

Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 32 (1906)
Heft: 13

Artikel: Quelques problèmes spéciaux tirés du domaine des turbo-machines hydrauliques
Autor: Neeser, R. / Siegmund, R.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-25578>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

Download PDF: 28.01.2026

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

Bulletin technique de la Suisse romande

ORGANE EN LANGUE FRANÇAISE DE LA SOCIÉTÉ SUISSE DES INGÉNIEURS ET DES ARCHITECTES. — Paraissant deux fois par mois.

Rédacteur en chef: M. P. HOFFET, professeur à l'Ecole d'Ingénieurs de l'Université de Lausanne.

Secrétaire de la Rédaction: M. F. GILLIARD, ingénieur.

SOMMAIRE: Quelques problèmes spéciaux tirés du domaine des turbo-machines hydrauliques, par M. R. Neeser, ingénieur, professeur à l'Université de Lausanne. — **Divers**: Concours d'idées pour un plan d'ensemble de construction en vue du parcellement de la propriété de la Société foncière de Bon-Port, à Territet. — Maisons locatives, à Fribourg. — Tunnel du Simplon: Extrait du XXX^e rapport trimestriel sur l'état des travaux au 31 mars 1906. — **Nécrologie**: Auguste Waldner, Rédacteur de la « Schweizerische Bauzeitung ». — **Informations**. — **Sociétés**: Société vaudoise des ingénieurs et des architectes: Règlement des principes adoptés pour les concours publics d'architecture. — **Concours**: Etude d'un bâtiment pour grande salle et locaux divers. Aménagement de la place de la Riponne, à Lausanne. — Musée d'art et d'histoire, à Genève. — Association amicale des anciens élèves de l'Ecole d'ingénieurs de l'Université de Lausanne. Offres d'emploi.

Quelques problèmes spéciaux tirés du domaine des turbo-machines hydrauliques.

Par M. R. NEESER, ingénieur, professeur à l'Université de Lausanne,
avec la précieuse collaboration de
M. R. SIEGMUND, ingénieur à Milwaukee, Amérique.

Toute la théorie actuelle des turbo-machines hydrauliques (turbines hydrauliques, pompes centrifuges, etc.) repose sur l'application de quelques formules fondamentales à un ou plusieurs « filets moyens » de la masse liquide traversant la machine. Ces formules, déduites soit du théorème des forces vives, soit du théorème des quantités de mouvement, ou mieux encore, comme l'a déjà fait Euler (1754) et comme on le trouve dans l'excellent ouvrage de Rateau¹, du théorème des moments des quantités de mouvement, ne nous fournissent malheureusement aucune relation entre les éléments caractéristiques (vitesse, pression) des divers filets liquides. On en est réduit, pour combler cette lacune, à faire certaines hypothèses plus ou moins justifiées sur la variation de la vitesse et de la pression dans certaines sections de la veine liquide.

Considérons par exemple une turbine hélico-centripète (fig. 1). On admet couramment que la vitesse de sortie du distributeur, ainsi que la pression en tous les points du cylindre d'entrée de diamètre D_1 et de hauteur B_1 soient constantes, et ceci quelles que soient la hauteur B_1 de la veine liquide et la position dans l'espace de l'axe $O_1 O_2$ de la turbine.

Or cette hypothèse n'est guère plausible qu'au cas où B_1 est petit, c'est-à-dire lorsque l'on est autorisé à admettre dans la section considérée une vitesse et une pression moyennes. Dans le cas contraire, si B_1 est relativement grand, cette hypothèse ne saurait être admise avant d'avoir été soumise à une étude plus approfondie. On ne voit pas très bien en effet pourquoi, dans un mouvement aussi varié que celui de la veine liquide traversant la turbine hélico-centripète en rotation, la vitesse et la pression seraient constantes justement sur le cylindre d'entrée. Le contraire est plus probable.

¹ Rateau. *Traité des turbo-machines*; Paris, Dunod 1900.

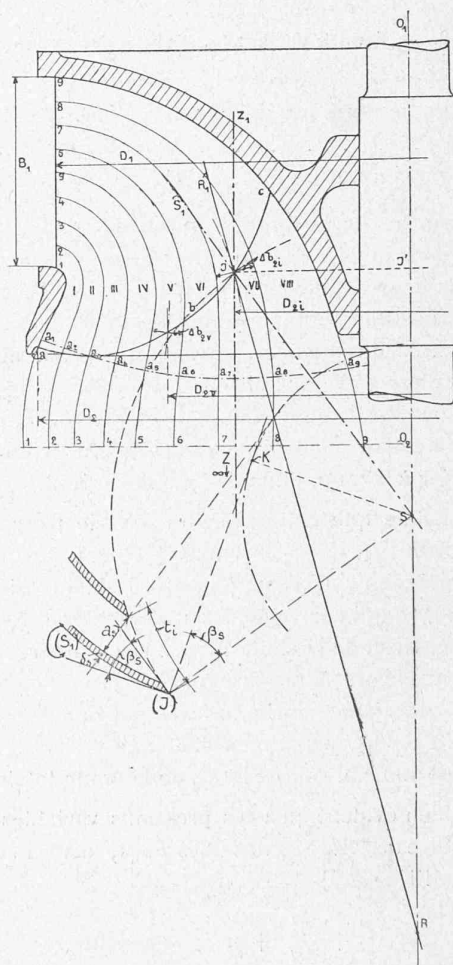


Fig. 1. — Turbine hélico-centripète.

Nous donnerons ici (fig. 2), à titre d'illustration de cette assertion, les résultats de quelques essais préliminaires faits sur une turbine hélico-centripète à axe horizontal, exécutée par la « Prager Maschinenbau A.-G., ci-devant Ruston & Cie », à Prague, et mise gracieusement à notre disposition par M. O. Hellmann, directeur de la filature Kubitzky, à Beraun (Bohême).

Les dimensions principales de la turbine d'essai étaient les suivantes:

Diamètre d'entrée $D_1 = 750$ mm.

Hauteur du distributeur $B_1 = 165$ mm.

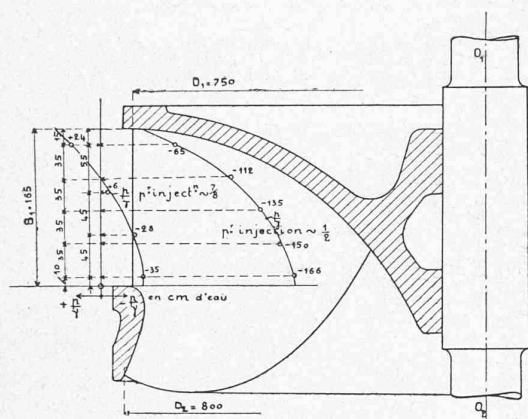


Fig. 2. — Turbine de Beraun. Courbe des pressions $\frac{p}{\gamma}$

Nombre de tours par minute $n = 120$.

Chute $H = 2,7$ mètres.

Débit maximum $Q = 0,800$ m³ par sec.

Les courbes de la figure 2 montrent la variation de la pression dans le joint de la turbine ; nous les avons relevées pour deux degrés d'injection voisins l'un de $7/8$ et l'autre de $1/2$, et sous une chute moyenne de 2^m,6 ; la pression p a été mesurée directement, en hauteur d'eau, au moyen d'un tube piézométrique ; chacune des valeurs de p portées en ordonnée est la moyenne de 3×4 lectures faites à la même profondeur sur trois génératrices du cylindre d'entrée, situées à 50 mm. l'une de l'autre environ.

On constate que cette pression p varie pour le degré d'injection de $7/8$, de -35 cm. à $+35$ cm. (les pressions sont comptées en cm. d'eau, à partir de la pression atmosphérique), ce qui correspond à un écart total de 70 cm., soit 27 % environ de la chute totale ! Cette différence paraît s'accroître encore à mesure que le degré d'injection diminue ; la deuxième courbe, relevée pour un degré d'injection voisin de $1/2$, accuse en effet une variation totale de pression de 100 cm. soit de 30 % de la chute totale.

Il est bien évident qu'à ces pressions variables doivent correspondre des vitesses variables aussi, suivant l'équation de Bernouilli

$$\frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + z = \text{constante},$$

où

p désigne la pression,

v la vitesse,

z la cote verticale du point considéré par rapport à un plan horizontal quelconque,

γ la densité du liquide.

C'est du reste ce que nous avons pu constater en substituant au piézomètre un petit tube de Pitot mobile autour de son axe.

Toutefois, comme ces essais ont été exécutés au moyen d'instruments fort primitifs, nous nous contenterons de les mentionner sans vouloir pour l'instant en déduire autre

chose que la constatation pure et simple d'un fait : la pression dans le joint d'une turbine n'est pas nécessairement constante ; elle varie le long de la hauteur B_1 de la veine liquide. Les circonstances nous ont empêchés, momentanément du moins, de continuer ces essais et de les étendre à d'autres types de turbines ; nous comptons y revenir plus tard.

Quoi qu'il en soit, les résultats obtenus, si incomplets soient-ils, font sentir l'importance qu'acquerrait une théorie plus exacte, et plus complète, basée sur des hypothèses moins discutables que celles dont nous venons d'entrevoir l'instabilité. Aussi doit-on saluer avec enthousiasme les efforts tentés ces dernières années par des hydrauliciens de valeur pour se libérer de l'hypothèse du « filet moyen », en appliquant au mouvement de l'eau au travers des turbomachines, les équations fondamentales de l'hydrodynamique.

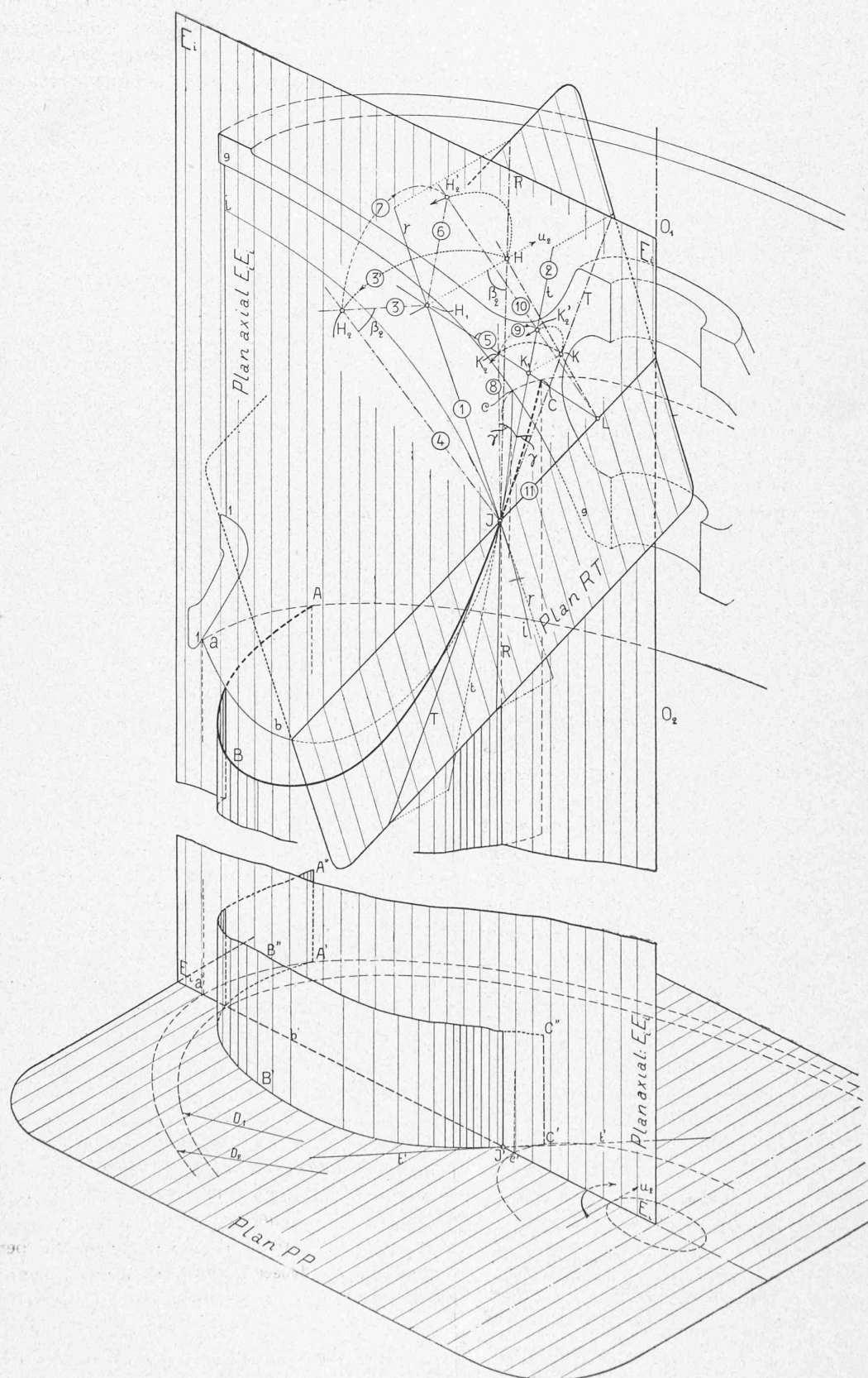
C'est ainsi que M. Prasil, dans un travail de la plus haute importance¹, a réussi, grâce au choix heureux de coordonnées cylindriques, à appliquer les équations fondamentales de l'hydrodynamique au mouvement des liquides dans des corps de rotation creux, et à les intégrer de façon à obtenir, dans certains cas, la répartition des pressions et des vitesses, en particulier à l'intérieur des diffuseurs de turbines et de pompes centrifuges.

Dans le même ordre d'idées, il faut citer entre autres les intéressantes publications de H. Lorenz² qui, en s'inspirant des travaux de Prasil, réussit, toujours sans se servir de l'hypothèse du « filet moyen », à déterminer une forme rationnelle d'aube de turbine centripète, en partant lui aussi des équations de Lagrange transformées en coordonnées cylindriques.

Le plus grand mérite de ces recherches théoriques, en particulier de celles de Prasil, les premières en date, c'est d'avoir fait sortir du domaine de la physique mathématique, qui seule jusqu'ici les avait utilisées et dont elles étaient pour ainsi dire la propriété incontestée, les équations fondamentales de l'hydrodynamique, pour les appliquer à des problèmes d'une portée essentiellement pratique. Mais, si intéressants que soient ces essais, qui jettent, il est vrai, sur la question du mouvement de l'eau au travers des turbines un jour tout nouveau, nous ne croyons pas qu'ils soient destinés à révolutionner d'un jour à l'autre le calcul des turbo-machines hydrauliques ; cette théorie nouvelle en est, ne l'oublions pas, à ses débuts ; elle exige des connaissances mathématiques assez étendues. Nous conserverons donc pour l'instant dans le court exposé qui va suivre la théorie actuellement admise, et supposerons connues les équations et hypothèses fondamentales qui permettent de calculer les vitesses et les pressions en un point quelconque de la turbine.

¹ Schweizerische Bauzeitung 1903. « Ueber Flüssigkeitsbewegungen in Rotationshöhlräumen. »

² Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen, etc.

Fig. 3. — Détermination du coefficient d'ouverture ψ_{2i} .(Errata : Lire β_{2i} au lieu de β_2).

PROBLÈME N° 1.

**Influence de l'arête de sortie
des aubes sur le débit de la turbine hélico-centripète.
Choix de cette arête.**

L'utilisation des chutes à grand débit et à charge relativement faible a donné naissance à une forme spéciale de la turbine hélico-centripète (appelée couramment turbine Francis); ce sont les types dits: turbines « rapides » et turbines « extra-rapides ». Les roues de cette catégorie ont, comme on le sait, l'avantage de marcher avec un nombre de tours spécifique¹ élevé, c'est-à-dire de fournir malgré la faible charge sous laquelle elles travaillent une puissance et un nombre de tours relativement grands. Nous laisserons de côté pour l'instant le calcul des dimensions principales D_1 , D_2 , B_1 (fig. 1) que nous supposons connues; nous ne nous occuperons pas non plus de leur influence sur le nombre de tours, le débit et le rendement de la turbine; nous admettrons les profils 1—1, 9—9, des couronnes extérieure et intérieure de la roue mobile, et chercherons la forme à donner à l'arête de sortie de l'aube pour que la turbine absorbe un débit Q bien déterminé, avec une perte par vitesse restante p fixée d'avance.

Nous ferons voir ensuite qu'il est possible sous certaines conditions, grâce à un choix judicieux de l'arête de sortie, et sans changer la perte p par vitesse restante, c'est-à-dire en conservant le même rendement mécanique, d'augmenter encore dans certaines limites le débit Q , et par suite la puissance et le nombre de tours spécifique de la turbine.

La littérature technique est très pauvre en renseignements au sujet du choix de l'arête de sortie; elle ne donne, à notre connaissance du moins, que des renseignements vagues, parfois même tout à fait erronés. Il est vrai qu'un constructeur quelque peu habile au tracé des aubes Francis, arrive très rapidement, au moyen de sections planes, cylindriques ou coniques de la surface cherchée, à déterminer sans grandes recherches théoriques une aube qui paraîtra tout à fait satisfaisante au point de vue de la forme; on constatera, sur la roue mobile sortie de la fonderie, que l'aube possède en tous ses points une courbure suffisamment douce pour assurer un écoulement rationnel de l'eau au travers de la turbine. L'ouverture normale de sortie entre deux aubes consécutives variera d'une façon constante d'un point à un autre de l'arête, si bien que le constructeur se croira peut-être autorisé à admettre que les angles de sortie ont bien la valeur prévue par ses calculs, et ceci d'autant plus qu'un contrôle même approximatif de ces angles est, dès qu'il s'agit d'une turbine centripète rapide ou extra-rapide, très difficile à faire.

La seule grandeur qu'il soit possible de mesurer facilement et avec une exactitude suffisante, c'est l'ouverture des aubes à la sortie; c'est donc cet élément-là qu'il faudra con-

trôler sur la roue sortie des ateliers; mais, pour qu'il puisse en même temps servir à un contrôle indirect, sérieux et suffisant des angles de sortie, il faudra que ces ouvertures aient été au préalable calculées exactement. Nous allons exposer aussi rapidement que le permet le sujet, un procédé qui nous a toujours donné, en pratique, d'excellents résultats.

A. Généralités.

Admettons donc (fig. 1) une roue motrice de turbine hélico-centripète dont les diamètres d'entrée et de sortie D_1 et D_2 , ainsi que la hauteur B_1 aient été préalablement déterminés pour les données suivantes:

$$\begin{aligned} \text{Charge} & \dots = H \text{ mètres.} \\ \text{Débit} & \dots = Q \text{ m}^3 \text{ par sec.} \\ \text{Nombre de tours} & = n \text{ par minute.} \\ \text{Perte à la sortie.} & = p \text{ ‰.} \end{aligned}$$

Nous appelons perte à la sortie p , en pour cent, le rapport

$$p = 100 \frac{\gamma Q \frac{c_2^2}{2g}}{\gamma Q H} \quad (1)$$

de l'énergie cinétique $\gamma Q \frac{c_2^2}{2g}$ de l'eau sortant de la roue mobile avec une vitesse absolue c_2 , à l'énergie totale $\gamma Q H$ de la chute.

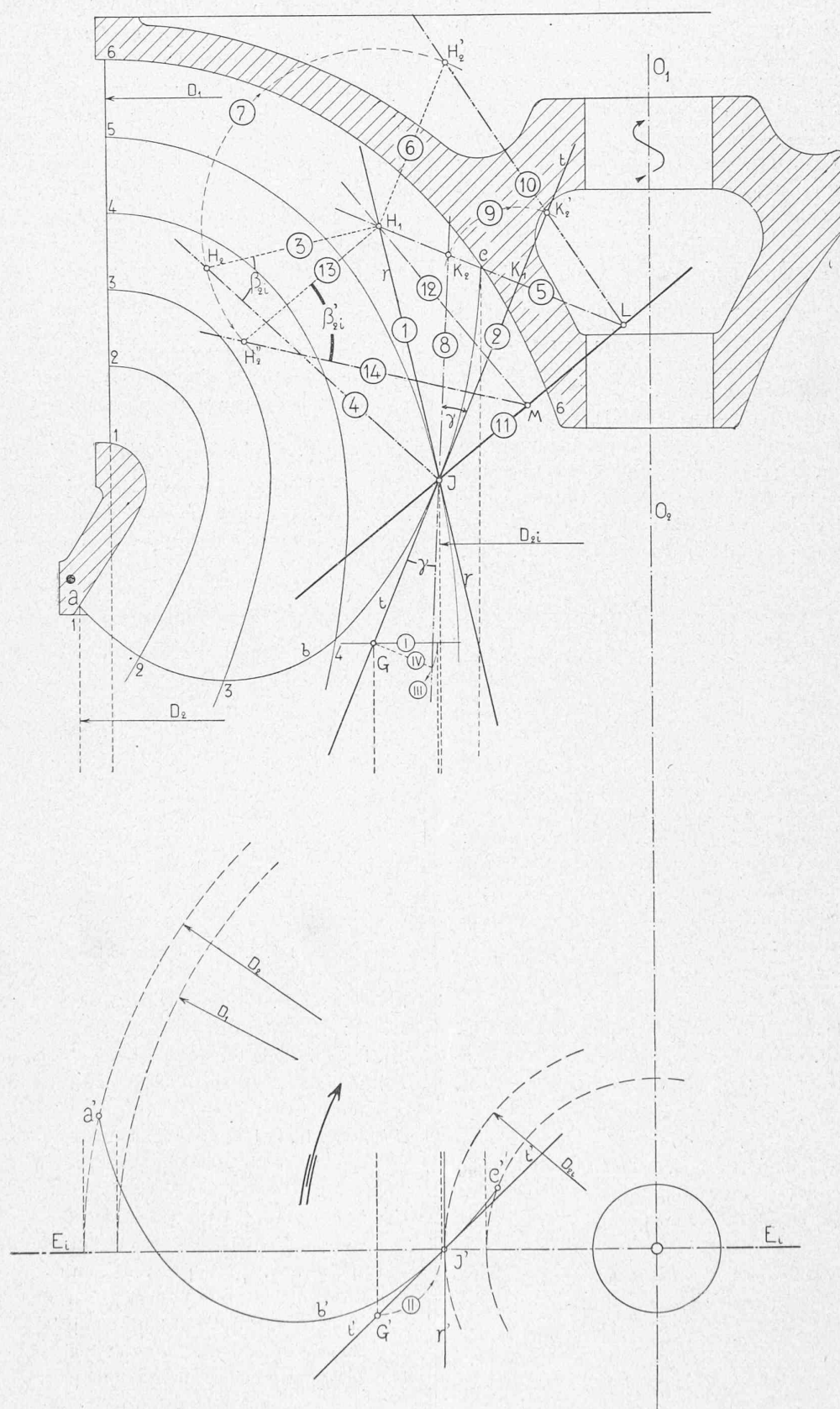
Partageons maintenant la veine liquide délimitée par les contours extérieurs 1—1 et 9—9 de la roue mobile, en un certain nombre de veines partielles, au moyen des trajectoires intermédiaires 2—2, 3—3, ..., 8—8, de telle sorte que les surfaces de rotation engendrées par les segments $a_1 a_2$, $a_2 a_3$, ..., $a_8 a_9$ d'une trajectoire orthogonale quelconque $a_1 a_9$ des lignes 1—1, 2—2, ..., 9—9 soient égales entre elles. Nous pouvons considérer chacune des courbes 1—1, 2—2, ..., 9—9, que nous appellerons dorénavant « filets liquides » comme méridienne d'une « surface liquide » qu'elle engendre en tournant autour de l'axe $O_1 O_2$ de la turbine.

Quant aux trajectoires orthogonales des filets liquides, $a_1 a_9$ par exemple, elles déterminent, par rotation autour de $O_1 O_2$ des surfaces normales aux surfaces liquides, et que nous nommerons pour cette raison « surfaces orthogonales ». Si nous admettons qu'en tous les points de l'une de ces surfaces orthogonales, la composante normale de la vitesse de l'eau soit constante¹, les surfaces liquides partageront la turbine en une série de turbines partielles (I, II..., VIII, fig. 1) possédant toutes le même débit; elles contiendront en outre les trajectoires relatives des points 1, 2..., 9.

Traçons dans un plan axial quelconque $E_i E_i$ par exemple (fig. 1, 3 et 4), une courbe arbitraire $a b c$ entre les couronnes extérieure 1—1, et intérieure 9—9 de la turbine; cette ligne $a b c$ engendre en tournant autour de $O_1 O_2$ une surface, la « surface de sortie » de la roue, sur laquelle doivent être situées les arêtes de sortie des aubes. Soit main-

¹ On appelle nombre de tours spécifique d'une turbine, le nombre de révolutions par minute que ferait en marche normale une turbine géométriquement semblable à la turbine considérée, et qui, sous une charge de 1 mètre, développerait une puissance de 1 chev. (Voir Camerer, Baashuss, *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*. 1905).

¹ Voir Baashuss; *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*. 1900.

Fig. 4. — Détermination de ψ_{2i} ; projections orthogonales.

tenant $A'B'C'$ (fig. 3) ($a'b'c'$ fig. 4) la projection de l'arête de sortie ABC sur un plan PP perpendiculaire à O_1O_2 ; les courbes abc et $A'B'C'$ ainsi définies déterminent sans ambiguïté l'arête ABC comme intersection de la surface de sortie et du cylindre $A'B'C'C''B''A''$ construit sur $A'B'C'$ comme section droite. Or la courbe abc fixe à elle seule, indépendamment de $A'B'C'$, la valeur des diamètres de sortie moyens $D_{21}, D_{22}, \dots, D_{28}$ de chacune des turbines partielles I, II, VIII; il nous sera donc possible, puisque le nombre de tours n ainsi que la perte à la sortie p , et par suite la vitesse absolue de sortie

$$c_2 = \sqrt{\frac{p}{100}} \sqrt{2gH} \quad (2)$$

sont connus, de déterminer les diagrammes des vitesses pour les points de sortie des turbines I, II, VIII; ces diagrammes nous renseigneront sur la direction de la vitesse relative en ces différents points.

Nous ne nous inquiétons pas ici de la façon dont on peut obtenir ces diagrammes; c'est un problème que nous supposons connu, et qui peut-être fera l'objet d'une communication ultérieure. Rappelons toutefois que ces diagrammes sont déterminés sans ambiguïté dès que l'on admet que chacune des turbines partielles I, II, VIII,

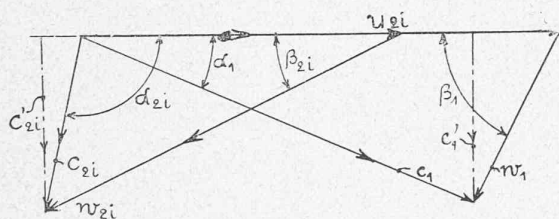


Fig. 5. — Diagrammes des vitesses.

travaille avec le même degré de réaction. En effet, appelons: w_1 et w_2 (fig. 5) les vitesses relatives moyennes d'entrée et de sortie, pour l'une quelconque des turbines partielles; u_1 et u_2 les vitesses périphériques correspondantes, obtenues par les relations:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}, \quad u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}; \quad (3)$$

H_p , la charge de réaction, c'est-à-dire la différence, mesurée en mètres d'eau, des pressions p_1 et p_2 à l'entrée et à la sortie de la roue mobile:

$$H_p = \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} \quad (4)$$

où γ est le poids spécifique de l'eau. Chacun sait que le théorème des forces vives, ou celui des quantités de mouvement appliqué au cas d'une veine liquide tournant autour d'un axe, fournit la relation:

$$H_p = \frac{w_2^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g} + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} \quad (5)$$

si l'on néglige les pertes de charge dans la veine considérée, ainsi que la différence de niveau des points d'entrée et de sortie 1 et 2.

Or, nous venons d'admettre pour toutes les turbines partielles le même degré de réaction; H_p est par suite

constant, si bien que l'équation 5 nous permettra de déterminer les valeurs de w_2 pour chacun des points de sortie. Les équations 2, 3 et 5 fixent donc la valeur des vitesses

$$u_2, c_2 \text{ et } w_2$$

pour tous les points de l'arête ABC , et, comme c_2 doit être la résultante de w_2 et u_2 ,

$$c_2 = \text{Rés. } (w_2, u_2),$$

les diagrammes de sortie, ainsi que les angles compris entre les directions des différentes vitesses sont faciles à obtenir.

Supposons que nous ayons résolu ce problème, et appelons en particulier β_{2i} l'angle compris entre la direction de vitesse relative w_{2i} et la vitesse périphérique u_{2i} prise négativement, c'est-à-dire l'angle

$$\beta_{2i} = \angle (w_{2i}, -u_{2i}),$$

où i désigne l'une quelconque des turbines partielles; nous admettrons que les différentes valeurs $\beta_{21}, \beta_{22}, \dots, \beta_{28}$, de β_{2i} soient fixées par le diagramme figure 6.

B. Expression du débit Q de la turbine.

Il s'agit maintenant de vérifier si, pour l'arête choisie ABC (fig. 3 et 4), et en tenant compte des données de la figure 6, la turbine absorbe la quantité d'eau Q m³ par sec.

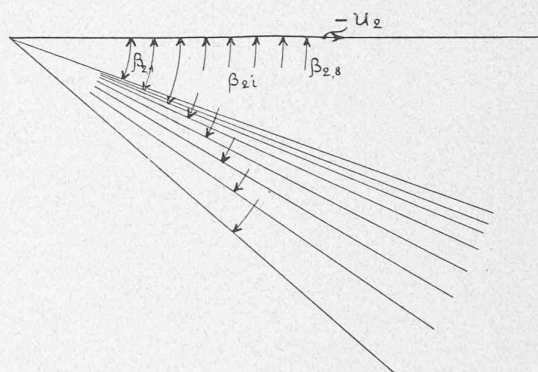


Fig. 6. — Angles de sortie $\beta_{21}, \beta_{22}, \beta_{28}$.

fixée d'avance. Ce débit Q peut se calculer comme suit; soient:

q_{2i} , le débit de la turbine partielle n° i , en m³ par seconde;
 D_{2i} , le diamètre de sortie moyen de cette turbine partielle, en mètres;

Δb_{2i} (fig. 1), la longueur en mètres du segment de la trajectoire orthogonale passant par le point de sortie n° i , compris entre les filets n° i et n° $i + 1$;

c'_{2i} , la composante de la vitesse absolue de sortie c_{2i} , prise perpendiculairement à la surface orthogonale du point n° i , c'est-à-dire à u_{2i} , en mètres par seconde;

ψ_{2i} , un coefficient, que nous appellerons « coefficient d'ouverture », et qui doit tenir compte de la diminution de la section de sortie, due à l'épaisseur des aubes;

le débit q_{2i} sera évidemment donné par:

$$q_{2i} = \pi D_{2i} \Delta b_{2i} \psi_{2i} c'_{2i} \quad (6a)$$

et le débit total Q par:

$$Q = \pi \sum_{i=1}^{i=m} (D_{2i} \Delta b_{2i} \psi_{2i} c'_{2i}) \quad (6)$$

m désignant le nombre de turbines partielles (dans notre cas $m = 8$).

Dans cette expression de Q , tous les termes sont connus sauf toutefois les quantités ψ_2 .

S'il s'agissait d'une turbine axiale, la valeur de ce coefficient serait :

$$\psi_2 = \frac{a_2}{a_2 + \delta} = 1 - \frac{\delta}{t_2 \sin \beta_2} \quad (7)$$

où t_2 (fig. 7) désigne le pas des aubes, mesuré sur la circonférence du diamètre $D_2 = D_1$;

δ , l'épaisseur des aubes à la sortie de la roue ;

a_2 , l'ouverture normale des aubes à la sortie, c'est-à-dire la distance entre deux aubes consécutives ;

β_2 , l'angle de la vitesse relative w_2 et de la vitesse périphérique u_2 prise négativement. On pourrait ici admettre

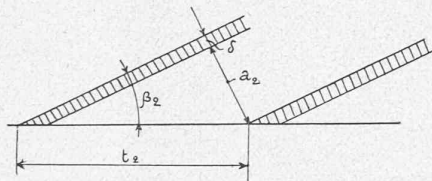


Fig. 7. — Fin d'aubage de turbine axiale.

avec une exactitude suffisante une valeur moyenne de ψ_2 : celle donnée par l'équation 7. Mais par contre, dès qu'il s'agit d'une turbine Francis, et surtout d'une turbine rapide ou extra-rapide, où les diamètres de sortie et par suite les valeurs de t_2 et β_2 varient souvent dans de grandes limites, on ne saurait se contenter sans autre, comme on le verra tout à l'heure, d'une valeur unique de ψ_2 ; la formule 7 demande en outre à être quelque peu modifiée ; en tous cas, une étude plus approfondie s'impose.

Nous constatons donc que le calcul du débit Q revient en somme à la détermination des coefficients ψ_{2i} pour les différents points de l'arête de sortie.

Supposons pour un instant ces ψ_{2i} connus et admettons qu'ils satisfassent à l'équation 6 ; cela signifiera que la turbine absorbe le débit voulu Q avec une perte à la sortie p fixée par l'équation 1. Le choix de l'arête pourra être considéré comme heureux ; on pourra procéder au tracé de l'aube.

Rappelons qu'au cas où la vitesse de sortie c_2 ne serait pas constante le long de l'arête ABC^1 , la valeur moyenne de la perte à la sortie se calculerait d'après la formule :

$$p \% = 100 \frac{\sum_{i=1}^{i=m} (q_{2i} \cdot c_{2i}^2)}{Q \cdot 2gH} \quad (8)$$

[A suivre].

¹ Voir Baashuss, loc. cit.

Divers.

Concours d'idées

pour un plan d'ensemble de construction en vue du parcellement de la propriété de la Société foncière de Bon-Port, à Territet¹.

Nous reproduisons ci-contre, page 152, la vue générale des quatre projets primés à ce concours.

Maisons locatives, à Fribourg².

II^e prix « ex-æquo ». — Projet n° 11 « F ». — Architecte : M. Werner Lehmann, à Berne.

III^e prix. — Projet « Trèfle à quatre feuilles ». — Architecte : M. Alph. Andrey, à Fribourg.

Nous terminons, avec les deux projets ci-dessus, la publication des projets primés à ce concours (voir pages 153-155).

Tunnel du Simplon.

Extrait du XXX^{me} rapport trimestriel sur l'état des travaux au 31 mars 1906.

Ce rapport, un des derniers, si ce n'est le dernier, ne nous donne que très peu de renseignements, les travaux importants dans le tunnel et à l'extérieur ayant été presque entièrement terminés en 1905.

Du côté Nord, comme du côté Sud, on a continué la transformation des stations centrales pour la production de l'énergie électrique destinée à l'éclairage et à la traction.

Dans le tunnel, on a reconstruit la voûte de différents anneaux dans le tunnel I et on a achevé le nettoyage dans la galerie parallèle.

La pose de la voie et de la deuxième couche de ballast a été terminée le 25 janvier 1906 sur le versant Sud ; à cette dernière date le premier train a passé le tunnel. La pose des câbles a commencé le 29 janvier ; le 15 février elle était terminée ; le 17 du même mois la cunette des câbles était couverte ; le réglage du ballast et de la voie a duré jusqu'au 19. A fin mars, les annexes des câbles (boîtes de jonction, d'extrémité, etc.) étaient montées et les essais des câbles terminés.

Du 20 au 22 février a eu lieu la réception provisoire des travaux de l'entreprise. Quelques travaux supplémentaires restaient à faire ; ils ont été reçus le 11 mars.

Du 23 février à la fin du trimestre, les fils de la conduite aérienne pour la traction électrique ont été posés sur toute la longueur du tunnel.

Du 19 au 24 mars, la longueur exacte de la galerie a été mesurée sous la direction de la commission géodésique fédérale. Le résultat a donné une augmentation de longueur de 70 cm. sur les mesurages faits pendant les travaux ; la longueur totale du tunnel, entre les deux portails, est donc de 19 804 m. en chiffre rond.

Enfin, du 24 au 31 mars, le bureau topographique fédéral a exécuté un nivellement à travers le tunnel ; les résultats n'étaient pas encore connus au moment de l'impression du rapport.

¹ Voir N° du 10 juin 1906, page 131.

² Voir N° du 10 juin 1906, page 126.