (c_0^2 - c'^2)$$

atteint pour $c' = 4$ m, $0,22 \text{ kg/cm}^2$ environ, soit une hauteur de 2 m. 20, ce qui revient à dire que pour une hauteur manométrique

d'aspiration h'_1 comptée à partir de l'axe, la dépression atteint à l'entrée de la roue

$$\begin{aligned} h'_1 + 2 \text{ m } 20 & \text{ pour } c' = 4 \text{ m,} \\ h'_1 + 3 \text{ m} & \text{ pour } c' = 5 \text{ m.} \end{aligned}$$

Comme cette valeur doit rester notablement en dessous de 10 m 50, on peut conclure qu'il convient de ne pas dépasser une vitesse c' à l'ouïe de 4 m environ.

II. — Valeurs du coefficient manométrique correspondant à la roue seule.

Les valeurs obtenues dans les expériences précédentes, pour le coefficient manométrique correspondant à la roue seule, paraissent très nettement supérieures à celles indiquées par la théorie ; nous nous sommes demandé si ces résultats n'étaient pas dû à ce que nous avons adopté pour pression à la sortie de la roue, celle relevée sur la paroi de l'enveloppe, en IV.

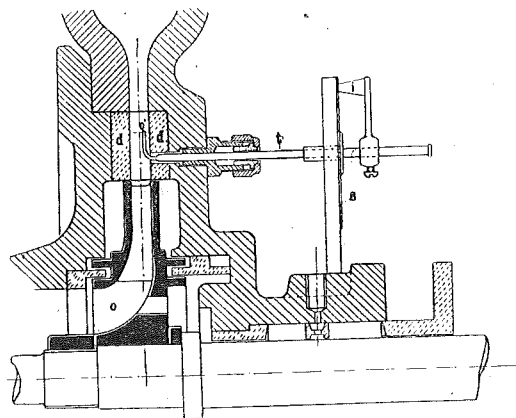


Fig. 60.

Pour relever la pression à la sortie même de la roue, nous avons utilisé un tube recourbé de 2 mm de diamètre, bouché à l'extrémité et percé latéralement d'une ouverture de 1/2 mm, orientée perpendiculairement au courant (fig. 60).

Par la rotation du tube t nous pouvions amener l'extrémité à la périphérie de la roue en I' (fig. 61).

Les valeurs relevées au cours des expériences des 20, 22 et 27 août, nous ont conduit à la courbe 1' (fig. 55).

Pour nous rendre compte de l'influence que peut avoir l'orientation du tube sur les valeurs relevées, nous avons disposé l'appareil de façon à pouvoir présenter l'extrémité du tube à la sortie de la roue, en deux points I et II (fig. 61) (cercle de centre O).

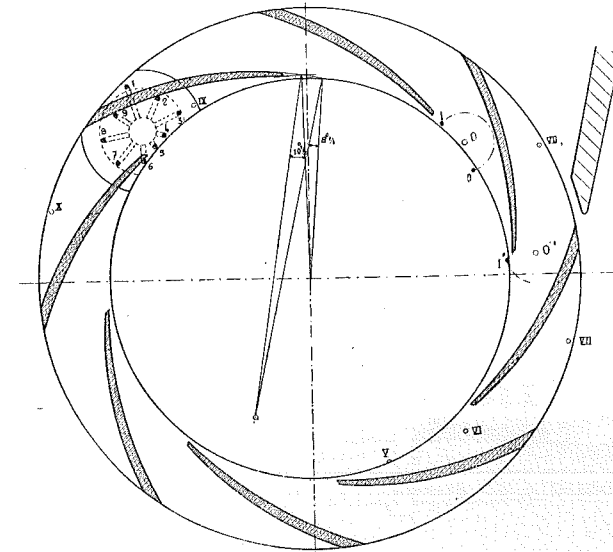


Fig. 61.

Les pressions relevées, aux points I et II, au cours d'un essai sans distributeur, se sont montrées très différentes pour certaines valeurs de x . La fig. 62 donne les points obtenus : ceux marqués d'une croix correspondent au point II ; ceux marqués d'un cercle correspondent au point I.

La courbe 1, tracée en trait fin, correspond au coefficient $\frac{2gH'_1}{u_1^2}$ défini comme précédemment.

On voit que les points I se groupent tout d'abord sur cette courbe 1, tandis que les points II se trouvent sur une courbe 1', constamment en-dessous de la première.

A partir de $x = 0,3$ les points I et II se groupent sur une courbe unique, la courbe 1'.

Comment expliquer ces résultats et quelle valeur choisir pour la pression p_1 à la sortie de la roue ?

Il nous a paru nécessaire, pour répondre à ces questions, de rechercher tout d'abord d'une manière précise, comment varient les pressions dans les canaux du diffuseur, notamment à l'entrée de celui-ci, de part et d'autre d'une aube.

Nous avons utilisé, à cet effet, un second appareil (fig. 63) dans lequel un bouchon rodé, possédant une seule ouverture,

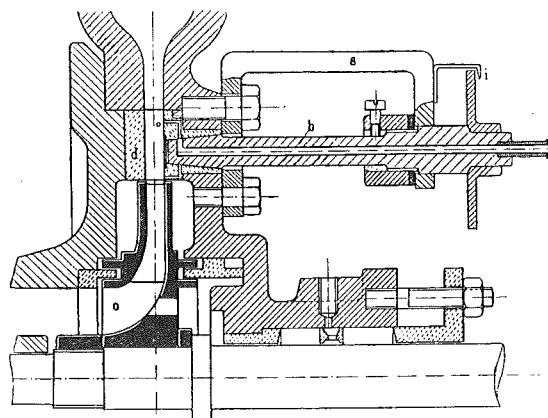


Fig. 63.

permet de relever successivement la pression sur la paroi du diffuseur, en 9 points différents, représentés fig. 61.

Les points 4 et 5 se trouvent du côté de la face convexe de l'aube qui est la paroi active, celle qui redresse les filets liquides, dès la sortie de la roue ; le point 6 se trouve, au contraire, du côté de la face concave.

Dans les expériences faites le 28 janvier 1913, avec le diffuseur n° 4, nous avons relevé les pressions aux différents points de 1 à 9, aux points I et II, ainsi qu'aux ouvertures pratiquées dans l'enveloppe, numérotées de IV à X.

Les valeurs notées au cours de cet essai nous ont permis de

déterminer pour chaque point, la hauteur H et le coefficient m définis par les relations

$$H = v(p - p_1) \quad \text{et} \quad m = \frac{2gH}{u_1^2} \quad (13)$$

Au lieu de comparer les valeurs de p , nous avons préféré comparer les valeurs de m , qui sont indépendantes de la vitesse de rotation.

Nous donnons fig. 64, le diagramme des valeurs trouvées pour les points 4, 5, 6, I et II ; nous reproduisons en plus la courbe n° 1 (trait mixte) obtenue antérieurement, en adoptant pour p la pression relevée sur la paroi de l'enveloppe, et la courbe n° 1' de la fig. 55.

Nous avons tracé en trait fort, les courbes correspondant aux points 4 et 5, en trait faible les courbes correspondant aux points I et II, en trait interrompu, celle relative au point 6.

De l'examen de ces courbes, il résulte :

- 1°) que les pressions en II varient suivant une loi analogue à celle observée pour la pression en 5 ;
- 2°) que la courbe des pressions en 6 est voisine de la courbe n° 1 ;
- 3°) que les pressions en I se rapprochant des pressions relevées en 6, pour les valeurs de x inférieures à 0,25, et se confondant avec les pressions relevées en II pour les valeurs de x supérieures à 0,30.

Ces observations permettent de donner une explication du phénomène : les filets fluides sont redressés dès leur sortie de la roue, par la présence des aubes du diffuseur ; il en résulte que la pression dans l'intervalle compris entre la roue et le diffuseur dépend de la position du point où elle a été relevée par rapport aux aubes fixes : s'il s'agit d'un point situé sur la trajectoire d'un élément longeant la face convexe d'une aube, la pression variera parallèlement à la pression observée en 4 et 5 ; si, au contraire, il s'agit d'un point situé sur la trajectoire d'un élément longeant la face concave, la pression variera parallèlement à celle observée en 6.

Pour appuyer cette conclusion, nous avons reporté sur la fig. 64, la courbe n° 1' obtenue dans les expériences faites en

août 1912; à cette époque, le point I se trouvait en I', le tube décrivant un cercle autour de o' (fig. 61). Ce point I', qui se trouve nettement sur la trajectoire des éléments tangents à la face concave, fournit des pressions qui sont constamment inférieures à celles relevées en II.

Il est intéressant de remarquer que la pression relevée en 4 est supérieure à la pression en 5 pour des valeurs de x inférieures à 0,24, et qu'elle lui devient inférieure à partir de cette valeur de x ; cela permet, en effet, d'affirmer que c'est aux environs de $x = 0,24$, que les filets ont une direction tangentielle à la face convexe de l'aube.

A partir de $x = 0,31$, les filets, au lieu d'être redressés par la présence des aubes, sont forcés de prendre une trajectoire plus couchée, ce qui provoque une pression au point 6 supérieure à celle observée au point 4.

Que conclure ?

1°) Que la pression à la sortie de la roue ne peut être connue exactement en relevant la pression sur la paroi de l'enveloppe ;

2°) Que la pression ainsi trouvée est certainement supérieure à la valeur réelle ;

3°) Qu'en opérant avec un tube sonde, on obtient des valeurs qui sont influencées par la présence des aubes du diffuseur et aussi, en partie, par les remous que provoque la présence du tube dans le courant ;

4°) Que cette pression doit être donnée par une courbe plus voisine de la courbe 1' que de la courbe 1 (fig. 64), mais que pour fixer sa vraie valeur, il serait nécessaire de relever la pression sur la paroi de la roue elle-même, à la périphérie, au moyen d'une ouverture qui serait en communication avec l'extérieur, par un conduit ménagé à travers l'arbre.

Il y a lieu toutefois de noter que la pression variant nécessairement entre deux aubes voisines, cette pression ne pourrait être déterminée qu'en observant sa valeur en plusieurs points de la périphérie; faute d'une disposition permettant de faire le relevé en plusieurs points, l'incertitude que nous signalons, ne saurait disparaître.

Cette question présente pourtant un intérêt particulier au point

de vue de la théorie, puisque c'est de la connaissance de la pression réelle à la sortie, que l'on peut déduire l'influence du diffuseur sur la hauteur manométrique et sur le rendement de la pompe, et fixer la valeur des pertes propres à la roue et au diffuseur.

En vue d'élucider la question le plus complètement possible, nous avons opéré avec un diffuseur sans aubes et même sans diffuseur en enlevant les deux parois d placées de part et d'autre de l'axe de la roue, à la périphérie de celle-ci. Comme nous le verrons, et cela confirme l'interprétation que nous en donnons, les différences relevées en I et II, sont dans ces conditions, relativement très faibles.

§ 21. — Première série d'essais.

B. — Résultats des essais effectués sur la roue n° 2.

Nous désignerons par roue n° 2, la roue n° 1, modifiée de façon à porter le diamètre de l'aubage à 205 mm.

En tenant compte de la nouvelle valeur de r_1 , nous avons déterminé les valeurs des coefficients manométriques et du coefficient de puissance $\frac{gT_i}{u_1^3}$. Les courbes résultant des essais du 29 et du 30 mai 1913 (fig. 65) montrent, en les comparant à celles obtenues pour la roue n° 1, le diffuseur sans aubes (fig. 48 et 49), que les valeurs des coefficients sont restées sensiblement les mêmes pour les mêmes valeurs de x .

En ce qui concerne les valeurs relevées au moyen du tube placé à la sortie de la roue, nous voyons que les différences entre les pressions en I et les pressions en II sont relativement faibles.

La courbe 1' qui relie les différents points se confond sensiblement avec celle obtenue dans les expériences du mois d'août (fig. 55). Comme il est impossible de ramener rigoureusement le tube dans la même position à chaque lecture et qu'une différence de 0,1 à 0,2 de mm. doit être considérée comme importante, il n'y a pas lieu de s'arrêter aux écarts observés entre les résultats fournis par deux expériences consécutives, conduisant à la même valeur de x .

Nous donnons fig. 66 le diagramme des coefficients m défini par la formule (13), qui correspondent aux points 4, 5 et 6, ainsi qu'aux points I, II (courbes n° I et n° II) et IV (courbe n° 1).

Les valeurs observées aux points 4, 5 et 6 sont, cette fois, rigoureusement les mêmes, et les courbes qui relient les points I, II et IV sont parallèles.

§ 22. — Deuxième série d'essais.

Dans cette deuxième série d'essais entreprise avec la roue n° 2, nous avons supprimé les parois d du diffuseur (fig. 7) de façon à créer un élargissement brusque de la veine liquide au sortir de la roue et à mettre ainsi en relief, l'influence de ce phénomène sur la hauteur manométrique et sur le rendement fournis par la pompe.

On pourrait croire, à priori, que la suppression de ces parois entre lesquelles le fluide s'engage au sortir de la roue, doit avoir pour conséquence de déterminer des remous importants et de provoquer une perte considérable d'énergie cinétique. Les résultats obtenus avec la roue n° 2 et qui sont traduits dans les diagrammes de fig. 67 montrent qu'il n'en est rien ; tandis qu'avec la roue n° 2 et diffuseur normal sans aubes, le coefficient manométrique était donné par la courbe III, avec la même roue n° 2 sans diffuseur, ce coefficient est fourni par la courbe 3. La diminution n'est que de $5 \frac{1}{2} \%$ pour $x = 0,30$.

Les courbes III, II, I et 1' reproduisent les résultats obtenus avec la roue n° 2 et le diffuseur sans aubes de la fig. 65.

En ce qui concerne le coefficient de puissance $\frac{gT_i}{u_1^2}$, le diagramme de la fig. 67 montre que la courbe se superpose à celle trouvée précédemment (fig. 65).

Pour les faibles valeurs de x , on peut toutefois observer que les points s'écartent davantage de la droite représentant la variation du coefficient en fonction de x , ce qui implique la formation de remous plus importants à la sortie de la roue.

Pour préciser et pour conclure, représentons par H la hauteur qui serait fournie par une pompe dont la roue débiterait dans

l'atmosphère, à la manière d'un ventilateur sans enveloppe ; nous pourrions admettre que cette hauteur H est donnée en fonction de x par la courbe 1'.

Pour la même roue munie d'une enveloppe, cette hauteur sera donnée par la courbe 2, c'est-à-dire que pour $x = 0,30$ l'accroissement sera d'environ 50 %.

Pour la même roue munie d'une enveloppe avec volute convenablement tracée, on obtiendra des valeurs plus élevées de 5 à 6 %.

La même roue munie d'un diffuseur sans aubes et d'une volute fournira une hauteur donnée par la courbe III, soit pour $x = 0,30$ environ 10 % de plus qu'avec une enveloppe quelconque sans volute, et 60 % de plus qu'avec une roue fonctionnant sans récupération aucune, d'énergie cinétique.

Comme le coefficient de puissance reste le même avec toutes les dispositions, on peut dire que l'accroissement de rendement sera lui aussi d'environ 0,1 du rendement initial, en passant d'une pompe avec enveloppe sans diffuseur ni volute, à une pompe avec diffuseur sans aubes et volute convenablement tracée.

C. — Résultats des essais effectués avec la roue n° 6.

Pour nous rendre compte de l'influence du nombre d'aubes, nous avons encastré dans les flasques de la roue n° 2, à égale distance des aubes existantes, une lame de laiton de $2 \frac{1}{2}$ mm. orientée de manière à fournir un angle $\beta_1 = 30^\circ$.

Toutes ces lames ont été amincies à l'extrémité comme l'indique la fig. 68.

Nous n'avons employé ce moyen pour augmenter le nombre d'aubes que faute de ressources suffisantes pour faire exécuter une nouvelle roue ; nous eussions préféré, en effet, étudier l'influence du nombre d'aubes en

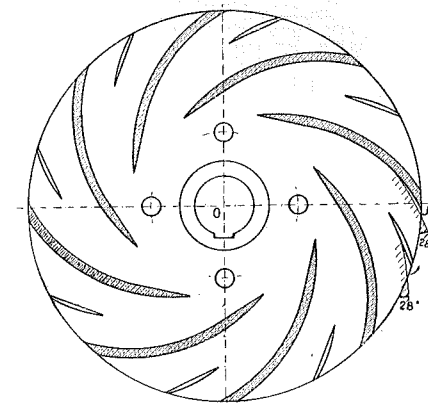


Fig. 68.

utilisant une roue de même tracé dans toutes ses parties, mais possédant douze aubes, par exemple, au lieu de huit.

Avec des aubes trop courtes, comme celles de la roue n° 6, les filets fluides qui suivent la face concave des aubes longues sont redressés brusquement au moment où ils entrent en contact avec les aubes courtes, ce qui provoque des tourbillonnements et partant une diminution de la hauteur de refoulement.

Les conclusions de nos essais au point de vue du nombre d'aubes ne pourraient donc être généralisées pour des roues munies exclusivement d'aubes aboutissant au moyeu.

Ces essais doivent être regardés comme ayant avant tout pour but de vérifier si l'interprétation que nous avons donnée des résultats d'essai au sujet du diagramme du coefficient $\frac{gT_i}{u_1^2}$, est exacte : nous avons admis que si la droite représentant la variation de $\frac{gT_i}{u_1^2}$ en fonction de x est plus inclinée sur l'axe des x que ne l'indique la théorie, cela tient à ce que l'angle moyen des filets liquides à leur sortie est plus faible que l'angle β_1 de l'aubage. Il est évident que cette différence entre l'angle réel et l'angle β_1 doit diminuer lorsque le nombre d'aubes augmente, et que partant la droite représentative de la fonction $\frac{gT_i}{u_1^2}$ doit se rapprocher de la droite donnée par le calcul, à mesure que le nombre d'aubes est plus grand.

Nous avons effectué successivement avec la roue n° 6, deux essais, l'un avec le diffuseur n° 4 et l'autre avec le diffuseur sans aubes.

Dans le premier essai, nous avons obtenu les résultats qui sont traduits dans les diagrammes de la fig. 69 (pl. 2).

La courbe n° 3 donne le coefficient manométrique total : la courbe 1, le coefficient manométrique $\frac{2gH'_1}{u_1^2}$ correspondant à la roue seule, H'_1 étant défini comme dans les premiers essais

$$H'_1 = \varphi (p_4 - p_1)$$

La courbe I donne le coefficient $\frac{gT_i}{u_1^2}$.

Nous avons tracé en trait fin les résultats obtenus antérieurement avec la roue n° 1, le diffuseur n° 4.

Comme on le voit, l'allure des courbes reste la même, mais pour ce qui concerne le coefficient $\frac{gT_i}{u_1^2}$ la loi de variation linéaire qui se vérifie encore d'une manière très satisfaisante, est traduite ici par une droite moins inclinée sur l'axe des x , avec une ordonnée à l'origine un peu plus grande.

Dans l'essai avec le diffuseur sans aubes, nous avons obtenu les courbes 3, 2, 1, pour les coefficients manométriques, la droite I pour le coefficient de puissance (fig. 70). En comparant ces courbes avec celles obtenues antérieurement pour la roue n° 1, le diffuseur sans aubes, on est conduit aux mêmes constatations que ci-dessus.

§ 23. — Conclusions.

Pour mieux nous rendre compte de l'influence de l'accroissement du nombre d'aubes, sur les courbes caractéristiques, nous avons reporté, en trait fin, sur la fig. 71, les courbes

- du coefficient manométrique total (n° 0 et n° 4);
- du » » pour la roue seule (n° 0 et n° 4, courbes pointillées);
- du » de puissance (n° II' et n° 4).

correspondant respectivement le n° 0, au diffuseur sans aubes, le n° 4, au diffuseur avec aubes.

La courbe n° 2 en trait fin pointillé donne la courbe enveloppe relative à la roue n° 6; nous avons admis, n'ayant pas effectué d'essais avec le diffuseur n° 3, qu'elle devait aboutir au même point a que la courbe enveloppe tracée pour la roue n° 1 (fig. 51).

Nous avons reproduit la courbe n° 1 obtenue antérieurement (fig. 51), en la modifiant toutefois légèrement pour tenir compte des résultats obtenus avec la roue n° 2, le diffuseur n° 0, de la figure 65.

En suivant le même raisonnement que précédemment, nous pourrions conclure que le débit pour lequel les filets fluides ont, à l'entrée du diffuseur, une direction tangentielle au premier élément de l'aubage, correspond, avec le diffuseur n° 4, à :

$$x = 0,255$$

alors qu'avec le même diffuseur n° 4 et la roue n° 1, cette coïncidence entre la direction des filets et celle de l'aube à l'entrée se présentait pour

$$x = 0,235.$$

(Nous avons indiqué antérieurement une valeur un peu plus faible, 0,210, mais le tracé adopté pour la courbe enveloppe ne tenait pas compte de la courbe obtenue dans les essais effectués avec la roue n° 2 le diffuseur sans aubes, courbe qui a pu être extrapolée avec plus de certitude, grâce à des expériences au cours desquelles des débits que nous n'avions pu atteindre jusque là, ont été réalisés).

Les droites représentant la loi de variation du coefficient de puissance $\frac{gT_i}{u_1^2}$ en fonction de x , pour les diffuseurs n° 4 et n° 0, sont parallèles mais ne se superposent pas ; nous examinerons plus loin, les causes qui peuvent produire ce résultat.

Il est intéressant de rechercher pour les roues n° 1 et n° 6 la variation du rendement indiqué défini par la relation

$$\eta_i = \frac{\frac{1000 Q' H'}{75}}{\frac{1000 Q' T_i}{75}} = \frac{H'}{T_i} = \frac{1}{2} \frac{\frac{2gH'}{u_1^2}}{\frac{gT_i}{u_1^2}} \quad (14)$$

Pour pouvoir comparer les résultats déduits des expériences, aux résultats fournis par la théorie, force est d'introduire dans la relation (14) la valeur déduite de la formule développée page 10 (1) en note

$$H' = v(p_8 - p_1) - \frac{1}{2g}(c_1^2 - c_8^2),$$

et non celle que nous avons utilisée jusqu'à présent :

$$H' = v(p_8 - p_1).$$

Pour passer de celle-ci à la première, il suffira de déduire le terme

$$\frac{1}{2g}(c_1^2 - c_8^2).$$

(1) Voir *Revue Universelle des Mines*, Tome V, numéro 1, janvier 1914.

Pour calculer le coefficient manométrique correspondant, il suffira de retrancher, des valeurs fournies par les diagrammes, le terme

$$\frac{1}{u_1^2}(c_1^2 - c_8^2)$$

Ce terme peut s'exprimer en fonction de x ; en effet, si nous désignons par s_1 et s_8 les sections en 1 et 8, nous aurons :

$$c_1 = \frac{Q'}{s_1} \quad c_8 = \frac{Q'}{s_8}$$

$$Q' = 2\pi r_1 l_1 \sin \beta_1 x u_1$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{u_1^2}(c_1^2 - c_8^2) &= \frac{(2\pi r_1 l_1 \sin \beta_1 x u_1)^2}{u_1^2} \left[\left(\frac{1}{s_1}\right)^2 - \left(\frac{1}{s_8}\right)^2 \right] \\ &= (2\pi r_1 l_1 \sin \beta_1)^2 \left[\left(\frac{1}{s_1}\right)^2 - \left(\frac{1}{s_8}\right)^2 \right] x^2 \quad (15) \end{aligned}$$

En opérant de cette manière, nous avons obtenu pour valeurs du coefficient manométrique corrigé, les courbes n° II pour la roue n° 6, n° I pour la roue n° 1.

La courbe n° I' se rapporte au coefficient manométrique fourni par la roue seule sans diffuseur et sans volute.

Nous avons tracé fig. 72 les courbes I, II et I' des rendements indiqués correspondant respectivement aux courbes I, II et I' de la figure 71.

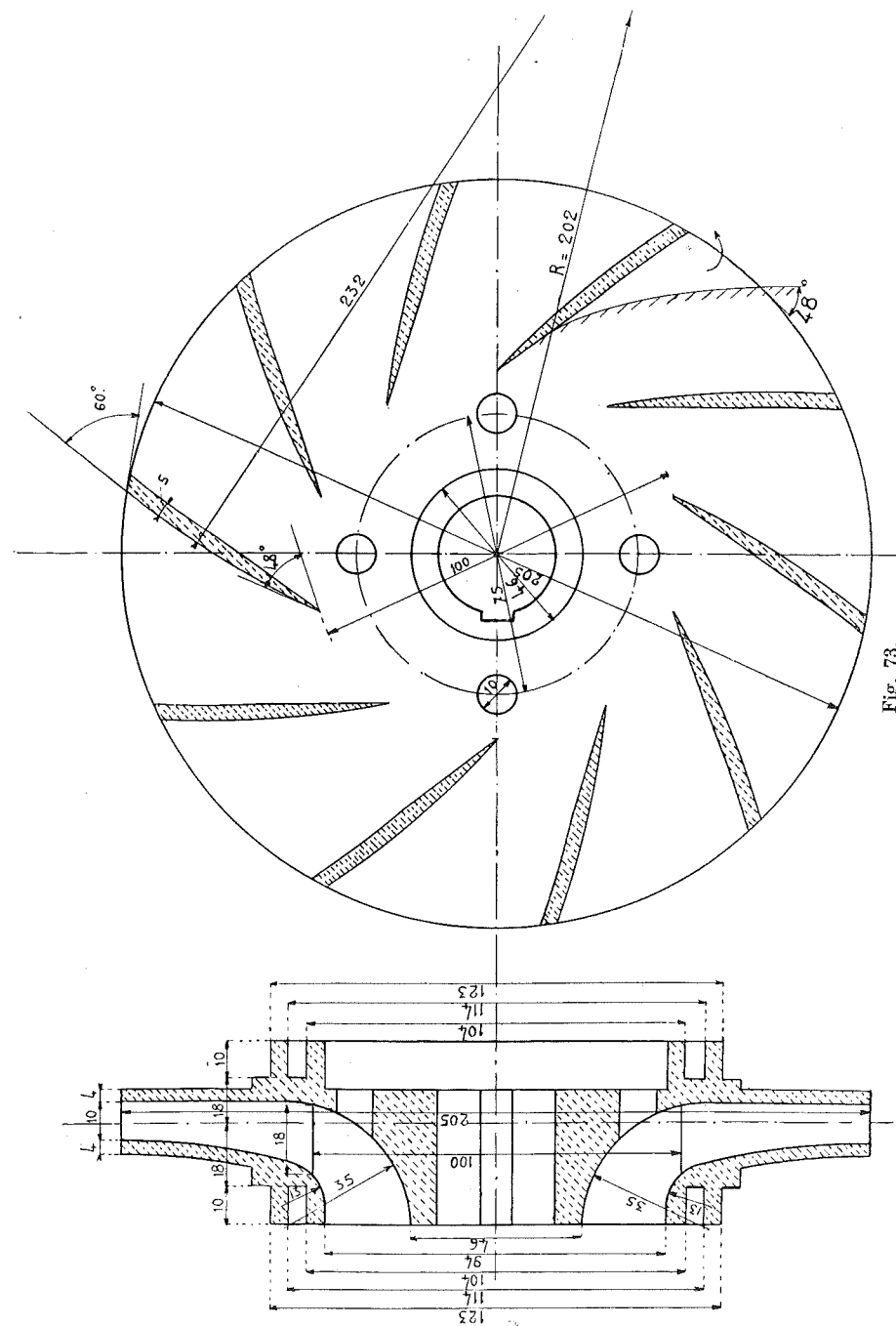
La courbe II a été obtenue en adoptant pour valeur de $\frac{gT_i}{u_1^2}$ celles fournies par la droite n° II'' (fig. 71).

En examinant ces courbes, nous constatons :

a) que le rendement indiqué atteint 0,88 avec la roue n° 1 et 0,855 seulement avec la roue n° 6 ;

b) que le rendement ne dépasserait pas 0,5 s'il n'existait pas d'enveloppe, c'est-à-dire si l'énergie cinétique communiquée au fluide par la roue, était totalement perdue.

Nous croyons nécessaire de faire observer que la diminution constatée du rendement indiqué n'implique pas nécessairement



que toute augmentation du nombre d'aubes au delà de huit, doit conduire à un moindre rendement.

Il faudrait, pour pouvoir conclure d'une façon précise, répéter les essais avec des roues de 10 ou 12 aubes prolongées jusqu'à l'ouïe. Ce qu'on peut affirmer, en tout cas, c'est que l'augmentation du nombre d'aubes au-delà de huit, pour la roue dont l'angle de sortie est égal à 30° , ne peut conduire à un accroissement *sensible* du rendement.

Remarques. — Il y a lieu d'observer qu'en dessous $x = 0,1$ les points obtenus pour le coefficient $\frac{gT_i}{u^2}$ s'écartent de plus en plus de la droite représentant la variation de celui-ci en fonction de x ; ces points se trouvent sur une courbe asymptotique à l'axe de x , et partant le rendement indiqué réel tombe à zéro, pour $x = 0$.

Mais on peut assimiler la puissance absorbée par les perturbations qui se présentent à la sortie de l'aubage mobile, et qui provoquent l'accroissement de T_i , à celle résultant des frottements externes; en procédant ainsi, on pourra comparer le rendement indiqué déterminé par l'expérience, au rendement indiqué fixé par le calcul.

Les courbes pointillées correspondent au rendement indiqué que l'on obtiendrait expérimentalement, si le coefficient manométrique était donné par la courbe Ib, IIb, au lieu de Ia, IIa (fig. 71).

D. — Résultats des essais effectués avec la roue n° 3 et la roue n° 4.

Après avoir étudié par les essais précédents, l'influence du distributeur à l'entrée et du nombre d'aubes, il nous a paru nécessaire d'entreprendre une nouvelle série d'essais pour fixer l'influence de l'angle de sortie β_1 .

La fig. 73 donne le tracé d'une roue qui ne diffère de la roue n° 2 que par le profil des flasques et des aubes, et par le nombre d'aubes (10 au lieu de 8). Toutes les dimensions générales: largeur, diamètre à la périphérie, à l'ouïe et au joint, ont été maintenues rigoureusement les mêmes. L'angle de sortie β_1 est égal à 60° . L'angle d'entrée β_0 a été porté à 48° en vue de ne pas aboutir à un tracé d'aubage dont les canaux présenteraient des sections trop

rapidement croissantes ; le nombre d'aubes paraît à simple examen trop faible et l'angle d'entrée très élevé pour les faibles débits ; nous verrons si l'expérience confirme ce que l'intuition fait prévoir. Nous désignerons par roue n° 4, la roue n° 3 représentée fig. 73, dont l'extrémité des aubes a été amincie à 2 mm. environ.

§ 24. — Première série d'essais.

Une première série d'essais a été exécutée avec le diffuseur n° 4. Les résultats de ces essais sont traduits par les diagrammes de la fig. 74. Les courbes 3 et 1 donnent respectivement : coefficients manométriques $\frac{2gH'}{u_1^2}$ et $\frac{2gH'_1}{u_1^2}$ relatifs à la pompe complète et à la roue seule.

La courbe I donne le coefficient $\frac{gT_i}{u_1^2}$; nous avons tracé une droite et une courbe tangente à cette dernière, pour relier les différents points obtenus. Il est évident que cette manière d'interpréter les résultats n'est justifiée que parce qu'elle concorde avec la réalité des faits, comme nous en trouverons la preuve dans la suite.

Il y a lieu d'attirer l'attention sur les particularités suivantes, que présentent les courbes obtenues :

- a) Il existe une discontinuité dans la valeur du coefficient manométrique total que nous n'avons pas observée avec les roues n° 1, 2 et 6 ; cette discontinuité se présente pour $x = 0,14$ environ ;
- b) Les valeurs obtenues pour le coefficient manométrique entre $x = 0$ et $x = 0,14$ et s'écartent de la courbe moyenne de $\pm 5\%$, bien que nous ayons établi et maintenu le régime pendant l'essai dans les mêmes conditions que pour les roues n° 1, 2 et 6.

Il n'est pas inutile de signaler que nous avons noté, au cours de ces essais, pour des débits conduisant à des valeurs de x inférieures à 0,13 ou 0,14, un bruit caractéristique révélant la présence de remous violents à l'intérieur du diffuseur et de la volute ; ce bruit cessait complètement pour des débits supérieurs.

On peut donner une explication de ces différentes constatations : en raison du faible nombre d'aubes, il ne s'établit pas aux faibles débits, un régime permanent dans l'écoulement du fluide,

ou plutôt, sous l'action de causes infimes, le régime permanent se modifie, les trajectoires suivies par les divers éléments d'une tranche prise à l'entrée de la roue changent, provoquant suivant leur forme, des pertes par chocs plus ou moins importantes à l'entrée du diffuseur.

La contraction de la veine fluide comprise entre deux aubes voisines, contraction dont l'importance est d'autant plus grande que le nombre d'aubes est plus faible, détermine des tourbillonnements à la sortie de la roue et à l'entrée du diffuseur, qui accroissent la puissance absorbée.

A mesure que le débit croît, la permanence du régime tend à s'établir, si bien que pour une certaine valeur de x , on constate que les points correspondant au coefficient manométrique d'une part et au coefficient de puissance, d'autre part, se groupant sur une courbe unique.

Nous verrons que ces explications du phénomène constaté sont corroborées par les résultats des expériences effectuées avec le diffuseur sans aubes.

§ 25. — Deuxième série d'essais.

La deuxième série d'essais a été effectuée avec le diffuseur n° 0 (diffuseur sans aubes) ; nous avons porté les points correspondant aux résultats de ces essais dans les diagrammes de la fig. 75. Les deux premiers essais ont été effectués à la vitesse moyenne de 1420 tours, les autres à la vitesse de 1920 tours, nous n'avons pas cru devoir distinguer les points correspondant à l'un ou l'autre de ces essais, étant donné qu'ils se groupent tous très nettement autour d'une même courbe moyenne.

En examinant les résultats obtenus, nous constatons :

- a) que les points se rapportant aux coefficients manométriques sont plus réguliers que ceux obtenus dans la première série d'expériences, mais moins réguliers que ceux obtenus dans les expériences avec les roues n° 1, 2 et 6 ;
- b) qu'il n'y a pas de discontinuité dans la courbe ;
- c) que les points relatifs au coefficient $\frac{gT_i}{u_1^2}$ se groupent nettement sur une ligne droite, pour les valeurs de x supérieures à 0,10 ;

d) que pour les valeurs de x inférieures à 0,10, le coefficient $\frac{g T_i}{u_1^2}$ croît plus rapidement que les ordonnées de la droite, mais beaucoup moins rapidement que dans les essais précédents.

Ces constatations confirment l'existence de tourbillonnements à la sortie de la roue, tout en précisant l'influence de la forme des aubes de la roue, sur la formation de ceux-ci.

§ 26. — Troisième série d'essais.

Il eut été impossible d'exécuter des essais avec la roue n° 3 et le diffuseur n° 2 ou n° 3, sans amincir les aubes de la roue à l'extrémité; avec le jeu entre l'aubage fixe et l'aubage mobile de 1/2 mm. qui en fût résulté, la discontinuité provoquée dans la section d'écoulement du fluide, au moment du passage des aubes non amincies de la roue en face des aubes du diffuseur, eût provoqué un ronflement de la pompe tout à fait insupportable.

C'est pourquoi les aubes de la roue n° 3 furent amincies (voir fig. 76); nous avons désigné cette roue, utilisée au cours de nos essais, par le n° 4. La fig. 76 montre, en réalité, la roue n° 4 transformée de façon à porter le nombre d'aubes de 10 à 20; cette roue qui a servi à des essais relatés plus loin, porte le n° 5.

La troisième série d'essais a été effectuée avec la roue n° 4 et le diffuseur n° 3.

Les résultats de ces essais sont traduits en diagramme, fig. 77. L'examen des courbes permet de constater :

1) que les points obtenus pour les valeurs du coefficient manométrique total, sont relativement irréguliers en dessous $x = 0,12$;

2) qu'il y a une discontinuité dans la courbe, moins accentuée toutefois que dans celle obtenue avec le diffuseur n° 4;

3) que les points obtenus pour les valeurs du coefficient $\frac{g T_i}{u_1^2}$, se groupent très régulièrement sur une ligne droite, pour les valeurs de x supérieures à 0,1.

Nous avons noté, au cours des essais, que le ronflement de la pompe commençait à se faire entendre à partir de $x = 0,10$ et allait en s'accroissant, pour devenir très violent au débit maximum réalisé.

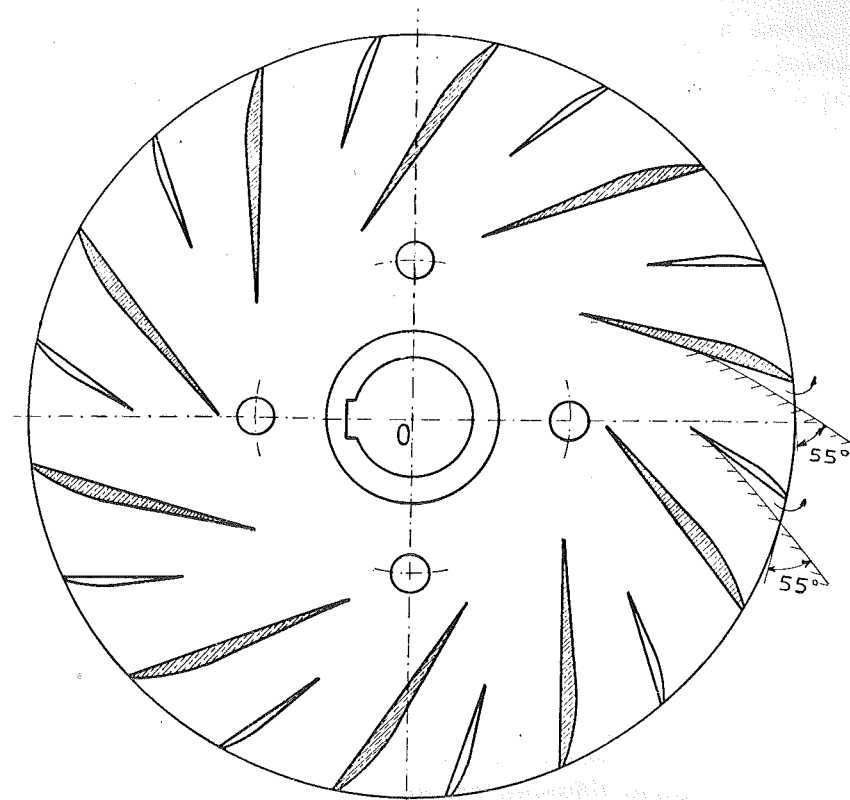


Fig. 76.

§ 27. — Quatrième série d'essais.

Nous avons utilisé pour ces essais la roue n° 4 et le diffuseur n° 2; les expériences des 19 et 29 juillet 1913 ont été effectuées avec la roue n° 4 munie d'un aubage supplémentaire mobile placé à l'ouïe, constitué par une série d'aubes gauches, fixées à l'écrou de serrage, et ayant leur origine dans un plan perpendiculaire à l'axe, situé à 22 mm. du plan d'entrée de la roue.

Les résultats fournis par ces essais sont traduits par les courbes en trait fort de la fig. 78.

Les points noirs entourés d'un cercle se rapportent aux expériences effectuées avec la roue n° 4 normale, sans aubage mobile supplémentaire.

Nous n'insisterons pas sur les particularités relevées, nous bornant à faire observer que pour la roue n° 4 normale et le diffuseur n° 2, les valeurs du coefficient manométrique pour la pompe et pour la roue seule, sont données respectivement par les courbes 3' et 1'.

§ 28. — Cinquième série d'essais.

Pour contrôler les conclusions que nous avons été amené à formuler à propos des essais effectués avec la roue n° 2 sans diffuseur, nous avons entrepris une série d'essais avec la roue n° 4, après avoir enlevé les parois du diffuseur sans aubes. Les résultats obtenus sont traduits par les courbes de la fig. 79.

Si nous comparons ces résultats à ceux fournis par la fig. 75, nous constatons :

1) qu'à partir de $x = 0,1$, les valeurs du coefficient manométrique sont plus faibles ;

2) qu'il en est de même du coefficient de puissance $\frac{g T_i}{u_1^2}$;

3) qu'en conséquence, le rendement indiqué, pour les valeurs de x inférieures à 0,25 tout au moins, reste plus élevé que dans les expériences avec le diffuseur sans aubes.

Cette dernière constatation paraît invraisemblable, mais il faut pour l'interpréter observer que dans les essais effectués avec le diffuseur sans aubes (fig. 75), nous avons utilisé la roue n° 3 et non la roue n° 4, dont les aubes amincies provoquent moins de remous à la sortie.

On peut admettre que si les essais en question avaient été effectués avec la roue n° 3, la conclusion eût été analogue à celle que nous avons énoncée à propos des expériences faites, avec la roue n° 2, sans diffuseur, à savoir : *que le coefficient manométrique diminue, de même que le rendement, lorsqu'on supprime les parois parallèles du diffuseur sans aubes, mais dans des proportions relativement très faibles.*

§ 29. — Comparaison entre les différentes courbes caractéristiques obtenues avec les roues n° 3 et n° 4.

Pour faciliter la comparaison entre les différentes courbes caractéristiques obtenues avec les roues n° 3 et n° 4, nous avons reporté celles-ci sur une même figure (fig. 80) nous avons donné à ces courbes, le numéro correspondant à celui adopté pour le diffuseur ; les courbes désignées par la lettre *s* se rapportent aux expériences faites sans diffuseur ; les courbes n° 0 aux expériences exécutées avec le diffuseur sans aubes.

Nous sommes amenés à faire les constatations suivantes :

1) *Le coefficient manométrique total diminue très rapidement lorsque la distance entre l'aubage mobile et l'aubage fixe du diffuseur augmente.*

En passant de la distance de 1/2 mm. (courbe n° 2) à la distance de 2 1/2 mm. (courbe n° 4), on voit que le coefficient manométrique total diminue de 14 %, pour $x = 0$ et de 13 1/2 % pour $x = 0,1$. Il n'y a égalité que pour $x = 0,16$ environ, et la différence entre les maxima est de 6 %.

2) *La puissance absorbée diminue sensiblement pour une même valeur de x lorsqu'on utilise des aubes amincies à l'extrémité tant pour le diffuseur que pour la roue.*

C'est ce qui ressort de la comparaison des courbes du coefficient $\frac{g T_i}{u_1^2}$ se rapportant aux diffuseurs n° 2 et n° 4 ; cette comparaison serait encore plus frappante, si nous avions pu exécuter un essai avec la roue n° 3 à aubes non amincies et le diffuseur n° 2 ; nous eussions obtenu, dans ce cas, une courbe du coefficient $\frac{g T_i}{u_1^2}$ sensiblement au-dessus de la courbe n° 4.

Il est intéressant de faire remarquer, à ce propos, que, même avec le diffuseur sans aubes, l'amincissement des aubes de la roue joue un rôle favorable : pour s'en convaincre, il suffit de comparer les valeurs obtenues avec la roue n° 3 et le diffuseur sans aubes (n° 0), à celles trouvées au cours des expériences avec la roue n° 4 sans diffuseur ; le coefficient $\frac{g T_i}{u_1^2}$ a une valeur inférieure de 10 %.

environ dans cette deuxième série d'essais et la plus grande partie de cette différence doit être attribuée à l'amincissement des aubes de la roue et non à la suppression des parois du diffuseur.

Une constatation intéressante également dans le même ordre d'idées, c'est la différence qui existe entre les courbes du coefficient de puissance se rapportant au diffuseur n° 2 d'une part, au diffuseur n° 3 d'autre part, cette différence devant être attribuée à ce fait que les aubes du diffuseur n° 3 sont beaucoup moins amincies, à l'extrémité, que celles du diffuseur n° 2.

Ces constatations corroborent celles que nous avons faites antérieurement à propos des essais effectués avec les roues nos 1, 2 et 6. *Les résultats trouvés ici mettent toutefois mieux en relief ce fait que les courbes du coefficient de puissance $\frac{g T_i}{u_i^2}$ sont données, à partir de $x = 0,12$, par une série de droites parallèles dont l'ordonnée à l'origine se rapproche d'autant plus de 0,84 que les remous provoqués à la sortie de la roue sont moins importants.*

Pour les valeurs de x inférieures à 0,12, les points se trouvent sur une courbe d'allure hyperbolique ayant l'axe des ordonnées pour asymptote.

Nous verrons comment doivent s'interpréter ces résultats au chapitre V, et quel est le terme de correction qu'il convient d'introduire dans la formule théorique

$$\frac{g T_i}{u_i^2} = a - cx$$

pour faire coïncider les valeurs calculées avec les valeurs observées.

Il nous paraît nécessaire, avant d'aborder cette étude, de donner les résultats obtenus avec la roue n° 5 identique comme dimensions à la roue n° 4, mais munie de vingt aubes, au lieu de dix (fig. 76).

E. — Résultats des essais effectués avec la roue n° 5.

Nous avons exécuté avec la roue n° 5, trois séries d'essais ;
la première avec le diffuseur n° 3,
la deuxième avec le diffuseur n° 2,
la troisième sans diffuseur.

Ces essais avaient avant tout pour but de mettre en relief l'influence du nombre d'aubes sur les courbes caractéristiques. D'après ce que nous venons de voir, il se forme des remous à la sortie de la roue, sous la face concave des aubes et ces remous sont d'autant plus importants que le nombre d'aubes est plus faible : il en résulte que, si nous faisons croître le nombre d'aubes, nous devons constater :

1°) Une diminution de la perturbation dont l'effet est d'accroître le coefficient de puissance $\frac{g T_i}{u_i^2}$, pour les valeurs de x inférieures à celles qui correspondent au synchronisme ;

2°) Un coefficient angulaire plus grand pour la droite traduisant la loi de variation du coefficient de puissance $\frac{g T_i}{u_i^2}$, en fonction de x , l'angle réel de sortie des filets fluides se rapprochant de l'angle β_1 des aubes.

Les résultats des essais effectués avec la roue n° 5, le diffuseur n° 3 sont traduits par les diagrammes de la fig. 81 (pl. 3) ; en comparant ces résultats à ceux obtenus avec la roue n° 4, le diffuseur n° 3 (fig. 77), on constate :

1°) Une diminution du coefficient manométrique total, pour une même valeur de x ;

2°) Une inclinaison plus faible sur l'axe des x , de la droite traduisant la loi de variation du coefficient $\frac{g T_i}{u_i^2}$, en fonction de x .

Dans les essais effectués avec la roue n° 5, le diffuseur n° 2 (fig. 82), on peut noter que, pour les valeurs de x à 0,1, les points donnant les valeurs du coefficient manométrique total sont plus irréguliers que ceux obtenus au cours des expériences du 19 août 1913 (fig. 78), effectuées avec la roue n° 4, le diffuseur n° 2, sans aubage mobile à l'entrée.

En analysant les résultats des observations faites au cours de ces expériences, au moyen du dispositif représenté fig. 63, on peut se rendre compte de la différence de pression considérable qui existe de part et d'autre des aubes du diffuseur ; c'est cette différence qui tend à provoquer des remous et une certaine instabilité du régime.

La fig. 83 donne les résultats des essais des 27 et 29 octobre 1913, avec la roue n° 5 sans diffuseur, essais au cours desquels nous avons relevé la pression à la sortie de la roue, au moyen du dispositif précédemment décrit (fig. 60).

Les valeurs du coefficient manométrique correspondant à la roue seule sont données par la courbe I' en trait pointillé ; les points expérimentaux sont figurés par une croix ×.

En comparant la courbe du coefficient manométrique total à celle obtenue avec la roue n° 4, dans les mêmes conditions (fig. 79), nous constatons que la valeur maximum est la même, mais qu'elle n'est atteinte que par une valeur de x plus élevée.

Nous avons réuni les courbes caractéristiques relatives à la roue n° 5 (fig. 84).

En ce qui concerne le coefficient $\frac{g T_i}{u_1^2}$, nous pouvons constater, comme dans les essais effectués avec les roues n° 3 et n° 4, que les droites représentant la loi de variation en fonction de x sont parallèles ; que ces droites sont moins inclinées sur l'axe des x mais que l'ordonnée à l'origine est minimum également pour l'essai effectué sans diffuseur. La différence relevée entre la droite se rapportant au diffuseur n° 2 et celle se rapportant au diffuseur n° 3, peut s'expliquer comme précédemment, par les remous plus importants qui se présentent avec ce dernier diffuseur, dont les aubes sont peu amincies à l'entrée.

§ 30. — Conclusions.

Pour pouvoir comparer les résultats d'ensemble obtenus avec la roue de 30° et la roue de 60°, nous avons calculé les valeurs du coefficient manométrique total corrigé ; nous avons vu, en effet, que H' est donné par la formule

$$H' = v (p_8 - p_1) - \frac{1}{2g} (c_1^2 - c_3^2)$$

et non par

$$H' = v (p_8 - p_1)$$

comme nous l'avions admis provisoirement, en vue de simplifier les calculs.

Nous avons désigné fig. 85, par les numéros 0, 2, 3, 4 sans

indice, et tracé en trait fort les courbes corrigées se rapportant aux roues n° 3 et n° 4 ; nous avons désigné par les numéros 2, 3, avec indice et tracé en trait pointillé, les courbes se rapportant à la roue n° 5.

Les courbes s et s' se rapportent aux expériences sans diffuseur.

La courbe II' donne le coefficient manométrique pour la roue seule ; cette courbe a été obtenue au cours des expériences avec la roue n° 5 sans diffuseur.

Les courbes I'' et II'' donnent les valeurs minima du coefficient $\frac{g T_i}{u_1^2}$, respectivement pour les roues n° 3 et 4 d'une part et pour la roue n° 5 d'autre part.

Les courbes I et II en trait fin donnent respectivement l'enveloppe des caractéristiques de la roue à dix aubes de la roue à vingt aubes.

Nous constatons, en comparant les courbes enveloppes, que :

1°) *le maximum du coefficient manométrique est plus faible pour la roue à vingt aubes que pour la roue à dix aubes, mais que les valeurs de ce coefficient sont plus élevées, pour une même valeur de x , à partir de $x = 0,16$;*

2°) *la courbe relative à la roue à dix aubes coupe l'axe des x pour une valeur de $x = 0,77$, tandis que pour la roue à vingt aubes x atteint 1,08.*

La première de ces constatations ne peut guère être interprétée que comme la conséquence de l'emploi dans la roue n° 5 d'aubes trop courtes, dont la présence a pour effet d'amener des remous importants dans l'aubage.

La seconde de ces constatations est conforme à ce que nous avons admis au début de cette étude : les filets liquides font, à la sortie de la roue, un angle d'autant plus voisin de l'angle β_1 que le nombre d'aubes est relativement plus grand.

Pour pouvoir établir la comparaison au point de vue du rendement, nous avons tracé, fig. 72, les courbes IV, V et V', donnant respectivement :

1°) le rendement hydraulique total de la roue n° 3,

2°) id. id. id. n° 5,

3°) id. id. de la roue n° 5 seule, c'est-à-dire

le rendement que l'on obtiendrait s'il n'existait pas de récupération de l'énergie cinétique à la sortie de la roue.

Nous voyons :

1°) que le rendement hydraulique maximum qui atteint 0,91 avec la roue n° 3 est de 0,85 seulement avec la roue n° 5.

2°) que le rendement hydraulique pour la roue seule est beaucoup plus faible que dans les expériences avec la roue de 30° (courbe I').

Comme pour la roue de 30°, nous sommes amené à conclure que l'accroissement du nombre d'aubes n'a pas pour effet d'accroître le rendement de la pompe, mais nous insistons à nouveau ici sur ce fait que nos expériences à ce point de vue, ne peuvent prétendre fournir des conclusions définitives.

Remarque. — Dans la comparaison que nous venons de faire, nous avons admis que les valeurs du coefficient $\frac{g T_i}{u_1^2}$ étaient fournies par les ordonnées d'une droite, et nous avons pris pour les calculs, la droite dont l'ordonnée à l'origine est la plus faible : or, pour les valeurs de x inférieures à 0,12, nous avons vu que les valeurs de $\frac{g T_i}{u_1^2}$ suivent une loi la plus compliquée et que, par suite de remous à la sortie de la roue, les valeurs de $\frac{g T_i}{u_1^2}$ dépendent non seulement de la roue, mais du diffuseur employé. Les courbes de la fig. 72 représentent donc les courbes de rendement limite, celles qui seraient réalisées, si l'on parvenait à supprimer complètement les remous à la sortie de la roue.

Il est nécessaire, au point de vue pratique, de dresser les courbes de rendement hydraulique en ne faisant aucune hypothèse, c'est-à-dire, en introduisant dans la formule

$$\eta_i = \frac{1}{2} \frac{\frac{2 g H'}{u_1^2}}{\frac{g T_i}{u_1^2}},$$

les valeurs des deux coefficients tirées des courbes expérimentales, et non des courbes obtenues par extrapolation.

La fig. 86 donne les résultats de ces calculs pour la roue n° 1.

Nous avons désigné par 0, 1, 3, les courbes se rapportant aux

diffuseurs n° 0, n° 1, n° 3 ; ces courbes passent par l'origine ; nous les avons néanmoins prolongées en trait fort, suivant C_0, C_1, C_3 pour montrer ce qu'elles deviendraient si aucune perturbation ne se produisait aux faibles débits.

La courbe $E_2 E$ représente la courbe enveloppe ; on voit que le rendement maximum constaté atteint 0,88 et qu'avec un diffuseur dont l'angle d'entrée serait un peu plus grand que celui du diffuseur n° 4 on pourrait atteindre vraisemblablement 0,90.

En suivant la même méthode, nous avons tracé les courbes de rendement pour la roue n° 6 (fig. 87).

La courbe IV tracée en trait pointillé donne le rendement qui serait atteint avec le diffuseur n° 4, si par un amincissement des aubes à la périphérie, on parvenait à supprimer complètement les remous dont la présence a pour effet d'accroître la puissance absorbée.

Les diagrammes de la fig. 87 montrent donc que, telle qu'elle est tracée, la roue n° 6 ne peut conduire à un rendement hydraulique supérieur à 0,82 contre 0,88 pour la roue n° 1.

Nous avons répété les calculs que nous venons de faire, pour les roues n° 4 et n° 5. Les fig. 88 et 89 donnent les résultats obtenus.

Nous voyons que le rendement hydraulique maximum ne dépasse pas 0,81, roue n° 4 et le diffuseur n° 2, qu'il atteint 0,78 avec la roue n° 3 et le diffuseur n° 3 et 0,75 seulement avec la roue n° 3 et le diffuseur n° 4.

Les courbes en trait fort C_2, C_3 et C_4 donnent les valeurs qui seraient atteintes si les remous ne déterminaient, pour les faibles valeurs de x , un accroissement sensible de puissance absorbée.

La courbe E donne le rendement que l'on obtiendrait si la puissance absorbée restait la même pour une même roue, quel que soit le diffuseur employé ; cette courbe donne un rendement maximum très différent du rendement obtenu pratiquement parce que, à la différence de ce qui se passe pour les roues de 30°, on constate une très grande variation du couple résistant lorsqu'on passe du diffuseur à aubes au diffuseur sans aubes.

Pour la roue n° 5, le rendement indiqué maximum atteint 0,85 avec le diffuseur n° 2 et 0,74 seulement avec le diffuseur n° 3. La courbe limite E donne cette fois, un maximum identique au maximum pratiquement obtenu, comme cela s'est présenté pour la roue n° 1.

(A suivre)

LES POMPES CENTRIFUGES A HAUTE PRESSION. — CH. HANOCQ.

Revue Universelle des Mines, n° du 1^{er} août 1920 (6^e Série, tome VI, n° 3).

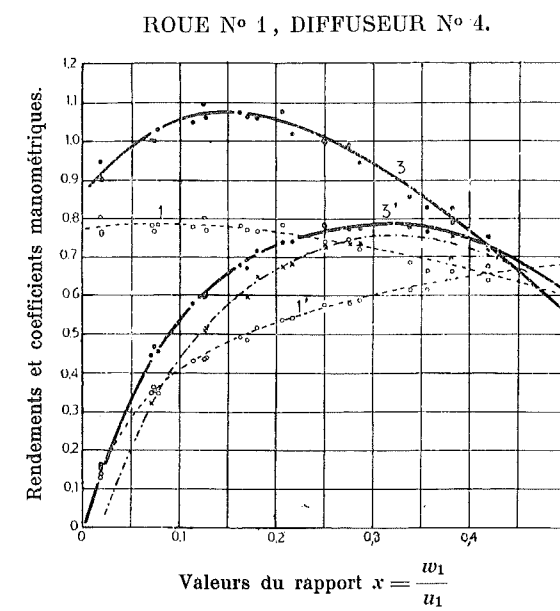


Fig. 54.

Expériences des 25, 26 juillet et 5 août 1912.

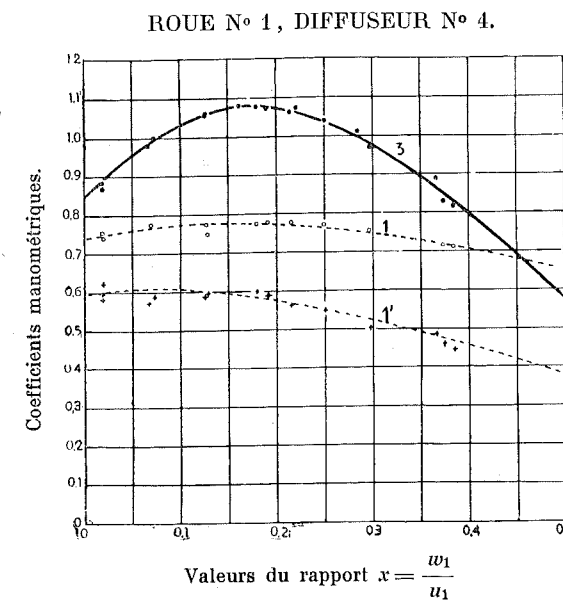


Fig. 55.

Expériences des 20, 22 et 27 août 1912.

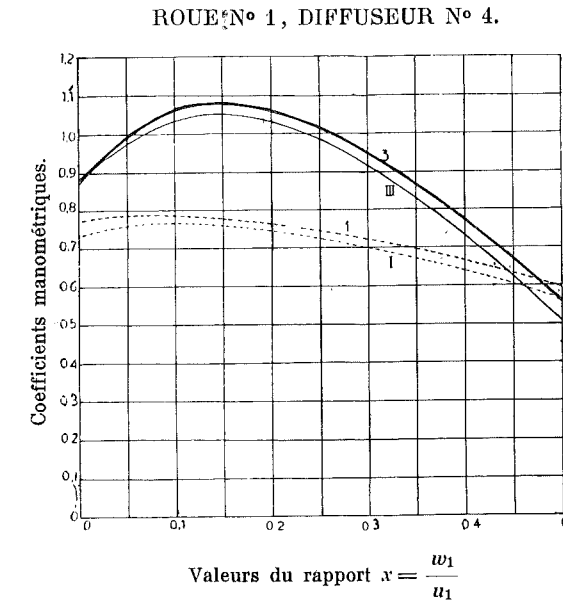


Fig. 56.

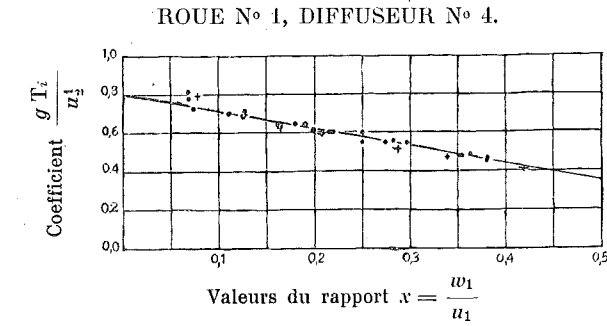


Fig. 57.

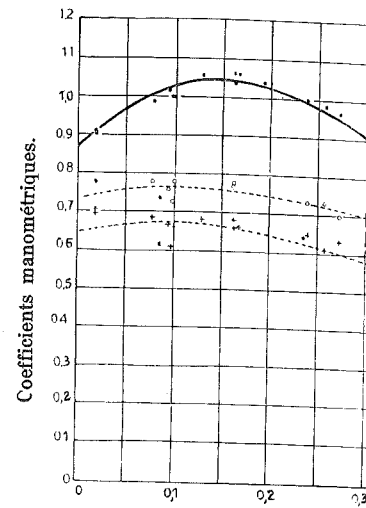


Fig. 62.

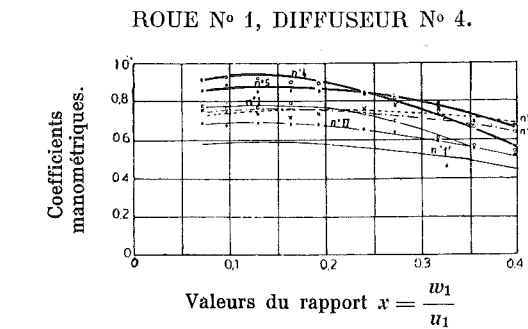


Fig. 64.

Expériences du 28 janvier 1913.

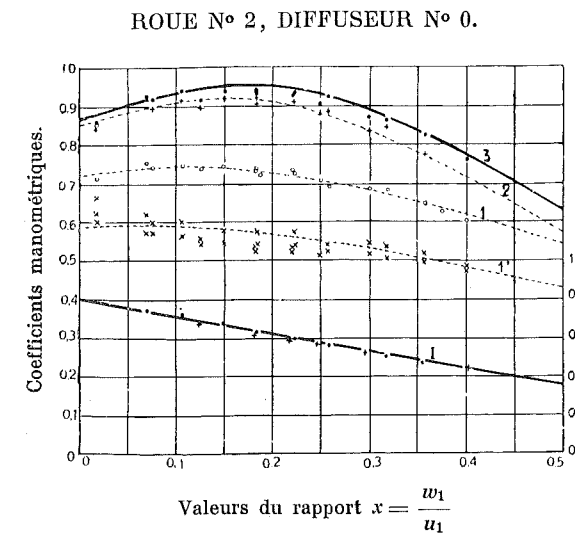


Fig. 65.

Expériences des 29 et 30 mai 1913.

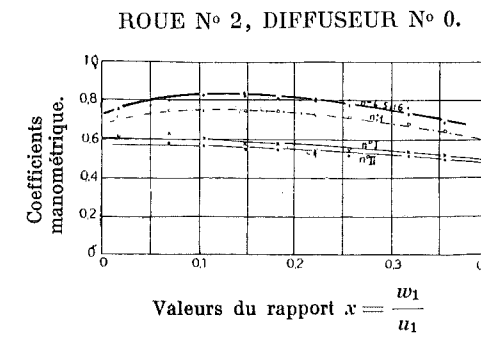


Fig. 66.

Expériences des 29 et 30 mai 1913.

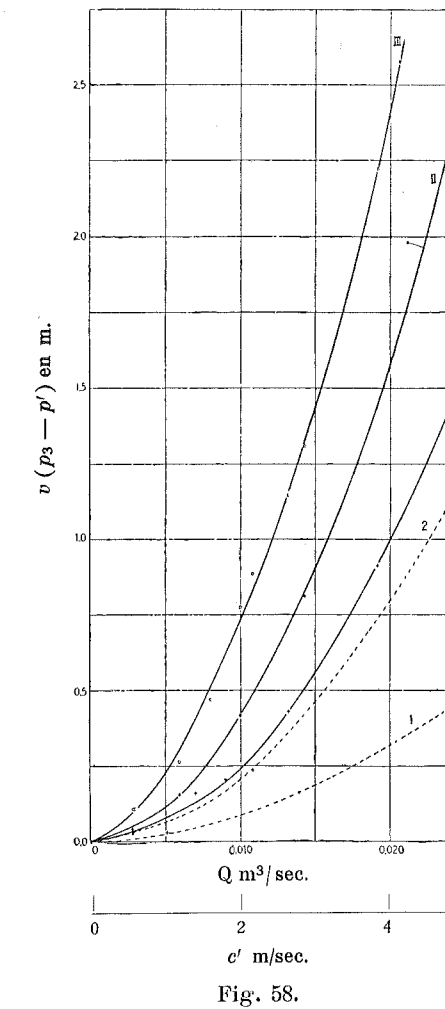


Fig. 58.

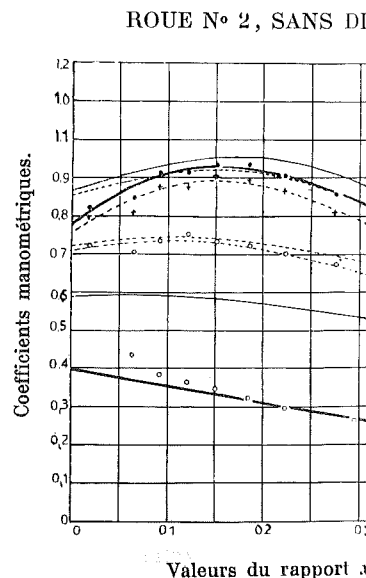
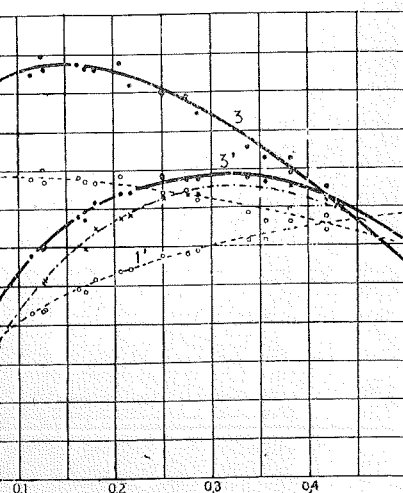


Fig. 67.

Expériences du 10 octobre 1913.

Revue des Mines, n° du 1^{er} août 1920 (6^e Série, tome VI, n° 3).

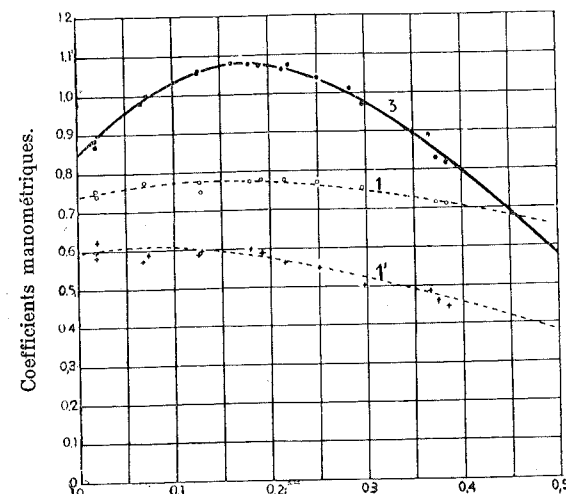
ROUE N° 1, DIFFUSEUR N° 4.



Valeurs du rapport $x = \frac{w_1}{u_1}$

Fig. 54.
Expériences des 25, 26 juillet et 5 août 1912.

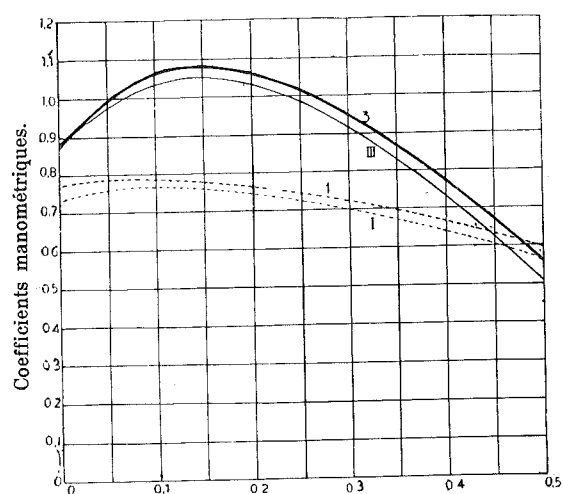
ROUE N° 1, DIFFUSEUR N° 4.



Valeurs du rapport $x = \frac{w_1}{u_1}$

Fig. 55.
Expériences des 20, 22 et 27 août 1912.

ROUE N° 1, DIFFUSEUR N° 4.



Valeurs du rapport $x = \frac{w_1}{u_1}$

Fig. 56.

ROUE N° 1, DIFFUSEUR N° 4.

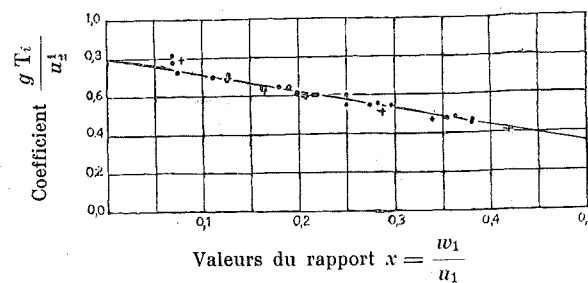
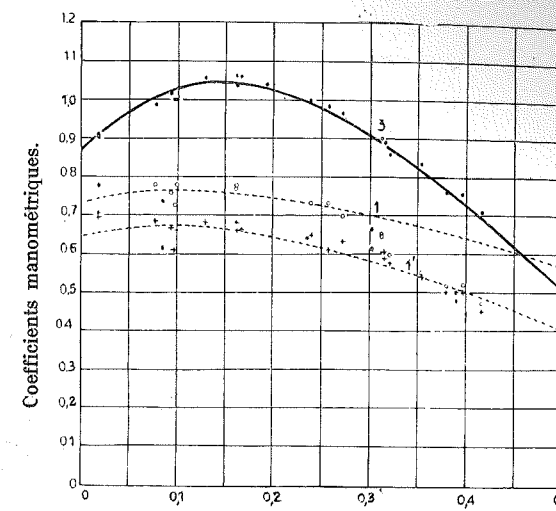


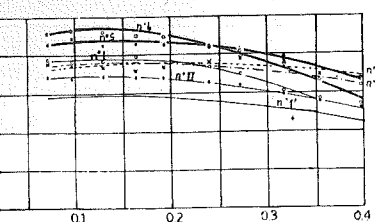
Fig. 57.



Valeurs du rapport $x = \frac{w_1}{u_1}$

Fig. 62.

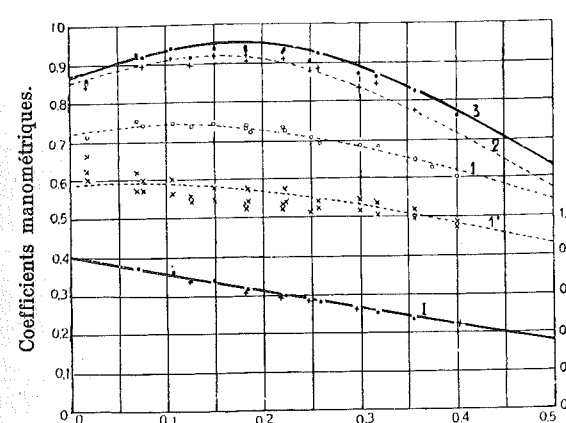
ROUE N° 1, DIFFUSEUR N° 4.



Valeurs du rapport $x = \frac{w_1}{u_1}$

Fig. 64.
Expériences du 28 janvier 1913.

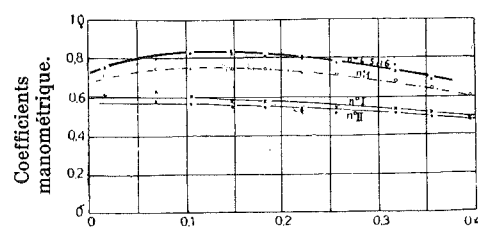
ROUE N° 2, DIFFUSEUR N° 0.



Valeurs du rapport $x = \frac{w_1}{u_1}$

Fig. 65.
Expériences des 29 et 30 mai 1913.

ROUE N° 2, DIFFUSEUR N° 0.



Valeurs du rapport $x = \frac{w_1}{u_1}$

Fig. 66.

Expériences des 29 et 30 mai 1913.

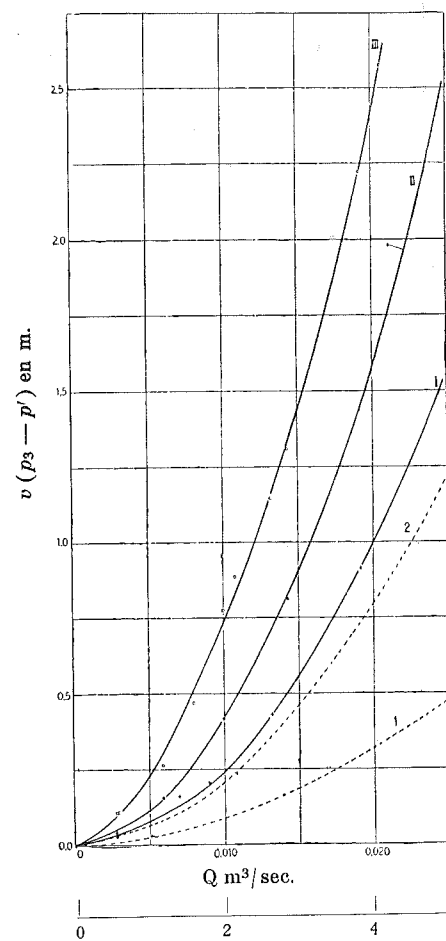
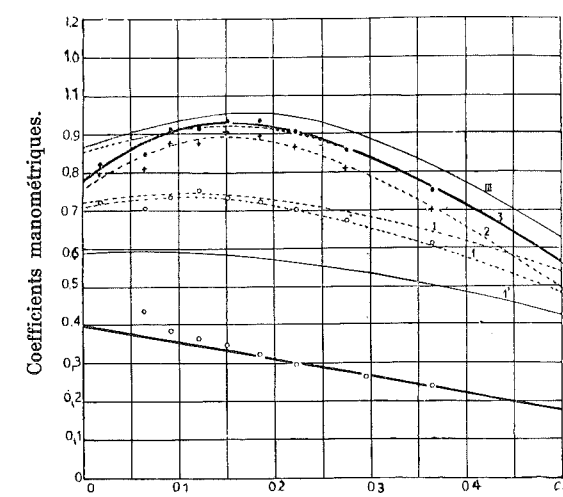


Fig. 58.

ROUE N° 2, SANS DIFFUSEUR.



Valeurs du rapport $x = \frac{w_1}{u_1}$

Fig. 67.

Expériences du 10 octobre 1913.

LES POMPES CENTRIFUGES A HAUTE PRESSION.

Revue Universelle des Mines, n° du 1^{er} août 1920 (6^e Série, tome VI, n° 3).

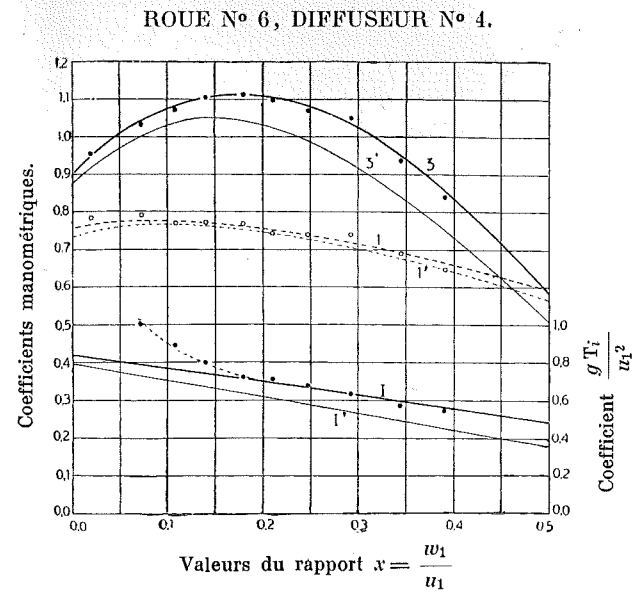


Fig. 69. — Expériences du 26 mars 1914.

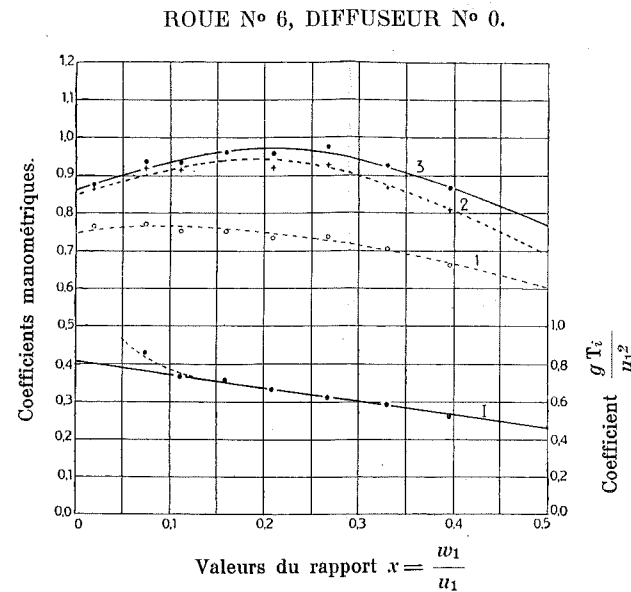


Fig. 70. — Expériences du 2 avril 1914.

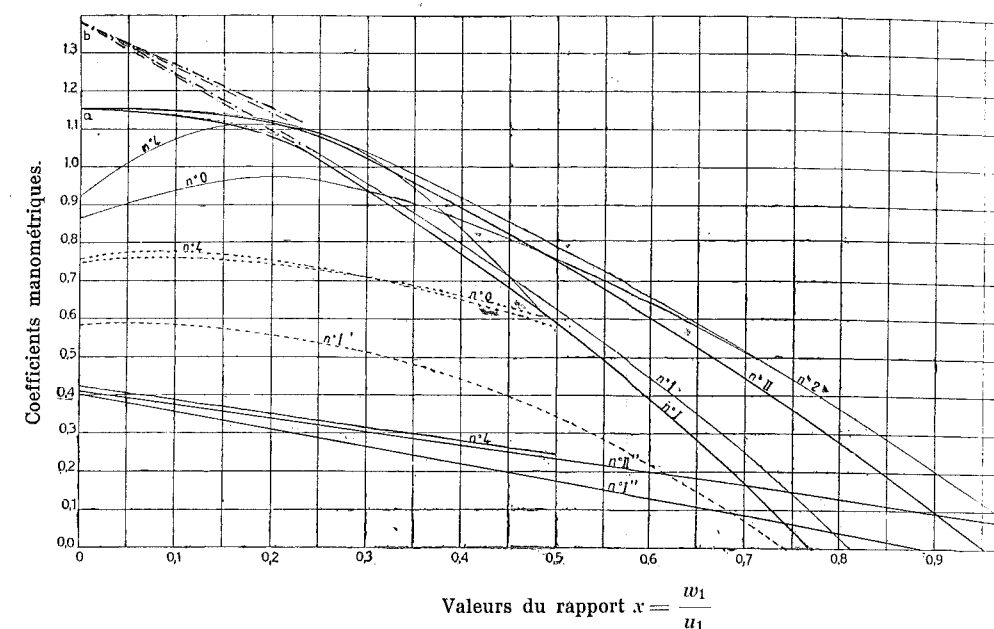


Fig. 71.

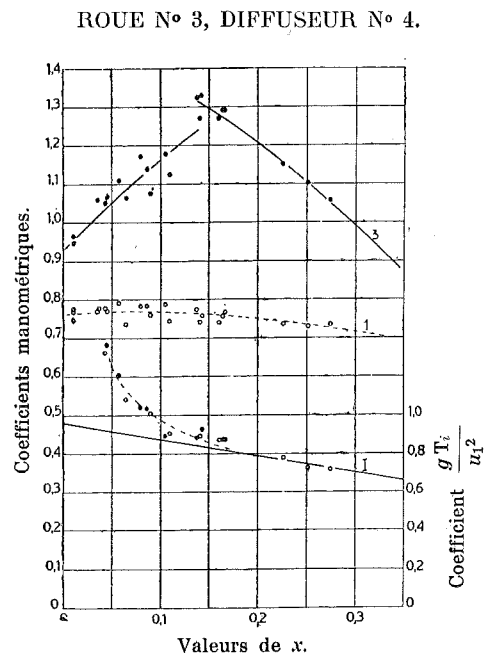


Fig. 74.
Expériences des 11 et 16 janvier 1913.

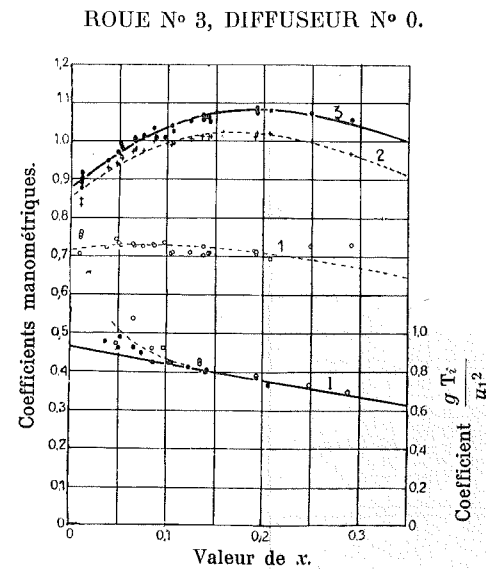


Fig. 75.
Expériences des 11, 12 et 14 mars
et 14 avril 1913.

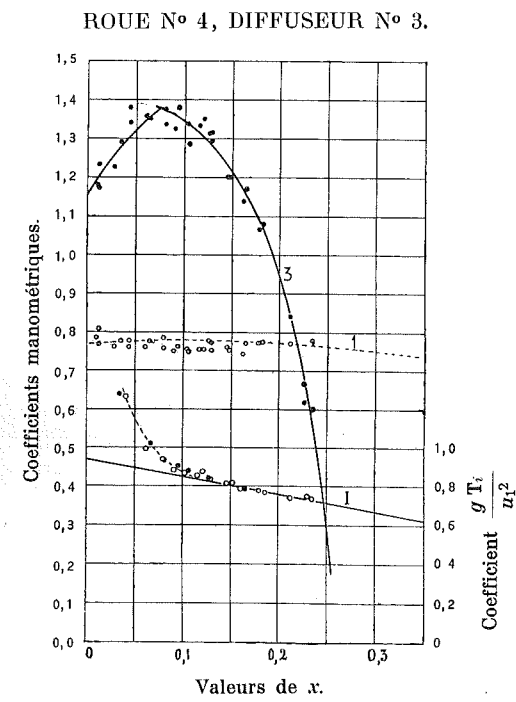


Fig. 77.
Expériences des 12 et 30 juin et 11 juillet 1913.

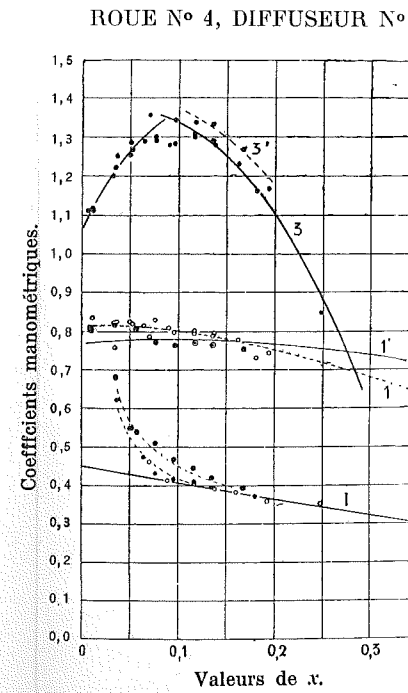


Fig. 78.
Expériences des 19 et 29 juillet et 1913.

ome VI, n° 3).

ROUE N° 6, DIFFUSEUR N° 0.

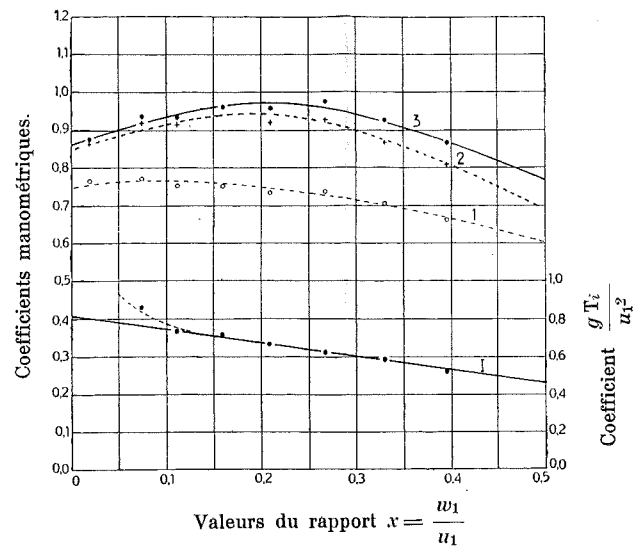


Fig. 70. — Expériences du 2 avril 1914.

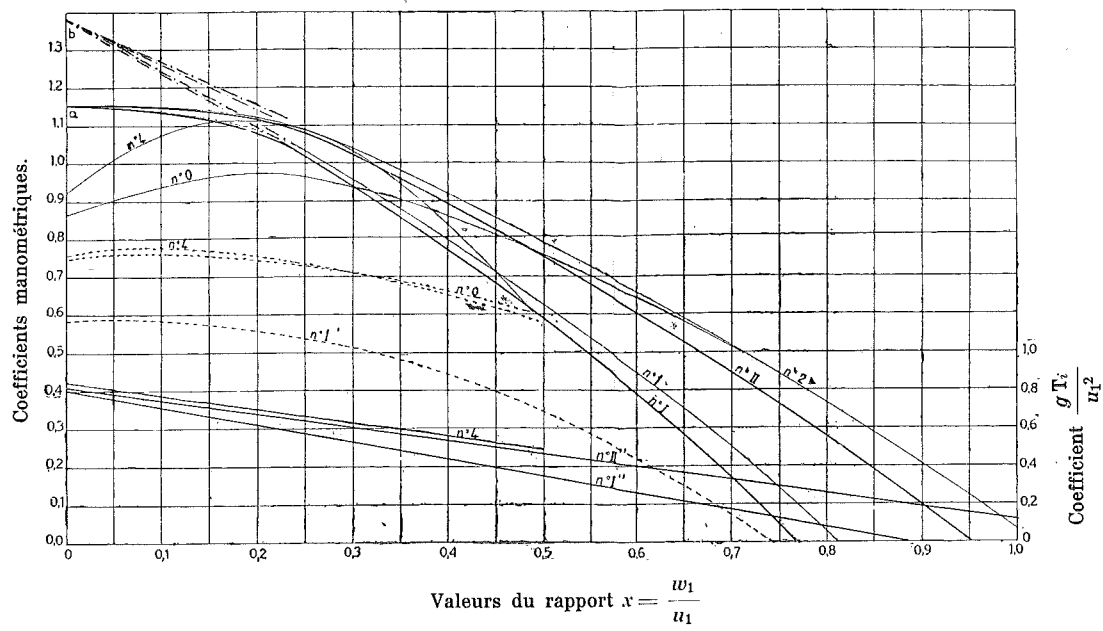


Fig. 71.

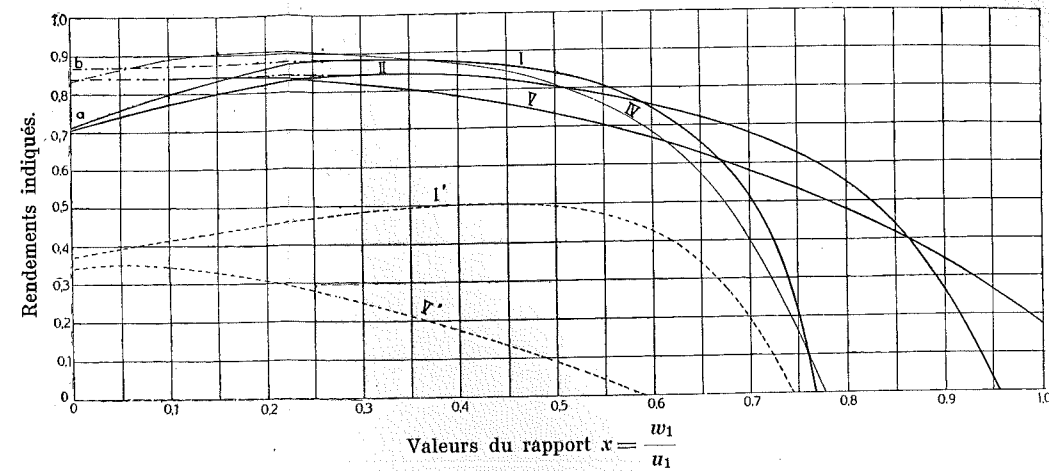


Fig. 72.

ROUE N° 3, DIFFUSEUR N° 0.

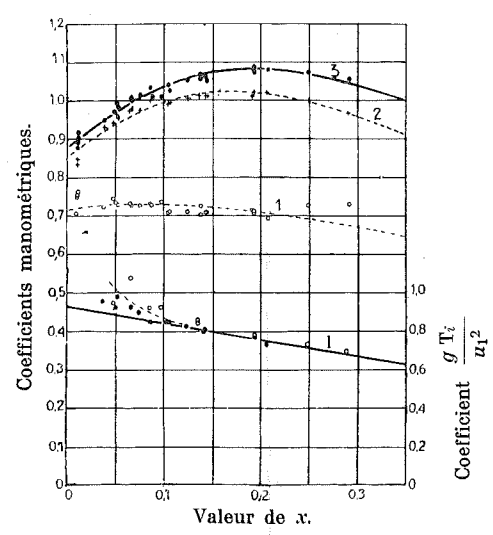


Fig. 75. Expériences des 11, 12 et 14 mars et 14 avril 1913.

ROUE N° 4, DIFFUSEUR N° 3.

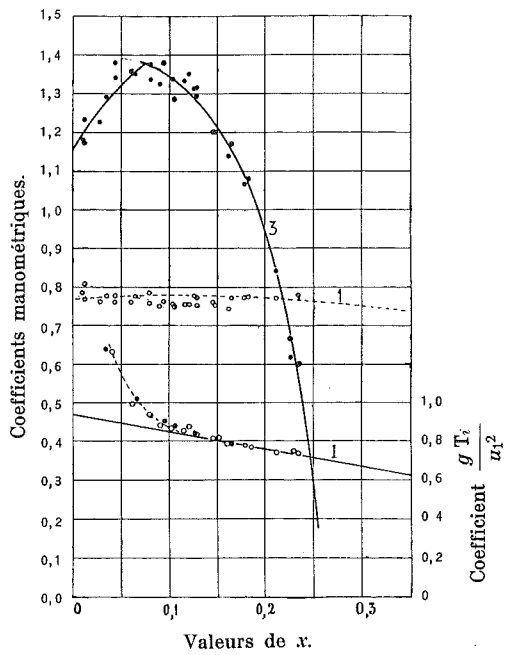


Fig. 77. Expériences des 12 et 30 juin et 11 juillet 1913.

ROUE N° 4, DIFFUSEUR N° 2.

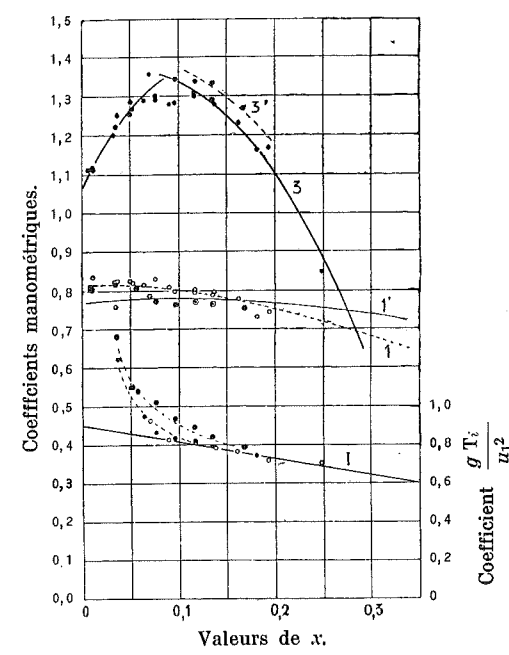


Fig. 78. Expériences des 19 et 29 juillet et 19 août 1913.

ROUE N° 4, SANS DIFFUSEUR.

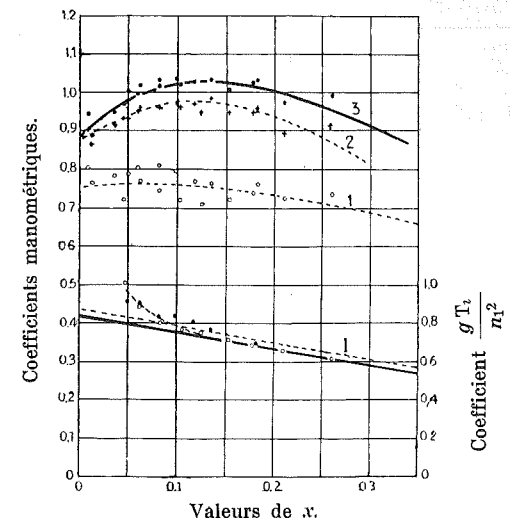


Fig. 79. Expériences des 29 et 30 août 1913.

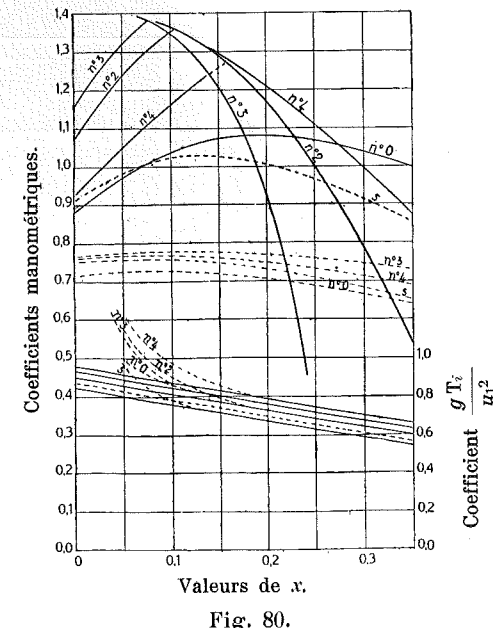


Fig. 80.

LES POMPES CENTRIFUGES A HAUTE PRESSION. — CH. HANOCQ.

Revue Universelle des Mines, n° du 1^{er} août 1920 (6^{me} Série, tome VI, n° 3).

PL. 3

ROUE N° 5, DIFFUSEUR N° 3.

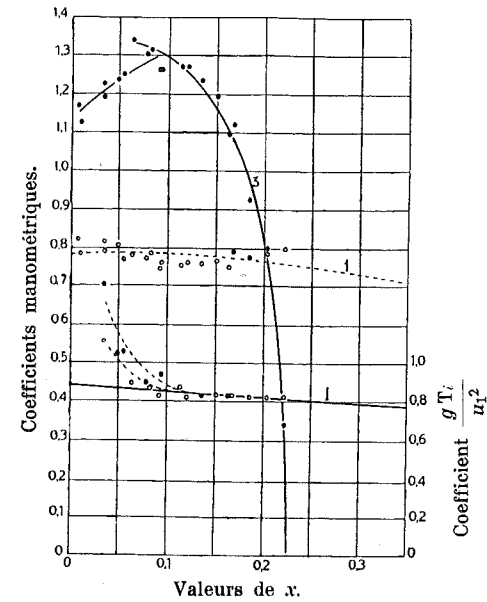


Fig. 81.

Expériences des 3, 5 et 7 mars 1914.

ROUE N° 5, DIFFUSEURS N° 2.

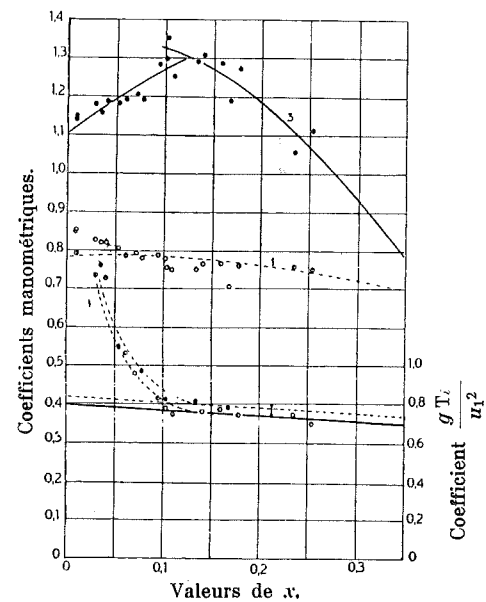


Fig. 82.

Expériences des 10, 12, 14 et 21 mars 1914.

ROUE N° 5, SANS DIFFUSEUR.

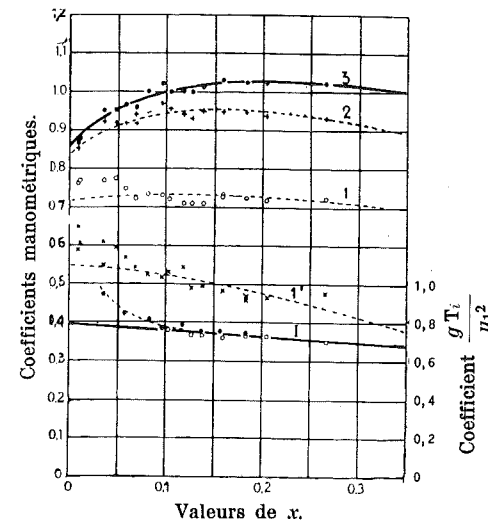


Fig. 83.

Expériences des 27 et 29 octobre 1913.

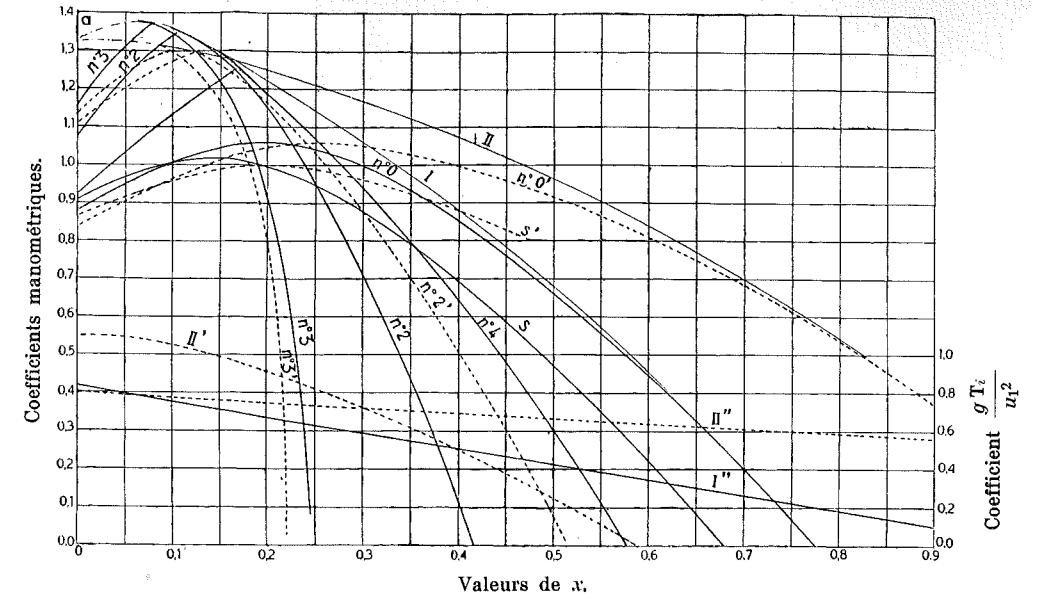


Fig. 85.

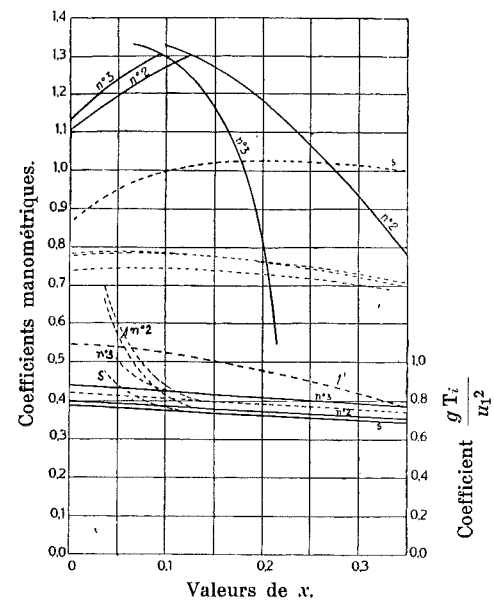


Fig. 84.

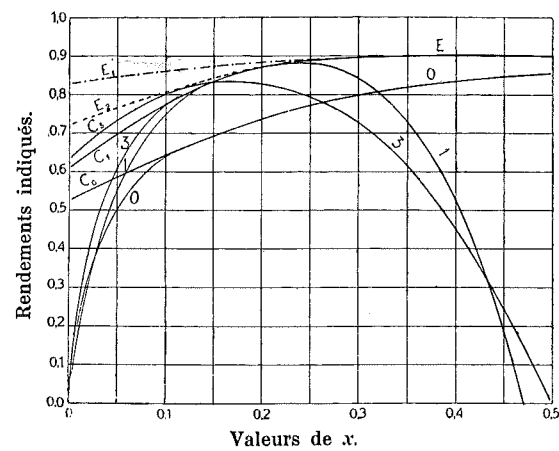


Fig. 86.

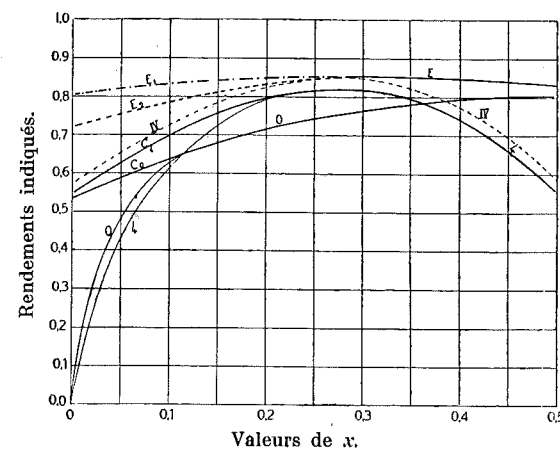


Fig. 87.

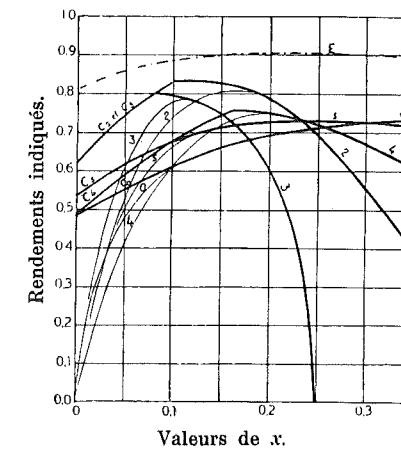


Fig. 88.

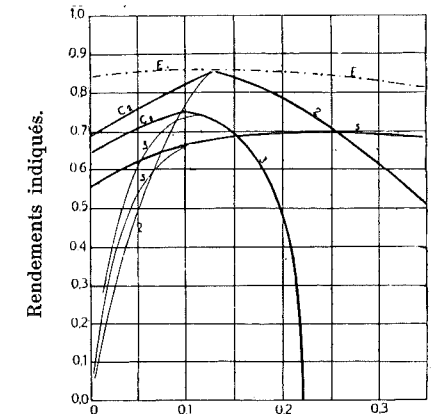


Fig. 89.

SOCIÉTÉ BELGE DES BÉTONS

2, RUE MONTAGNE DU PARC

== BRUXELLES ==

TÉLÉGR. : BÉTONARMÉ BRUXELLES. TÉL. BRUX. 5392
5393

ENTREPRISES GÉNÉRALES

SPÉCIALITÉ : BÉTON ARMÉ

CHEVALEMENTS

PASSERELLES

TOURS A CHARBON

SILOS

RESERVOIRS

BATIMENTS A TOUS USAGES

ÉTUDES ET DEVIS

GRATUITS SUR DEMANDE

2

119 R 24



232/11

6^e SÉRIE
TOME VI. — N° 3

LIÈGE
63^e ANNÉE

1^{er} AOUT 1920

REVUE UNIVERSELLE DES MINES

DE LA

MÉTALLURGIE, DES TRAVAUX PUBLICS
DES SCIENCES ET DES ARTS APPLIQUÉS A L'INDUSTRIE

Annuaire de l'Association des Ingénieurs sortis de l'École de Liège

A. I. Lg.

UNION PROFESSIONNELLE RECONNUE

SOMMAIRE :

Mémoires :

- HANOCQ, Ch. — Les pompes centrifuges à haute pression. — Résultats des essais (deuxième série) (621.67) 169
TRASENSTER, Em. — L'industrie métallurgique belge avant, pendant et après la guerre [669 (493)]. — Note complémentaire 202

Bulletin :

- TRASENSTER, Em. — La révision de la loi sur les accidents du travail et l'indemnisation des accidents mortels (351.838.23) 204
GÉRARD, G. L. — A propos de briques (666.7) 221

Revue des Périodiques techniques :

- Notes techniques et industrielles, pp. 223 à 229. — Variétés, pp. 230 à 237. — Bibliographie, p. 238.

REVUE BIMENSUELLE

publiée sous la direction du Comité scientifique de l'A. I. Lg.

Abonnement : Un an, 72 frs. — Le Numéro : 5 frs.

ADMINISTRATION ET RÉDACTION :

16, Quai des Etats-Unis, LIÈGE

Imprimeur :
VAILLANT-CARMANNE
4, Place Saint-Michel
LIÈGE

Dépositaires exclusifs
pour la France et les Colonies
GAUTHIER-VILLARS & C^e, éditeurs
55, Quai des Grands-Augustins
PARIS