

Dimensions principales des turbines hydrauliques à réaction

Autor(en): **Pingoud, Paul**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Bulletin technique de la Suisse romande**

Band (Jahr): **56 (1930)**

Heft 24

PDF erstellt am: **13.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-43544>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

rieure du domaine d'application de la turbine Francis. Mais pour éviter que les jets ne se gênent mutuellement, leur écartement angulaire doit être, au moins de 50° à 60° et préférablement de 90°. Cette dernière valeur ne comporterait donc que la possibilité de 4 injecteurs. Outre cette restriction, l'évacuation de l'eau ne va pas sans difficulté quand il y a plusieurs jets, car les différents filets d'eau sortent de l'auget d'une manière très différente suivant les conditions de leur entrée. Les uns ont une composante de vitesse dirigée vers l'axe, d'autres, en sens inverse. Les uns ont une composante giratoire dans le sens de la rotation de la roue, les autres, en sens inverse. Dans ces conditions il est tout à fait possible que certaines gouttelettes, surtout si elles sont animées d'un mouvement vers le haut, retombent sur la roue qui consomme alors de l'énergie pour leur imprimer une certaine accélération. C'est en vue de parer à ce danger qu'en règle générale on limite à deux le nombre d'injecteurs d'une turbine à axe horizontal. Lorsqu'il faut recourir à plus de deux jets, on cale deux, ou même trois roues sur un arbre unique. Mais, pour ne pas avoir une turbine de longueur trop grande, le constructeur est trop souvent enclin à rapprocher excessivement les roues, d'où réduction de la section d'évacuation et aggravation du danger qu'une partie de l'eau ne retombe sur la roue. Pour éluder ces inconvénients la maison Escher, Wyss et C^{ie} a recouru, il y a déjà plus de vingt ans, à l'axe vertical, mais la diffusion de ce système a été retardée par des difficultés d'évacuation de l'eau. Finalement, moyennant une légère modification de la forme des augets et de leur position par rapport à la roue, l'adoption de vitesses périphériques plus grandes, l'élargissement des organes d'évacuation, etc., il a été possible de résoudre le problème de l'évacuation de l'eau et, ces dernières années, de grandes machines ont été construites d'après ce système. Telle, par exemple, la turbine de l'Usine de Palü, à 4 injecteurs, développant 12 000 ch sous 252 m de chute, à une vitesse de 500 t/min. Cette machine, construite par Escher, Wyss et C^{ie}, est décrite dans notre numéro du 25 janvier dernier.

Concours d'idées pour l'étude d'un projet du nouveau bâtiment aux voyageurs, à Neuchâtel.

Extrait du rapport du jury.

(Suite et fin.)¹

Sens unique. Le projet de circulation est intéressant. Il en est de même de l'étude de la boucle du tramway. Toutefois, la place de stationnement devant le local des bagages manque de profondeur. La circulation de tout le trafic venant de l'est canalisée devant l'entrée principale n'est pas heureuse. Plan original, clair dans son ensemble, mais sujet à de nombreuses critiques dans son détail. L'emplacement des guichets à voyageurs dans le courant de la circulation conduisant au passage sous voie est défectueux. Le local des bagages à main est trop masqué et étriqué. Les buffets sont placés excentriquement. Le groupe des locaux situés à gauche de l'entrée

principale occupe un emplacement qui pourrait être avantageusement réservé à des services plus importants.

La disposition des étages laisse à désirer. On aurait volontiers vu les logements du premier et du deuxième étage transportés sur la façade sud. Dans la présentation du projet, la recherche de l'effet décoratif l'emporte sur les qualités constructives ; on remarque cela très spécialement dans le hall de forme discutable et de hauteur exagérée.

A la suite de ces constatations, le jury procède au classement définitif des projets retenus. Cette opération se fait à l'unanimité :

Premier rang : N° 23 « Marquise » ; *deuxième rang* : N° 6 ; « Aux Brelettes » ; *troisième rang* : N° 12, « Jaune et Noir » ; *quatrième rang* : N° 18, « Hic » ; *cinquième rang* : N° 11 « Sens unique » ; *sixième rang* : N° 4, « Quo Vadis ».

Constatant encore que les résultats du concours ne lui donnent pas complète satisfaction, le jury décide de ne pas attribuer de premier prix.

Il attribue les récompenses suivantes :

1^{er} rang, 2^{me} prix, N° 23, « Marquise », 3500 fr. ; 2^{me} rang, 3^{me} prix, N° 6, « Aux Brelettes », 3200 fr. ; 3^{me} rang, 4^{me} prix, N° 12, « Jaune et Noir », 2000 fr. ; 4^{me} rang, 5^{me} prix, N° 18, « Hic », 1300 fr. ; 5^{me} rang, 6^{me} prix, N° 11, « Sens unique », 1000 fr.

Enfin, il procède à l'ouverture des plis accompagnant les projets et proclame comme lauréats les architectes dont les noms suivent :

2^{me} prix, MM. Fernand Decker et Edm. Calame, à Neuchâtel.

3^{me} prix, MM. Wavre et Carbonnier, à Neuchâtel.

4^{me} prix, M. Fritz-Edouard Huguenin, à Colombes, près de Paris.

5^{me} prix, M. Eugène Cellier, à Lausanne.

6^{me} prix, MM. Ernest Prince et J. Béguin, à Neuchâtel.

Dimensions principales des turbines hydrauliques à réaction

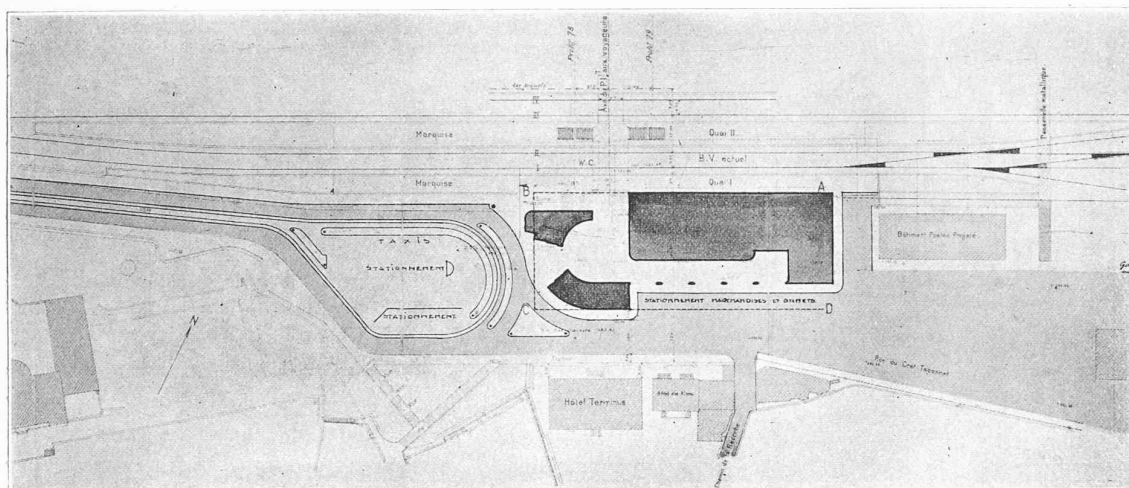
par M. Paul PINGOUD, ingénieur, à Vevey.

Nous nous proposons, dans ce petit article, de donner quelques résultats découlant de statistiques sur le dimensionnement des turbines hydrauliques à réaction, en fonction de leur *nombre de tours spécifique* n_s . Comme les proportions d'une turbine varient passablement suivant les constructeurs, et qu'elles dépendent de la manière dont on tracera l'aubage, nous n'entendons pas fixer une loi absolue, mais simplement donner quelques indications, ou, si l'on veut, une idée des tendances actuelles concernant la forme la plus avantageuse ou la plus rationnelle à donner à une turbine d'un certain n_s . Les valeurs indiquées correspondent à des turbines ayant donné d'excellents rendements maxima dépassant dans la plupart des cas 90 %.

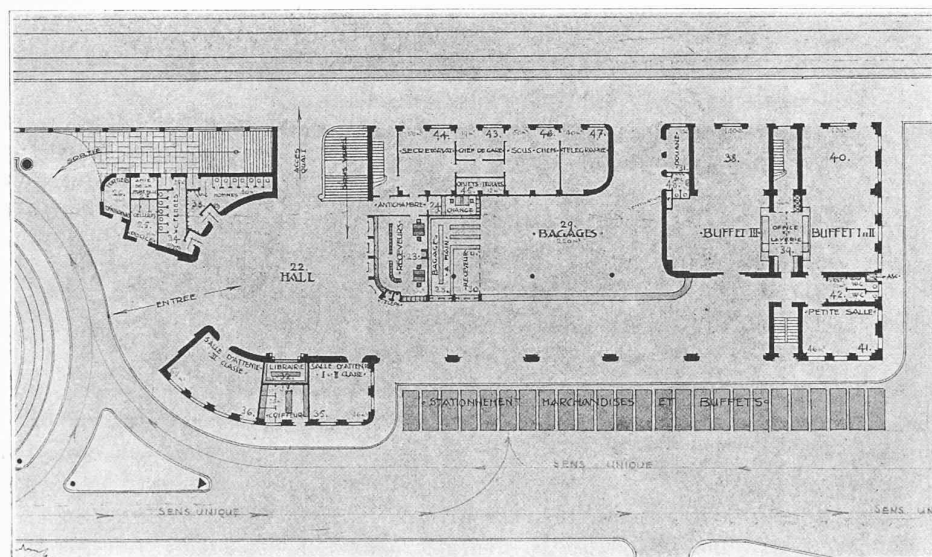
D'autre part il nous a paru intéressant d'opérer un triage tel que l'on puisse traduire les courbes trouvées en fonctions algébriques simples du n_s , leur variation confirmant une fois de plus qu'il n'existe pas de singularités dans le passage de la turbine Francis à la turbine-hélice. En outre, il peut être commode, dans certains cas, de n'avoir à manier que des formules.

Notons également, en passant, que ces résultats ne concernent pas la turbine à aubes réceptrices mobiles Kaplan. A égalité de dimensions principales et de nombre

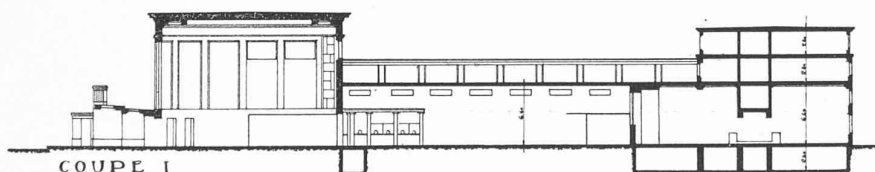
¹ Voir *Bulletin technique* du 15 novembre 1930, page 280.



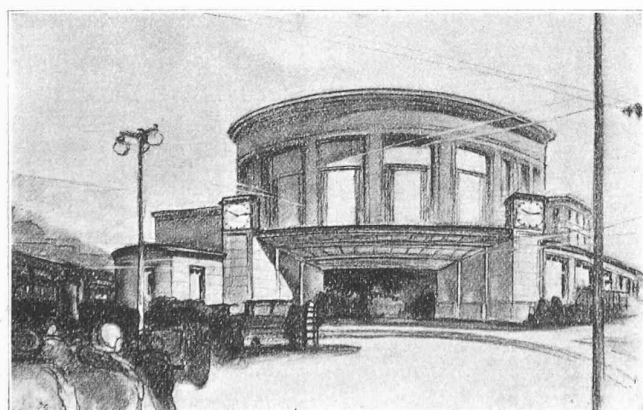
Plan de situation. — 1 : 2000



Plan du rez-de-chaussée. — 1 : 800



Coupe longitudinale. — 1 : 800



CONCOURS POUR LE BÂTIMENT AUX VOYAGEURS DE NEUCHÂTEL

V^e rang (6^e prix), projet « Sens unique »,
de MM. E. Prince et J. Béguin,
architectes, à Neuchâtel.

de tours effectif avec une turbine à hélice, on sait qu'une telle turbine permet d'atteindre un débit spécifique plus grand, partant un n_s plus élevé.

On se reportera à la figure 1 qui définit les grandeurs que nous

utiliserons par la suite.

A une vitesse périphérique « spécifique » donnée,

$$K_u = \frac{U}{\sqrt{2gH}}$$

une roue est caractérisée par son débit spécifique Q_1 , soit le débit qu'elle absorberait sous un mètre de chute, pour l'ouverture maximum du distributeur choisie.

$$Q_1 = \frac{Q_{max}}{\sqrt{H}}$$

On peut alors faire correspondre à chaque type un débit caractéristique Q_{11} qui n'est pas autre chose que le Q_1 de la roue de un mètre de diamètre.

$$Q_{11} = \frac{Q_{max}}{D^2 \sqrt{H}}$$

En introduisant les valeurs

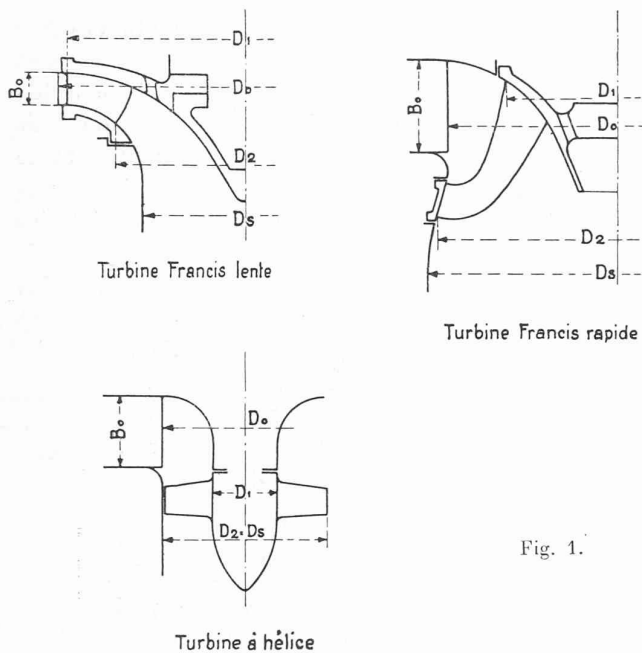


Fig. 1.

K_u et Q_{11} relatives à un même diamètre dans l'expression.

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N}{\sqrt{H}}} \quad \text{on obtient :}$$

$$1) \quad n_s = \frac{60K_u \sqrt{2gH}}{\pi DH} \sqrt{\frac{Q_{11} D^2 \sqrt{H} \cdot H \cdot \eta}{75 \sqrt{H}}} = 309K_u \sqrt{Q_{11}} \sqrt{\eta}$$

où Q_{11} est en m^3/sec , et le rendement η en fraction décimale.

Nous pouvons laisser varier K_u dans certaines limites sans que le fonctionnement de la turbine cesse d'être favorable. Q_{11} varie alors avec K_u , en général peu pour les turbines lentes et normales, davantage pour les turbines rapides, en particulier les turbines-hélices. D'autre part on peut faire varier quelque peu Q_{11} maximum en limitant l'ouverture maximum du distributeur. On peut donc, avec un seul modèle, couvrir un certain intervalle de la gamme des n_s qu'on limite de manière que les rendements n'y soient pas sensiblement affectés. C'est cette marge qui a permis aux constructeurs d'adopter la construction par séries, prévues chacune pour une suite de diamètres, et dont les champs d'application respectifs seraient contigus, ce qui les mettrait en mesure de suffire à chaque cas particulier. Nous pouvons maintenant préciser.

On entendra dorénavant par *nombre de tours spécifique* celui qui correspond au *rendement optimum* du type de turbine considéré, l'ouverture maximum du distributeur étant telle que le η max. soit obtenu dans les conditions de charge fixées habituellement, soit, pour fixer les idées entre 75 % (turbines Francis lentes) et 90 % à 95 % (turbines-hélices) de la charge maximum.

L'équation 1) montre que n_s est fonction de deux variables K_u et Q_{11} . Il s'agit de choisir judicieusement, pour un n_s donné, l'une d'entre elles pour déterminer

l'autre. La vitesse périphérique K_{u2} , correspondant à D_2 est très importante, car on sait que du choix de ce diamètre dépend la vitesse spécifique K_{c2} de l'eau à la sortie de la roue qui représente une perte, provisoire, il est vrai, proportionnelle à K_{c2}^2 . Cette perte, faible pour les turbines lentes augmente avec le n_s et peut atteindre pour des turbines à hélice 50 % et plus de la chute. On récupère la plus grande partie de cette énergie par un diffuseur qui joue, dans le rendement de l'installation, un rôle d'autant plus considérable que le n_s est plus élevé.

On aurait donc tendance, pour restreindre la perte par vitesse restante, à augmenter surtout K_{u2} pour obtenir des nombres de tours spécifique de plus en plus grands. Mais, d'autre part on augmenterait la perte par frottement sur les aubes qui est proportionnelle au carré de la vitesse relative K_{u2} , elle-même sensiblement proportionnelle à K_{u2} . On se trouve donc en face d'un compromis.

C'est en se basant sur ces considérations que Moody a donné une formule pour calculer la vitesse périphérique la plus favorable pour un n_s donné, en partant du principe que la somme des pertes dans le diffuseur et dans la roue motrice devait être minimum. Ahlfors¹ en déduit une relation valable pour $200 < n_s < 600$ et donnant directement D_2 , dans l'hypothèse que la vitesse moyenne de sortie c_2 n'a pas de composante giratoire (perpendiculaire au plan méridien).

$$2) \quad D_2 = c \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$$

où c , auquel cette théorie assignerait environ la valeur 5, est ramené à 4,4 en regard de considérations économiques. On peut dire qu'actuellement cette valeur est, à peu de chose près, adoptée par tous les constructeurs européens importants. On en déduit facilement K_{u2} en fonction de n_s .

$$D_2 = \frac{60K_{u2} \sqrt{2g}}{\pi n_s} = 4,4 \sqrt[3]{\frac{0,09}{n_s}}$$

où 0,09 est le débit Q en m^3/sec . pour une turbine donnant 1 cheval sous 1 m de chute. On obtient après simplification :

$$K_{u2} = 0,0233 n_s^{2/3}$$

On peut remplacer cette fonction par la suivante, qui est alors valable pour les n_s compris entre 60 et 700

$$3) \quad K_{u2} = 0,00223 n_s + 0,34.$$

La figure 2 permet de comparer les deux fonctions.

D_2 étant calculé, le diamètre D_1 s'obtient alors par la relation :

$$4) \quad \frac{D_1}{D_2} = 1,55 - \frac{\sqrt{n_s - 56}}{19,5} \quad \text{pour } 56 < n_s < 400$$

$$5) \quad \text{et } \frac{D_1}{D_2} = 1,55 - \frac{\sqrt{n_s - 56}}{19,5} + 0,002 (n_s - 400) \quad \text{pour } 400 < n_s < 700.$$

¹ Beitrag zum Entwurf des Laufrades einer Francis turbine. Z. V. D. I., 1926, p. 85.

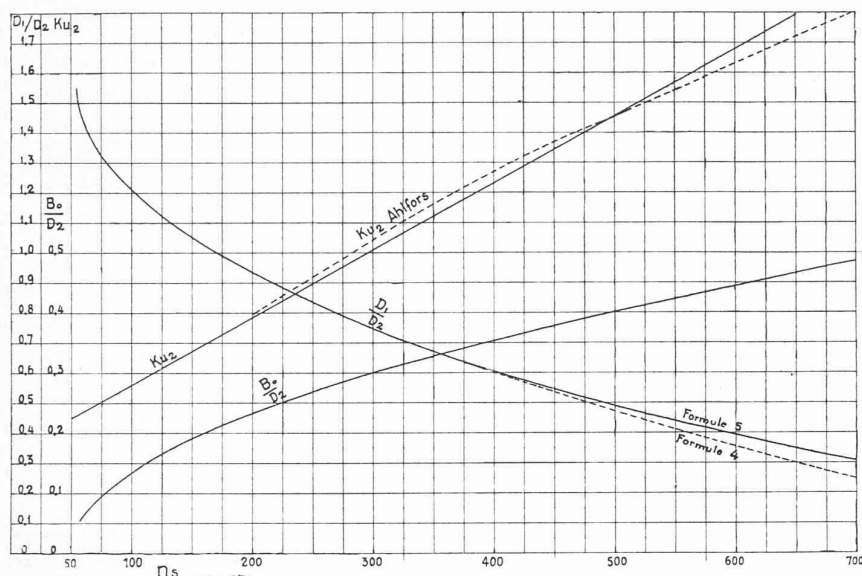


Fig. 2.

Les valeurs que l'on obtiendra pour les n_s inférieurs à 100 sont peut-être un peu faibles, bien qu'ayant été plus d'une fois adoptées. On donnera un léger coup de pouce de manière à obtenir un Ku_u de 0,67 à 0,68.

Il nous restera à déterminer la hauteur du distributeur B_o pour pouvoir ensuite établir le profil de la roue. Auparavant, remarquons qu'au fur et à mesure que n_s augmente, on passe progressivement de la forme radiale-centripète à la forme axiale, atteinte pour les $n_s > 500$. Notons qu'à partir de là, et même avant, la couronne extérieure est dans tous les cas supprimée afin d'éviter la perte par frottement sur celle-ci et que le nombre d'aubes est réduit pour des raisons analogues. On obtient

ainsi la turbine dite « hélice ». $\frac{D_1}{D_2}$ devient le rapport

du moyeu au diamètre extérieur de la roue motrice, rapport que l'on tend actuellement à augmenter encore, en particulier pour des turbines très rapides travaillant sous des chutes relativement élevées, cela pour des raisons de cavitation dans le détail desquelles nous n'entrerons pas. Néanmoins la valeur $\frac{D_1}{D_2}$ environ 0,3 pour des turbines de $n_s = 700$, bien que semblant faible, a été à peu de chose près adoptée par quelques constructeurs (turbines-hélices extra-rapides des *Ateliers de Constructions mécaniques de Vevey* et tout particulièrement de *Bell & Cie*, à Kriens).

Le rapport $\frac{B_o}{D_2}$ peut également s'exprimer très simplement par l'équation d'une parabole.

$$6) \quad \frac{B_o}{D_2} = \frac{\sqrt{n_s - 50}}{52,5}$$

On constatera qu'elle donne, aux nombres de tours spécifiques élevés, des valeurs plus grandes que celles adoptées généralement. Toutefois remarquons que certaines firmes telles que les *Verkstaden Kristinehamn* et

la Maison *Bell* qui a réalisé l'un des types constructivement les plus rapides de turbines-hélices, exécutent des distributeurs encore plus hauts que nous ne le préconisons. On n'oubliera pas non plus qu'actuellement l'expérience pousserait à augmenter le degré de réaction des turbines rapides, partant à réduire la vitesse dans le distributeur.

Nous ne dirons rien du diamètre D_o à la sortie de ce dernier qui peut être déjà fixé avec une certaine élasticité. Rappelons à cette occasion que pour des turbines lentes et normales, où il n'est pas nécessaire de ménager un espace entre la sortie du distributeur et la roue afin de permettre à l'eau de prendre progressivement sa composante axiale, il est indiqué de prévoir quand

même un interstice suffisant pour éviter que l'entrée de l'eau dans la roue n'ait lieu dans la région trouble où se réunissent les filets liquides séparés par les aubes directrices.

Quant au diamètre D_s à l'entrée du diffuseur, il dépend également beaucoup de considérations constructives, telles que la courbure à l'extérieur de la roue (turbines lentes) ou la conicité de la couronne et de son plus ou moins grand prolongement. En ce qui concerne les turbines-hélices on peut choisir $D_s = D_2$. Nous ne pensons du reste pas aller plus loin dans le cadre de cet article destiné à aider au tracé rationnel du profil, qui permet par la suite d'aborder la question, plus complexe, du tracé de l'aubage.

XIII^{me} Congrès international de l'habitation et de l'aménagement des villes.

Berlin, 1^{er} au 5 juin 1931.

Ce congrès aura lieu pendant la période de l'Exposition allemande de la construction, dont la Section internationale de l'aménagement des villes et de l'habitation constituera un élément important. De grandes facilités seront accordées aux délégués pour visiter l'Exposition qui aura lieu dans le Parc des Expositions de Berlin.

Les rapports et comptes rendus spéciaux seront envoyés aux délégués pour pouvoir être étudiés avant le congrès. Pour chaque sujet principal un compte rendu général sera préparé sur les rapports présentés pour servir de base aux discussions.

Objets de discussion : L'abolition des taudis. — Le problème du trafic par rapport à l'aménagement urbain et régional. — Les leçons des derniers congrès.

Pour tous renseignements, s'adresser à la Fédération internationale de l'habitation et de l'aménagement des villes, 25, Bedford Row, London, W.C. I.

SOCIÉTÉS

Association suisse de technique sanitaire.

Assemblée du 8 novembre 1930.

L'Association suisse de Technique Sanitaire s'est réunie en assemblée générale à Moudon, le 8 novembre, dans la Salle du Conseil communal de cette ville.