

Zeitschrift:	Bulletin technique de la Suisse romande
Band:	48 (1922)
Heft:	10
Artikel:	Les tendances actuelles dans la construction des turbines hydrauliques
Autor:	Moody, Lewis F.
DOI:	https://doi.org/10.5169/seals-37403

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: 26.01.2026

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

BULLETIN TECHNIQUE DE LA SUISSE ROMANDE

Réd. : Dr H. DEMIERRE, ing.

Paraisant tous les 15 jours

ORGANE EN LANGUE FRANÇAISE DE LA SOCIÉTÉ SUISSE DES INGÉNIEURS ET DES ARCHITECTES

SOMMAIRE : *Les tendances actuelles dans la construction des turbines hydrauliques*, par M. E. LEWIS F. MOODY, ingénieur-conseil, à Philadelphie. — *Graphique pour l'obtention rapide des sections de fer minima, dans une poutre en béton armé, soumise à des efforts composés de flexion avec compression ou tension*, par E. GARDIOL, ingénieur, à Grenoble. — **NÉCROLOGIE :** *Louis Petitmermet*. — **CARNET DES CONCOURS.**

Les tendances actuelles dans la construction des turbines hydrauliques

par M. LEWIS F. MOODY, ingénieur-conseil, à Philadelphie.

(Traduction d'une étude publiée dans la Revue « Mechanical Engineering », avril 1921.)

NOTE. — *On parle beaucoup, depuis quelque temps déjà, de turbines hydrauliques pour basses chutes réalisant des nombres de tours spécifiques extrêmement élevés. Tous les constructeurs de turbines font des recherches et des essais dans cette direction, mais tout ceci se passe dans le secret des laboratoires et jusqu'à maintenant il n'avait rien été communiqué de bien précis dans les journaux techniques, du moins pas à notre connaissance.*

La revue américaine Mechanical Engineering, avril 1921, vient de publier à ce sujet une étude intéressante sur les turbines à grande vitesse spécifique, de M. Lewis F. Moody, Ingénieur-Conseil à Philadelphie, que nous allons reproduire avec l'autorisation de l'auteur, et grâce à la collaboration obligeante de MM. L. DuBois et D. Sandeman, ingénieurs, qui ont bien voulu se charger de la traduction et de la mise au point de cette étude pour notre périodique. Il ne s'agit pas d'une traduction complète du travail de M. Lewis F. Moody, mais d'un résumé de ses parties les plus caractéristiques.

On y trouvera en particulier des choses nouvelles et intéressantes sur les tubes d'aspiration des turbines à grande vitesse spécifique et des vues de roues-turbines « ultramodernes », qui, avec leur nombre d'aubes extrêmement restreint, rappellent beaucoup plus des hélices marines que les roues-turbines hier encore appelées « modernes ».

Il est intéressant de constater qu'ici encore, les Américains se montrent des précurseurs, sortent carrément des chemins battus et ne craignent pas de communiquer les résultats de leurs recherches.

Pour se faire une idée de l'orientation nouvelle de la construction des turbines hydrauliques, un coup d'œil rétrospectif ne sera pas sans intérêt.

Durant la première moitié du siècle passé, les turbines furent, le plus souvent, du type à roue unique, axe vertical, à chambre d'eau ouverte, et étaient, selon le goût du constructeur, soit centripètes, axiales ou centrifuges.

Vers 1850, la construction commença à suivre des voies plus théoriques. Citons les travaux des *Howard*, *Swain* et *Francis* en Amérique, et des *Fourneyron* et *Jonval* en Europe.

L'avènement de l'énergie électrique fit entrer la turbine dans une phase d'évolution rapide. Le type à roue unique, axe vertical, se perfectionne, se complique. Deux ou plusieurs, et jusqu'à huit roues, sont montées sur un même arbre, et la disposition à axe horizontal remplace le type à axe vertical.

La production de l'énergie électrique exigeant un réglage très précis de la vitesse, il devient alors nécessaire de perfectionner les organes de fermeture, ou de vannage, ce qui entraîne de nouvelles complications. Les vannages primitifs, à rideaux ou à registres, font place au réglage par aubes directrices mobiles, lequel entraîne une notable augmentation du nombre des pièces mobiles et de mécanismes.

La puissance unitaire des générateurs électriques n'a pas cessé de croître, et croît encore, nécessitant un accroissement correspondant des unités hydrauliques, et il ne semble pas que l'on soit près d'atteindre un maximum dans ce domaine.

L'augmentation de la puissance unitaire des turbines en compliqua les problèmes techniques. Lorsqu'on atteignit des grandeurs telles que la mise hors service d'une seule unité correspondait à une perte d'énergie de quelque 10 000 à 20 000 HP, il devint essentiel d'éviter toutes causes d'arrêt, même momentané, ayant pour cause les petites réparations, ou l'engorgement des aubages par les feuilles, la glace, etc. Ces considérations amenèrent la disparition du type à quatre ou six roues, chacune munie d'un distributeur à nombreux aubages mobiles et le tout pourvu d'un imposant mécanisme de commande, le plus souvent entièrement noyé sous l'eau et inaccessible.

On en revient donc au type à roue unique, axe vertical, dont la fig. 1 montre une exécution réalisée en 1912 pour la *Appalachian Co.* Ce type comporte des entretoises directrices réunissant les deux faces du distributeur, lequel est alimenté par un canal en volute, ou spirale, ménagé dans le béton de fondation. Le palier de suspension est situé au-dessus du générateur électrique, et le mécanisme de réglage, à commande hydraulique, est à l'extérieur et aisément accessible.

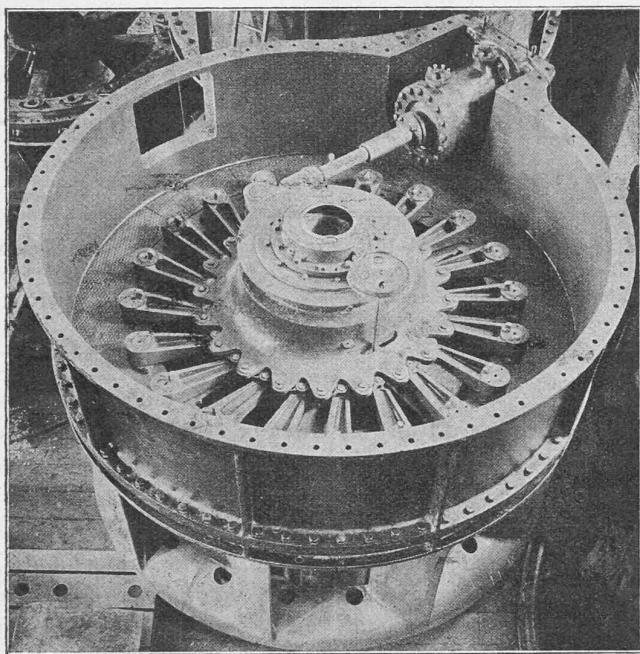


Fig. 1.

Avec les énormes dimensions que prennent les turbines de ce type, il n'y a presque plus de risque d'arrêts dus à des engorgements, et la robustesse générale de l'ensemble, constitué par un petit nombre de grosses pièces, permet une marche continue pendant plusieurs années.

Au point de vue mécanique, la turbine a donc évolué de la simplicité primitive vers une complexité considérable, qui a été suivie d'un retour à la simplicité. Son développement hydraulique a subi à peu près les mêmes vicissitudes. Les premières turbines de Jonval et Fourneyron, Howd et Francis, avaient des canaux et des aubes simples, faciles à calculer et les roues étaient purement axiales ou radiales. L'aménée de l'eau était généralement bien étudiée, et la bâche spirale fut très vite en honneur.

Cependant, lorsqu'on se mit aux roues multiples, les canaux d'entrée et de sortie de la turbine devinrent assez complexes, et dans bien des cas l'on négligea de ménager aux filets liquides une trajectoire bien définie et d'en calculer les vitesses.

Les premières turbines n'avaient pas de tuyau d'aspiration. On ne cherchait pas à récupérer la perte à la sortie de la roue, perte qui était du reste assez faible. L'on adapta ensuite le tube d'aspiration droit aux turbines à axe vertical, à roue unique. Mais avec les roues multiples, l'emploi de plusieurs tuyaux d'aspiration débouchant dans un seul canal de fuite conduisit souvent à d'importantes pertes de chute, dues aux remous. Puis vint le tuyau d'aspiration coudé, plus ou moins inefficace dans le cas d'une masse d'eau possédant un mouvement de rotation. Ce cas se présente dans toutes les turbines lors d'une ouverture partielle du distributeur, et à tous les degrés d'ouverture dans une turbine à grand nombre de tours spécifiques.

L'adoption de la roue unique à axe vertical permit l'emploi de la chambre en volute qui détermine bien en chaque point la vitesse d'arrivée de l'eau et évite toute variation brusque de vitesse et de direction. Grâce à la récente adoption du tuyau d'aspiration symétrique par rapport à l'axe de la roue et sans passages coudés, il est dorénavant possible de conduire l'eau depuis l'entrée jusqu'au canal de fuite sans perturbations ni remous en aucun point.

Le même progrès se retrouve dans la construction des aubes distributrices et réceptrices. La tendance vers les vitesses et puissances plus grandes a fait abandonner les formes simples, axiale ou radiale du début, en faveur des roues dites « mixtes », à aubages compliqués, dans lesquelles la direction des filets liquides est centripète à l'entrée, puis axiale ou même centrifuge. La fig. 2 montre une série de ces roues modernes, dont celle de gauche, (destinée à la *Cedars Rapids Co*), est la plus grande construite à ce jour.

Dans les premières turbines Jonval, Fourneyron et Francis, l'eau passait immédiatement des aubes directrices sur les aubes mobiles, avec un minimum d'espace intermédiaire où l'eau puisse changer de direction ou de vitesse. La pratique des nombres de tours spécifiques élevés a montré qu'il n'est pas nécessaire de limiter cet espace à de faibles valeurs. L'expérience a même prouvé qu'il est avantageux de ménager un important espace de transition dans lequel les différents jets du distributeur peuvent se réunir avant de pénétrer dans la roue. L'un des résultats obtenus fut l'élimination du bruit et des vibrations occasionnés par le passage de l'aubage de la roue devant une série de jets séparés.

Dans les roues à grand nombre de tours spécifique (que nous désignerons par la suite roues à grande vitesse spécifique), le rayon à l'entrée est bien inférieur à celui correspondant à l'extrémité des aubes distributrices et il y a un vaste espace intermédiaire libre entre aubes fixes et mobiles. Un inventeur Norvégien, *Asknes*, a même proposé d'augmenter encore cet espace, à tel point que l'eau, après être entrée par un distributeur centripète, prendrait d'elle-même une direction d'abord axiale, puis centrifuge, pour traverser alors une roue centrifuge.

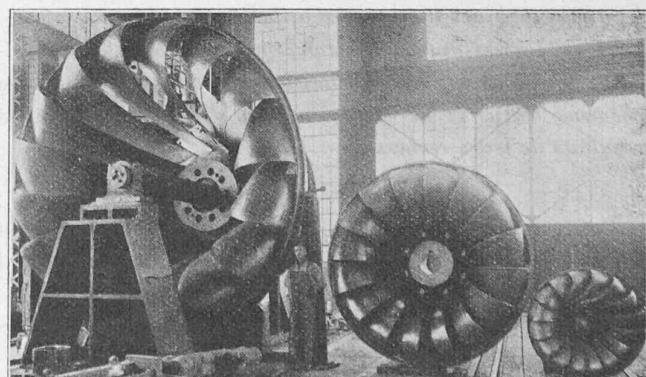


Fig. 2.

Pour les turbines à grande vitesse spécifique et destinées aux très basses chutes et faibles puissances, dans lesquelles le rendement peut être quelque peu sacrifié en faveur d'un coût de premier établissement moins élevé, l'on est revenu aux types plus simples, notamment aux roues purement coniques ou axiales. Ces types semblent être la suite logique de la tendance à éviter toujours plus la roue mixte à grande vitesse spécifique. La tendance a donc été vers un changement plus graduel de la direction de l'eau dans la roue-turbine, cette roue se rapprochant ainsi beaucoup des types moins compliqués, précurseurs de la roue mixte. Cette modification a simplifié à la fois la forme de la veine liquide et celle des aubes de la roue.

L'adoption de la turbine mixte a rendu de moins en moins applicables les méthodes classiques de calcul. Et depuis nombre d'années les hydrauliciens ont été passablement gênés par l'absence d'une méthode constructive rationnelle. Car les formes complexes de la roue venaient accroître les difficultés naturellement inhérentes à presque tous les problèmes d'hydraulique. On est encore bien imparfaitement renseigné sur l'écoulement de l'eau dans les canaux immobiles et de section simple, et l'étude de machines hydrauliques telles que la turbine et la pompe centrifuge, comportant des canaux en rotation, soulève des problèmes hérisssés d'incertitudes. Les théories classiques ne sont pas d'un bien grand secours pour les turbines modernes.

Nous avons pensé intéressant d'examiner quelques-uns des problèmes théoriques que présente la turbine moderne. Sans prétendre à en faire une théorie complète, nous nous bornerons à développer quelques considérations, ou «spéculations», ayant trait aux progrès futurs de la turbine hydraulique. Il sera particulièrement intéressant d'envisager la possibilité d'augmenter le nombre de tours spécifique sans diminution notable du rendement.

Eléments principaux de la Turbine moderne.

Les éléments principaux de la turbine actuelle, qui seront sans doute ceux du proche avenir, sont :

1. Une chambre ou bâche, permettant à l'eau d'accéder au distributeur symétriquement par rapport à l'axe de ce dernier, sans obstructions ou changements de direction brusques causant des remous ou une répartition inégale des vitesses. La bâche spirale, ou en volute, répond à ces conditions et constitue, dans la majorité des cas, la solution la meilleure. La vitesse de l'eau devant passer d'une valeur faible, à l'entrée de la bâche, à une vitesse beaucoup plus grande à l'entrée de la roue mobile, la section de passage de l'eau doit aller en diminuant radialement à l'approche de l'axe. La vitesse de l'eau s'approchant de la roue doit posséder une composante radiale centripète; et, à mesure que l'eau se rapproche du centre, la composante tangentielle augmente, grâce aux entretoises fixes, d'abord, puis aux aubes directrices mobiles. Après la sortie du distributeur, la composante tangentielle de la vitesse continue à croître, à mesure

que l'on s'approche de l'axe, et en même temps l'eau décrit un mouvement de rotation dans le plan méridien et prend finalement la direction axiale avant, pendant, ou après son passage au travers de la roue mobile.

2. Un large espace de transition est ménagé entre les aubes du distributeur et celles de la roue, permettant à l'eau de se réunir en une masse homogène avant son entrée dans la roue. Dans les roues à grande vitesse spécifique la vitesse de l'eau à la sortie de la roue comporte encore des composantes tangentielles mais de grandeur moindre, et ceci même quand la turbine travaille à son point de meilleur rendement.

3. Ayant quitté la roue, l'eau s'écoule dans un tuyau

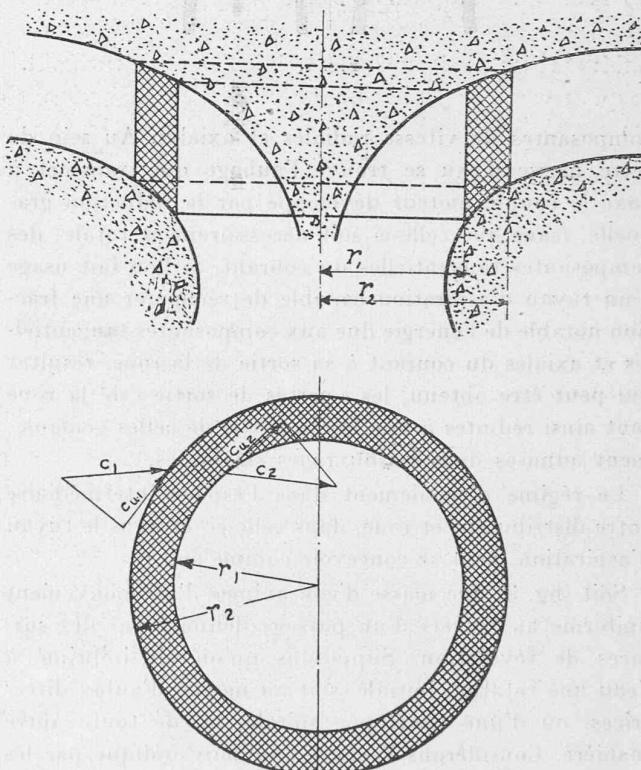


Fig. 3.

d'aspiration en forme de cône à génératrice droite ou courbe et dont l'axe, rectiligne, coïncide avec celui de la turbine. Si l'on veut suivre ce que nous croyons être la meilleure construction, cette forme épanouissante du tuyau doit être prolongée jusqu'à ce que la *chute-vitesse* (c'est ainsi que nous désignerons la valeur $\frac{\phi^2}{2g}$, soit la chute correspondant à la vitesse envisagée), ait atteint une valeur si faible que la déviation du courant d'eau dans une autre direction ne provoque aucun trouble sérieux dans la symétrie des veines liquides à l'intérieur de la turbine, ni aucune perte de charge notable.

Nous pouvons concevoir la roue-turbine sous l'aspect suivant : Un canal, dont les parois sont des surfaces de révolution renfermant une certaine masse d'eau en mouvement. Celle-ci, tout en tournant, progresse avec des

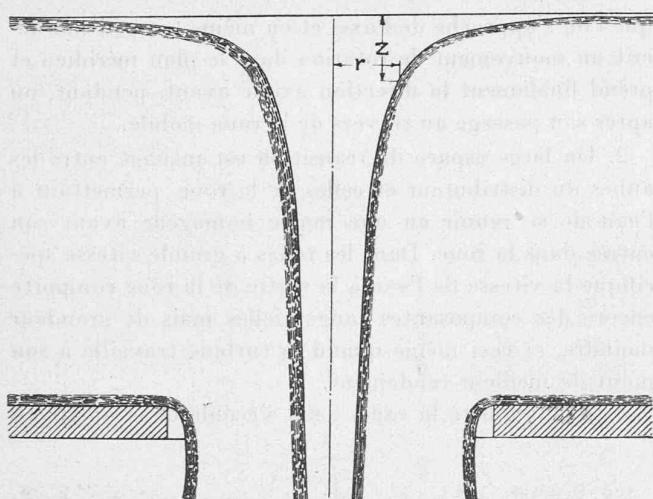


Fig. 4.

composantes de vitesse radiales et axiales. Au sein de cette masse d'eau se trouve l'aubage qui transmet à l'axe le couple moteur développé par la réduction graduelle, (sans que celle-ci soit nécessairement totale) des composantes tangentielles du courant. Si l'on fait usage d'un tuyau d'aspiration capable de récupérer une fraction notable de l'énergie due aux composantes tangentielles et axiales du courant à sa sortie de la roue, résultant qui peut être obtenu, les « pertes de sortie » de la roue sont ainsi réduites à une faible partie de celles généralement admises dans les ouvrages classiques.

Le régime d'écoulement dans l'espace intermédiaire entre distributeur et roue, dans celle-ci, et dans le tuyau d'aspiration, peut se concevoir comme suit :

Soit (fig. 3) une masse d'eau animée d'un mouvement uniforme au travers d'un passage délimité par des surfaces de révolution. Supposons qu'on ait imprimé à l'eau une rotation initiale, soit au moyen d'aubes directrices, ou d'une enveloppe spirale, ou de toute autre manière. Considérons l'espace annulaire indiqué par les doubles hachures. Cet anneau est constamment plein d'eau, qui pénètre par la surface externe, de rayon r_2 , et qui ressort par la surface interne, de rayon r_1 . En un point quelconque de ce milieu la vitesse, la pression, etc., demeurent constantes dans le temps, puisque nous envisageons un mouvement uniforme. L'anneau est donc en équilibre et sollicité par un ensemble de forces extérieures qui se font équilibrer. Soit :

- c_1 = la vitesse d'entrée de l'eau,
- c_{u_1} = la composante tangentielle de la vitesse,
- c_2 = la vitesse de sortie de l'eau,
- c_{u_2} = la composante tangentielle de la vitesse,
- W = le poids de l'eau entrant et sortant dans l'unité de temps.

D'après le principe des quantités de mouvement, l'effort exercé sur l'anneau par l'eau qui entre est $\frac{W \cdot c_{u_1}}{g}$.

Cet effort produit un couple par rapport à l'axe égal à :

$$\frac{W \cdot c_{u_1} \cdot r_1}{g}$$

et, de même, l'eau qui sort produit un autre couple :

$$\frac{W \cdot c_{u_2} \cdot r_2}{g}$$

Puisque notre système est en équilibre, ces deux couples doivent être égaux et de signe contraire :

$$\text{d'où : } \frac{W \cdot c_{u_1} \cdot r_1}{g} = \frac{W \cdot c_{u_2} \cdot r_2}{g}$$

Cette relation s'applique à un liquide en mouvement tourbillonnaire libre, que le courant soit centripète, axial ou centrifuge. Ce principe n'est pas nouveau ; il était connu de *Leonardo da Vinci* pour le cas désigné par le mot de « Vortex ».

La relation ci-dessus signifie que pour l'écoulement libre dans un tel espace de révolution, la vitesse tangentielle varie inversément au rayon. Considérons un instant le cas du Vortex libre dans un bassin découvert, fig. 4. Si nous négligeons les composantes des vitesses dans le plan méridien et si nous admettons, par approximation, que la vitesse est entièrement dans la direction circonférentielle, nous aurons :

$$\varphi = \frac{k}{r}$$

r étant le rayon en un point quelconque de la surface du liquide, φ la vitesse en ce point et k une constante. Soit z l'ordonnée de ce même point par rapport à la surface horizontale du liquide. Puisque la pression atmosphérique règne en tous points de la surface et comme la « chute-vitesse » doit croître à mesure que décroît la chute statique, nous aurons :

$$z = \frac{\varphi^2}{2g},$$

et, en combinant ces deux équations :

$$r^2 \cdot z = (\text{constante}).$$

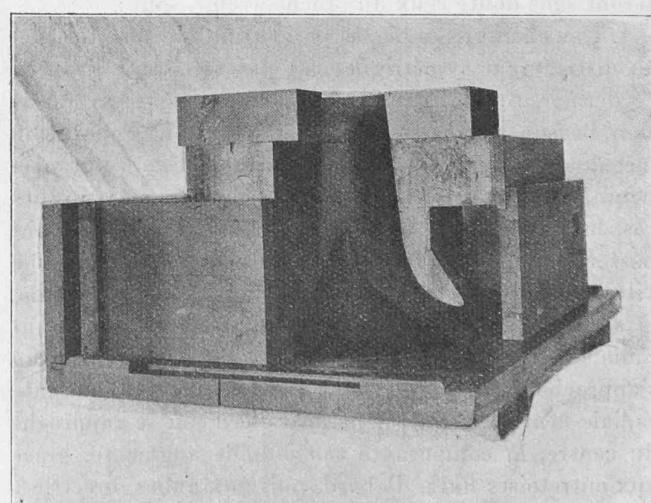


Fig. 5.

C'est l'équation d'une hyperbole du 3^e degré qui correspond de très près à la courbe réelle du Vortex libre.

Il est intéressant de retenir que lorsque dans un espace de révolution comme celui de la fig. 3 la vitesse d'écoulement comporte des composantes tangentielles, la masse liquide en mouvement doit nécessairement être limitée par une surface de discontinuité semblable à celle du Vortex ci-dessus. Car si le liquide s'approchait plus encore du centre, la vitesse tangentielle tendrait, de par l'équation ci-dessus, vers des valeurs infinies. Lorsque l'espace à l'intérieur de la surface de discontinuité est occupé par du liquide, il est probable que celui-ci est en état de remous, mais ne participe pas au déplacement général du liquide environnant.

Tuyaux d'aspiration du type « épanouissant ».

Le principe que nous venons de voir suggère immédiatement une façon commode de récupérer l'énergie cinétique due à la composante tangentielle de la vitesse de

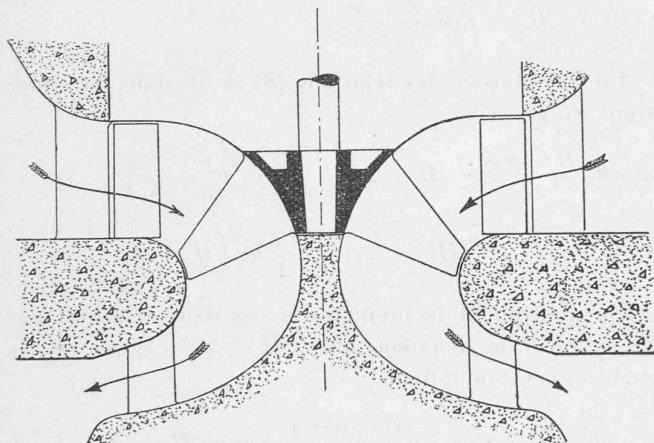


Fig. 6.

l'eau sortant d'une roue-turbine ou d'une roue-pompe. Si le courant est éloigné de l'axe, la vitesse tangentielle diminue inversément à l'augmentation du rayon et la chute-vitesse correspondante décroît inversément au carré de ce rayon. Il suffit donc d'un éloignement de l'axe peu considérable pour transformer en pression une grande partie de la vitesse tangentielle. Ce principe est appliqué dans le tuyau d'aspiration épanouissant.

La disposition de ce genre de tuyau ressort de la fig. 5 qui montre la maquette des tuyaux d'aspiration des turbines de 30 000 HP que le gouvernement américain installe à Muscle Shoals, Alabama.

Tout en s'inspirant de ce principe, il convient de ne pas perdre de vue les composantes méridiennes de la vitesse, et il faut en prévoir l'amortissement graduel et sans brusques changements de direction. Tant pour parer aux brusques variations de grandeur et de direction des composantes méridiennes que pour éviter la naissance d'une surface de discontinuité entourant une zone de remous, il est évidemment avantageux de placer un cône, ou noyau central, dans le tuyau d'aspiration, comme c'est le cas dans le tube aspirateur de la fig. 5.

Lorsque le tuyau d'aspiration est relativement court, et que les dispositions générales le permettent, il peut être utile de faire remonter l'extrémité du noyau central jusqu'à la sortie de la roue, ce qui élimine tout courant d'eau dans le voisinage de l'axe, où la tendance au Vortex est grande.

Nous préconisons aussi l'emploi de surfaces de révolution à courbure continue pour tout l'ensemble de la turbine, ce qui évite tout changement brusque de courbure. La fig. 6 montre le schéma d'une turbine réalisant ces conditions.

(A suivre.)

Graphique pour l'obtention rapide des sections de fer minima, dans une poutre en béton armé, soumise à des efforts composés de flexion avec compression ou tension

par E. GARDIOL, ingénieur à Grenoble.

A. Généralités.

Il est inutile d'insister sur les nombreux cas où l'ingénieur, s'occupant de construction en béton armé, est appelé à calculer des sections soumises à des efforts composés de flexion avec compression ou tension, spécialement depuis l'emploi général des cadres, dans les réservoirs, silos, etc.

Plusieurs auteurs ont déterminé et publié des tables permettant d'obtenir plus ou moins rapidement les sections de fer dans le cas considéré, mais toutes ces tables exigent un tâtonnement pour avoir la section totale de fer minimum. Le graphique page 117 permet de trouver très rapidement et d'une façon très exacte la section minimum d'acier pour une section déterminée. Il permet de se rendre compte visuellement si la section adoptée à priori est exacte, et dans quel sens il faut la modifier pour se trouver dans une proportion convenable des quantités de fer.

D'autre part, comme nous le montrerons dans le chapitre D, ce graphique est absolument général, il est valable pour flexion avec compression ou tension, pour flexion simple, pour compression simple, et dans tous ces cas avec double ou simple armature.

Nous allons considérer, pour plus de clarté, le cas de flexion avec compression dans une section rectangulaire. Nous montrerons au chapitre F les corrections qu'il faut apporter pour une poutre en T.

B. Pourcentage μ_c et μ_t des armatures.

La force excentrée N de compression se trouve à une distance c de l'armature comprimée ω_c et à une distance t de l'armature tendue ω_t . Nous désignons par R_b la compression du béton et par R_c et R_t les efforts dans les armatures comprimées et tendues.