La turbine "Sfindex" à courant annulaire

The Sfindex annular jet turbine

par HANS GERBER

PROFESSEUR A L'E.P.F., ZURICH

Pour couvrir la lacune existante dans la gamme des vitesses spécifiques entre les turbines type Pelton et Francis, et selon des conceptions évoquant l'ancienne turbine de Girard, la turbine Sfindex à action, à injection totale et axiale, a été élaborée.

Après quelques rappels historiques, l'auteur décrit les essais préliminaires pour la réalisation d'un jet annulaire aux qualités voulues et enfin les essais sur modèle réduit à deux échelles différentes. Sont discutées ensuite la question de la similitude des rendements et les possibilités de la nouvelle turbine.

The Sfindex axial full admission, impulse turbine, continuing along the lines followed by the old Girard turbine, was developed to close the gap in the range of specific speeds between Francis and impulse type turbines. The author describes the problem's history, the preliminary tests in developing an annular jet possessing the desired qualities and lastly tests on models built to two different scales. Next he discusses the future of the new turbine and the question of estimating its efficiency.

Depuis quelque temps, dans les périodiques techniques et aussi dans les journaux quotidiens [1] [2], diverses communications ont paru sur un « nouveau type » de turbine hydraulique, à savoir la turbine *Sfindex* à courant annulaire. Il paraît intéressant aujourd'hui de faire un compte rendu d'ensemble à ce sujet, étant donné que les études et essais concernant cette turbine ont atteint pour le moment un certain but. L'auteur s'est occupé de cette turbine, d'une part, en tant que conseiller technique des essais et, d'autre part, en tant qu'expert nommé par la S. A. Sfindex à Sarnen et Zurich, pour constater les résultats à des stades déterminés de développement.

La turbine *Sfindex* à courant annulaire n'est pas autre chose qu'une turbine à action, à injection totale et à écoulement axial. Le principe de la turbine *Girard* est ainsi à nouveau mis en application. Des publications [1] [2] mentionnées précédemment, il ressort principalement

que les nouveautés et les améliorations consistent dans la formation d'un courant annulaire aussi favorable que possible, avec des propriétés déterminées. La figure 1 montre une des diverses solutions possibles. Les propriétés sont déterminées par le choix judicieux des limites du cône de l'injecteur, ainsi que par la forme et la position des aubes directrices. Un réglage du débit possédant d'une façon générale les mêmes propriétés est obtenu en déplaçant le corps central intérieur.

Lorsque les exigences concernant la forme de l'injecteur furent connues, les essais purent s'étendre à l'adduction en spirale de l'eau à l'injecteur et aux dimensions optimums du corps central mobile à l'égard du réglage. C'est ainsi que la figure 2 représente une coupe de principe à travers la turbine Sfindex. La roue motrice, placée sous le corps central, dut être étudiée tout particulièrement. Le principe hydraulique est ainsi déterminé. Tout le reste

consiste en des mises au point et des considérations ayant trait à la construction et au problème du réglage.

FIG. 1. — Exemple d'un dispositif de guidage « Sfindex » pour courants annulaires créant à sa sortie un jet annulaire axial avec la composante giratoire désirée.
2 corps centraux mobiles,
3 aubes directrices fixes.

FIG. 2. — Coupe à travers la petite turbine modèle.
Z : bêche spirale en deux parties, S : pales de la roue N,
2 : corps centraux mobiles, 3 : aubes directrices fixes.

1. — Historique.

La turbine axiale de *Jonval* à réaction à injection totale, qui est considérée comme le

prédécesseur de la turbine *Francis* actuelle, donne de mauvais rendements sous charge partielle, ce qui n'est pas étonnant si l'on considère les dispositifs de réglage du débit turbiné dont on disposait jadis. Les conditions s'améliorèrent aussitôt d'une façon radicale, lorsque, vers 1856 environ, *GIRARD* adopta le principe de la turbine à action. Durant quelques décades, la turbine *Girard* fut alors incontestablement la turbine employée pour les moyennes et hautes chutes, jusqu'à ce que la turbine *Francis* à réaction et la roue *Pelton* vinssent la remplacer. Déjà aux environs de 1900, elle n'était pratiquement plus construite (fig. 3).

Le développement continu de la construction des centrales hydrauliques laissa cependant apparaître de manière toujours plus marquée une lacune entre les turbines *Francis* et *Pelton*. Les rendements des turbines *Francis* sont indiscutablement mauvais au-dessous d'une vitesse spécifique d'environ $n_s = 60$: les canaux entre deux pales sont longs et étroits et souvent aussi difficilement accessibles pour l'usinage ; les pertes par frottement, déjà élevées par elles-mêmes, sont ainsi encore augmentées.

Mais les turbines *Pelton* à un injecteur donnent également de mauvais rendements pour un n_s au-dessus de 30 environ, c'est-à-dire pour un rapport du diamètre de la roue au jet, D/d , inférieur à environ 7,5 (la meilleure zone se situe entre 10 et 15). Pour combler cette lacune, on construisit des turbines *Pelton* à deux, quatre et même, dernièrement, six injecteurs [3], selon la figure 4, ou bien des turbines à plusieurs roues, comme par exemple les turbines à trois roues motrices et six injecteurs de la centrale de Schwarzenbach (1925) dans la Forêt Noire.

Les tentatives de combler également cette lacune, par un type de turbine spécial, ne manquèrent pas. En premier lieu, on connut ainsi la turbine à courant tourbillonnaire de *Reiffenstein* [4]. Comme le montre la figure 5, le courant annulaire à injection axiale d'une roue motrice sans couronne fut obtenu avec une spirale de forme appropriée, sans aucun autre dispositif de guidage. Le rendement maximum de la turbine-modèle de 2 ch de *Reiffenstein* s'élevait à 79,5 % sous une chute de 2,5 m. La courbe des rendements avait une forme très plate. Cette turbine ne put cependant s'imposer pour les grandes installations et, à notre connaissance, seules des machines de petite puissance furent construites. Les causes de ce fait peuvent être seulement supposées. En premier lieu, le rendement n'était certainement pas capable de concurrencer celui des turbines *Francis* de vitesse spécifique semblable. D'autre part, le réglage de plus grosses machines avec l'unique et relativement grande « langue » n'était vraisemblablement pas simple. Pour les pressions plus éle-

FIG. 3. — Exemple d'une turbine Girard normale à injection totale avec réglage par clapet.

(Tiré de G. MEISSNER, 1895, tableau 39.) ~

FIG. 4. — Vue de la spirale avec 6 injecteurs de l'installation Bridge-River.

Puissance..... 62 000 ch
Chute..... 341 m
Vitesse..... 300 t/mn
Rendement..... 89 %

Rapport du diamètre de la roue
au jet ..... $(D/d) = 12,7$

n_s par jet..... 20,8
 n_s du groupe..... 51

(Tiré de la *Trans. ASME*,
avril 1951, p. 295, fig. 9.)

vées, la résistance de la bêche spirale sans traverses ou entretoises devait poser des problèmes spéciaux et, finalement, l'organe d'obturation de la turbine était *a priori* relativement grand.

Un des buts principaux de cette nouvelle construction ne fut pas atteint, comme l'a d'ail-

FIG. 5. — Croquis de principe de la turbine d'essai de Reiffenstein.

a : courant pénétrant dans le bâti en forme de spirale sans entretoises; R : roue motrice.

(Tiré de *Die Wirbelstrahlmaschine*, par A. GRATZL, fig. 1, Z.d.O. Ing. & Arch. Ver., Cahier 34/44, 1926.)

FIG. 6. — Exemple d'un des types de modèle de turbines à courant annulaire avec restitution fermée, étudiés par la Maison Th. Bell, Kriens.

(Tiré de la *Technische Rundschau*, Bern, du 12-2-1954, p. 7, fig. 4.)

leurs reconnu Reiffenstein lui-même, à savoir celui d'obtenir de bons rendements pour les n_s situés entre 30 et 60. Dès que le n_s descend au-dessous de 100 environ à pleine charge, il faut s'attendre indubitablement à une certaine baisse du rendement, due à la minceur du « courant annulaire ». si bien que les turbines ne sont plus économiquement intéressantes, surtout, naturellement, les grandes unités.

Il semble que l'on s'intéressa en d'autres lieux à des études dans ce sens [5]; une des solutions examinées par la Maison Bell, à Kriens (Suisse) est représentée sur la figure 6. Mais les résultats de ces essais internes ne furent pas, à l'époque (1924 environ), portés à la connaissance du public, probablement à cause des rendements insuffisants. Là aussi, le n_s se situait à environ 130; ainsi, la constatation de Reiffenstein sur les plus petites vitesses spécifiques réalisables pour les roues motrices à action à injection totale se trouvait à nouveau confirmée.

Au début de l'époque de 1930 commença alors une évolution qui permit d'atténuer, au moins en partie, la lacune existante : en effet, les turbines *Francis* furent construites pour des chutes toujours plus hautes. En 1939, à la centrale de Bitto III, on parvenait presque à 400 m; en Norvège, une machine tourne depuis quelque temps sous environ 420 m, et bientôt, les turbines de la centrale de Fionnay, en Valais (Suisse) seront mises en service sous $H_{stat} = 462$ m. La question de savoir si, pour les chutes de 400 à 500 m, les turbines *Francis* sont la bonne solution n'est cependant pas encore résolue de façon évidente [6] [7] [8] et ne peut être vraisemblablement tranchée que pour des cas particuliers. De ces publications, les avis contraires ressortent particulièrement bien, mais, dans le cadre de cet exposé, entrer dans le détail conduirait trop loin.

Cependant, dans l'ensemble, on doit conclure qu'un besoin subsiste encore concernant une turbine à action avec une vitesse spécifique si possible peu supérieure à 100, à pleine charge, et une courbe plate des rendements avec des valeurs absolues suffisamment élevées.

2. — Essais préliminaires avec l'injecteur à courant annulaire.

Bien que, jusqu'à présent, tous les types de turbine aient été développés en partant de la roue motrice, et en recherchant une adduction d'eau la meilleure possible, on étudia, dans le cas présent, d'abord le dispositif de guidage. D'importantes études et essais furent entrepris pour obtenir un courant annulaire ayant les propriétés suivantes :

Rendement élevé de l'injecteur, répartition uniforme des vitesses, même angle de sortie dans un domaine aussi grand que possible.

Les projets de A.-J. SCHNEIDER, sur les formes possibles des injecteurs pour obtenir des courants annulaires, fournirent les éléments de base à ces études, bien qu'au début, l'application aux turbines ne figurât pas au premier plan. Les modèles réduits, d'après les idées de Schneider, donnèrent cependant des résultats non satisfaisants, de même que la première roue motrice d'essai projetée par lui-même.

A ce stade de développement, la S. A. Sfindex commença alors ses études sur une turbine axiale à action, à injection totale, avec son propre personnel. Le principe de la machine fut décrit en détail par H.-U. WIDMER [2], si bien que nous n'insisterons pas ici davantage sur ce sujet. L'installation d'essai dont on dispose est représentée sur la figure 7. De la gauche, la conduite d'adduction introduit l'eau dans un « récipient giratoire ». Diverses solutions, résultats de ces essais, ont été protégées par des brevets [9]. Il se révéla que de tels courants annulaires peuvent être employés à de tout autres buts.

En tout cas, on réussit à produire des courants annulaires du mode et de la qualité voulus. La figure 8 montre un tel jet, avec le tube de Pitot utilisé pour les recherches. Déjà à ce stade, des roues motrices furent aussi essayées et freinées par une petite dynamo à courant continu, comme l'indique la figure 7.

3. — La petite turbine modèle.

Les études montrèrent que le « récipient giratoire » était inutilement grand et, par conséquent, inutilisable pour les hautes pressions et les grandes dimensions. C'est pourquoi on construisit une nouvelle petite turbine d'essai avec une bêche spirale absolument normale, dans laquelle l'injecteur à courant annulaire, primitivement essayé, fut placé de façon appropriée. Le diamètre d'entrée de la spirale fut choisi tel que, la spirale étant comparée à celle des turbines *Francis*, on était assuré de ne voir s'exercer aucune influence perturbatrice sur la formation du courant annulaire. Il est donc bien possible que la grandeur de la spirale ainsi choisie ne soit pas à considérer comme définitive.

Le montage de cette petite turbine modèle, telle qu'elle fut installée à l'Institut Hydraulique du Laboratoire des Machines de l'E.P.F., et examinée par les ingénieurs de la Sfindex avec les dispositifs à demeure, ressort de la figure 9. La figure 10 montre en plus la disposition schématique des essais avec les appareils

FIG. 7. — Installation expérimentale d'essais sur les injecteurs, pour la formation du courant annulaire désiré.

de mesure simples et facilement contrôlables. Une grande partie des travaux de recherches fut exécutée avec cette installation d'essai.

Comme résultat final préliminaire, on obtint une roue motrice qui révélait un n_s d'environ 150 à pleine charge, avec une combinaison appropriée d'injecteurs. Ce résultat était malheureusement une nouvelle preuve de l'exacti-

FIG. 8. — Courant annulaire obtenu; à gauche le tube de Pitot.

FIG. 9. — Dispositif d'essais sur la petite turbine modèle, à l'Institut des machines et installations hydrauliques de l'E.P.F.

FIG. 10. — Schéma de disposition des essais et des appareils de mesure pour la petite turbine modèle.

1. Pompe	6. Roue motrice
2. Conduite forcée	7. Récipient gradué
3. Conduite dérivée	8. Alternateur-pilote
4. Manomètre à mercure.	9. Tachymètre
5. Bâche spirale	10. Balance

tude des constatations antérieures de Reiffenstein, à savoir que pour des turbines à action à injection totale, il n'était pas possible d'abaisser le n_s en dessous de 100, sans diminuer le rendement d'une façon inadmissible.

Mais, par contre, cette petite turbine modèle d'une puissance de 0,7 ch à peine, donnait un rendement hydraulique de 78 % en chiffre rond sous une chute d'essai de 6 m, avec un diamètre de référence $D_B = 80$ mm pour la roue motrice. Des essais entre 3 et 12 m montrèrent une très faible influence de la chute. Ce résultat, ajouté à la forme relativement plate de la courbe des rendements, était cependant si encourageant, eu égard aux possibilités de valorisation, qu'il fut décidé de poursuivre les recherches sur de nouvelles bases.

4. — La grande turbine modèle.

Lors des études sur les dimensions requises pour une telle turbine modèle, il se révéla rapidement que les possibilités du laboratoire usuel ne suffisaient plus. En raison de la précision d'exécution des roues motrices, un nouveau diamètre de référence $D_B = 200$ mm fut choisi en considération des dimensions du modèle et des stations connues d'essais de cavitation. Mais si l'on désirait aussi augmenter notablement la chute d'essai, il en résultait aussitôt des débits très importants, qui nécessitaient des puissances élevées de freinage. Un tel groupe expérimental pouvait seulement être monté dans une centrale, sous la chute naturelle.

A ce propos, nous tenons à remercier vivement les Forces Motrices de Saint-Gall-Appenzel, et, en particulier, le Directeur U. Vetsch, qui ont autorisé l'adjonction d'une turbine expérimentale de cette grandeur à l'usine de Kubel. Par leur esprit de compréhension dans le domaine des recherches ils ont, notablement contribué au résultat actuel. Mais ces remerciements s'adressent aussi au chef de centrale Furrer, de l'usine de Kubel, et à son personnel, qui collaborèrent à tout moment, avec un vif intérêt, là où le besoin s'en fit sentir. Ainsi, l'idée d'une turbine modèle d'une puissance de 250 ch sous une chute nette de 80 m put se réaliser. La figure 11 montre le raccordement du groupe expérimental à une conduite forcée de l'usine de Kubel. Le venturimètre (selon V.D.I., exécution longue) pour la mesure du débit, était placé peu avant la turbine, en bout de la longue conduite rectiligne. Malgré sa forme normalisée et sa disposition selon les règles, il fut toutefois étalonné, au moyen de capacités, et même avec tous les tuyaux et coudes des conduites d'adduction et de restitution, avant les essais, à l'Institut pour les machines et installations hydrauliques de l'E.P.F.,

La figure 12 représente une vue rapprochée du groupe expérimental. De droite, arrive la conduite d'amenée, sortant du venturimètre mentionné ci-dessus. Sur le côté droit de la figure, le manomètre différentiel à mercure et le

manomètre à ressort (avec boîtier amortisseur), avec lesquels la pression avant la spirale fut mesurée dans une chambre annulaire, sont visibles.

La turbine est à double palier, permettant

FIG. 11. — Vue de l'installation d'essais de la grande turbine modèle à l'usine de Kubel.

FIG. 12. — Dispositifs de freinage et de mesure de la grande turbine modèle à l'usine de Kubel.

FIG. 13. — Courant annulaire avec injecteur grand ouvert, sans la roue motrice.

ainsi de calculer le rendement hydraulique, méthode actuellement employée dans toutes les stations d'essai modernes. Le frein hydraulique (provenant de l'Institut pour les moteurs à combustion de l'E.P.F.) est lui aussi guidé sans frottement. La balance, entièrement automatique, était déjà graduée en kgm couple et pouvait être continuellement contrôlée avec des poids étalonnés, le robinet d'eau de refroidissement étant ouvert. La vitesse exacte de rotation s'obtenait par le chronométrage d'un compteur entraîné rigidement. Parallèlement, en plus, une mesure fut effectuée avec un tachymètre à main, de précision.

L'ensemble du dispositif de mesure a donné satisfaction sous tous les rapports. Le frein fonctionna avec une stabilité remarquable, indiquant seulement de toutes petites variations de vitesse pour des chutes pratiquement constantes. Aussi, les rendements mesurés se situent de ce fait à un écart maximum de $\pm 0,2\%$ avec la courbe moyenne de freinage correspondante. Pour chaque cas, la stabilité de marche était très rapidement obtenue, si bien que dans un temps relativement court, un nombre important de positions put être relevé.

Le volant commandant le déplacement du corps central de l'injecteur est aussi visible sur la figure. Le nombre de tours effectué par ce volant indique la grandeur de la course de l'injecteur. La pression dans la chambre sous le couvercle, derrière le corps central, pouvait être mesurée avec le manomètre inférieur. Ainsi, les efforts de manœuvre du mécanisme de réglage étaient aussi connus.

L'eau sortant de la roue motrice jaillit par derrière, dans le lit du fleuve. Le mur en pierres concassées, dans les environs de la turbine modèle, fut, par précaution, protégé par de vieilles tôles. La figure 13 montre le jet sortant de l'injecteur sous une chute de 80 m, la roue motrice étant enlevée. Avec la roue en place, l'énergie de l'eau restituée est seulement très petite, en concordance avec le bon rendement, ce qui est bien visible sur la figure 14.

5. — Commentaires des essais sur modèle.

Comme toujours, lors de tels travaux de recherches, une quantité de questions intermédiaires fut à étudier à côté de la construction proprement dite de la roue motrice, et si possible à éclaircir par des essais complémentaires. Ci-dessous, quelques constatations importantes sont commentées.

FIG. 14. — Sortie d'eau de la roue motrice, avec injecteur grand ouvert et vitesse favorable.

Malgré le travail préliminaire déjà effectué sur le petit modèle, il était indiqué d'examiner l'influence de diverses combinaisons d'injecteurs. Comme le montre la figure 15, la caractéristique d'une seule et même roue motrice peut être ainsi profondément modifiée. La distance de l'entrée de la roue motrice à la sortie de l'injecteur est aussi importante. Elle est différente pour chaque roue et dépend naturellement, en outre et en premier lieu, de la forme du courant annulaire. La figure 16 montre qu'un net optimum est repérable. Il était ainsi rassurant de constater que les positions optimums relatives de la roue motrice et de l'injecteur sont

FIG. 15. — Caractéristiques de la roue motrice suivant diverses combinaisons d'injecteurs.

FIG. 16. — Influence de la distance de la roue motrice à la sortie de l'injecteur.

FIG. 17. — Influence de deux formes différentes d'écran d'aération.

FIG. 18. — Variation du rendement, due au changement de position de l'écran d'aération.

FIG. 19. — Influence du raccourcissement des aubes.

FIG. 20. — Influence de l'usinage des surfaces des aubes.

FIG. 21. — Vitesses d'emballement n_{max} de diverses roues motrices par rapport à la vitesse moyenne n_n .

indépendantes de la grandeur du modèle ou de la chute absolue.

L'aération de l'espace annulaire entre l'injecteur et la roue motrice se révéla d'une importance primordiale. Dans ce but, différents écrans d'aération furent projetés et examinés. La figure 17 montre la variation du rendement résultant de deux formes différentes d'écran. L'écran d'aération a pour but d'empêcher que l'eau sortant de la roue motrice gêne l'aération avant la roue. La position de l'écran peut déjà, comme le montre la figure 18, influencer notablement le rendement.

L'effet d'un raccourcissement systématique des aubes de la roue motrice fut avant tout examiné sur la roue du type E. Sur la figure 19, il est visible que le rendement tend vers un optimum. De plus, cet optimum se déplace dans le sens des débits les plus élevés.

Comme pour tous les autres types de tur-

bine, la précision de l'usinage des surfaces des aubes de la roue est naturellement aussi d'une influence primordiale sur le rendement. La courbe « a » de la figure 20 correspond environ au poli II d'après VSM, et la courbe « b » au poli III. Il est intéressant de noter que la différence est constante pour presque toutes les charges.

A côté du rendement et de la puissance, la vitesse maximum d'emballement $n_{\max}$, ou son rapport à la vitesse moyenne optimum de régime n_n , a la plus grande importance. Depuis toujours, ce nombre se situe, pour les turbines *Pelton* ou *Francis* lentes, à environ 1,8. La meilleure roue motrice *e*, qui fut examinée dans la petite turbine modèle, était, avec un rapport de 2,37, encore bien défavorable à ce sujet. Mais la figure 21 démontre que ce nombre relatif pouvait être ramené à un maximum de 2,0 pour des valeurs déjà petites de n_n , avec les deux roues motrices H et I de la grande turbine modèle. Cette valeur, du point de vue résistance mécanique, est encore tout à fait admissible, également pour les grands alternateurs.

Enfin, dans la figure 22, les courbes de rendements des trois meilleures roues motrices de la grande turbine modèle sont encore comparées entre elles. La roue E correspond au type de roue motrice *e*, qui fut essayée dans la petite turbine modèle comme étant la meilleure roue. Le progrès qui put être réalisé avec les deux roues motrices H et I est primordial et très satisfaisant. Ainsi, des rendements de 86 % peuvent être atteints avec sûreté, tout en n'omettant pas de considérer que le diamètre de référence est seulement de 200 mm.

La figure 23 montre diverses roues motrices, qui furent essayées dans la petite et la grande turbines modèles. Seule, une petite partie des nombreux essais, de tout genre, exécutés, est naturellement mentionnée dans ce court exposé et dans ces comparaisons de résultats. Ils mon-

FIG. 23. — Diverses roues modèles examinées à grande et à petite échelle.

trent néanmoins que la turbine *Sfindex* à courant annulaire fut examinée à fond et dans de nombreuses voies, autant que ceci fut possible dans le temps employé et avec les moyens dont on disposait.

6. — Les rendements du modèle et de l'exécution réelle.

On connaît relativement peu de choses précises sur la valorisation des rendements des turbines actuelles à action, et vraisemblablement rien sur ceux des turbines *Girard*. En tout cas, à notre connaissance, ils ne furent jamais condensés dans des formules de valorisation, comme c'est le cas pour les turbines à réaction. On constate seulement à nouveau que les formules connues d'ACKERET et de MOODY ne sont pas applicables ici, ce qui n'est pas autrement surprenant, car elles furent précisément déterminées pour les turbines à réaction. Alors que le rendement à pleine charge des turbines *Pelton* correspond souvent plus ou moins directement à celui du modèle, on constate couram-

FIG. 22. — Comparaison de trois roues motrices de la grande turbine modèle.

E : $n_1 = 270$ t/mn ; H : $n_1 = 265$ t/mn ; I : $n_1 = 256$ t/mn

FIG. 24. — Contrôle des formules de valorisation (désignation dans le texte).

ment une amélioration sensible aux faibles charges partielles, amélioration nettement plus forte que celle que l'on calculerait au moyen des deux formules précitées. Ces constatations sont trop connues pour que l'on se permette le risque d'appliquer l'une quelconque de ces formules à la turbine *Sfindex*.

Les deux turbines d'essai, exactement semblables du point de vue modèle, équipées du même type de roue *e* et *E*, donnèrent alors ainsi des bases sans équivoque pour un contrôle des lois de valorisation de ce nouveau type de turbine. Pour la détermination du diagramme de la figure 24, les caractéristiques, désignations et relations suivantes furent utilisés :

Turbine modèle	Petite	Grande
Type de roue motrice.....	<i>e</i>	<i>E</i>
Indice.....	<i>K</i>	<i>g</i>
Diamètre de référence D_B	80	200 mm
Chute d'essai <i>H</i>	6	80 m

La première formule publiée par MOODY, laquelle donne, d'après l'expérience, des valeurs plutôt optimistes et permet de déterminer la courbe 3 en partant de la courbe *e*, s'écrit comme suit :

$$\eta_g = 1 - (1 - \eta_K) \sqrt[4]{\frac{D_K}{D_g}}$$

De même, la formule d'ACKERET, à considérer plutôt comme prudente et qui fut employée pour le calcul de la courbe 4, s'écrit :

$$\eta_g = 1 - \frac{1}{2} (1 - \eta_K) \left(1 + \sqrt[5]{\frac{D_K \cdot \sqrt{H_K}}{D_g \cdot \sqrt{H_g}}} \right)$$

On remarque qu'avec les deux formules, on n'obtient pas, et de loin, la courbe *E* de la même roue *e* dans la grande turbine modèle. Un examen approfondi révéla finalement que la relation liant les deux courbes *e* et *E* pouvait se concrétiser exactement de façon surprenante avec une autre formule, à savoir celle de GREGORIG [10], qui s'écrit :

$$\eta_{hg} = (1 - K_{v_2}^2) - [1 - K_{v_2}^2 - \eta_{hK}] \sqrt[4]{\frac{Re_K}{Re_g}}$$

Avec l'exposant $i = 4$, proposé par GREGORIG, on obtient, en partant de la comparaison des courbes *e* et 1, une valeur de $K_{v_2} = 0,245$ pour la vitesse à la sortie de la roue motrice (pour la turbine *Sfindex*, cette vitesse devrait être introduite à la place de la vitesse K_{v_3} à la sortie

de l'aspirateur). La concordance est réalisée sur le vaste domaine de 100 % à environ 45 % du débit à pleine charge.

D'autres observations et approximations ont cependant montré que $K_{v_2} = 0,245$ est plutôt trop élevé; la valeur $K_{v_2} = 0,20$ devrait mieux correspondre à la réalité. D'autre part, l'exposant $i = 4$ est valable pour des sections fermées ou pleines, alors que dans les canaux de la roue motrice de la turbine *Sfindex*, un niveau libre peut être admis, et pour lequel il serait préférable de calculer avec $i = 5$. Avec ces deux nouvelles suppositions, on obtient la courbe 2, qui correspond presque mieux encore que la courbe 1 à la forme de la courbe *E*.

La formule de GREGORIG ainsi adaptée, avec $i = 5$ et $K_{v_2} = 0,20$, peut alors sans aucun doute être employée, avec juste raison, aussi pour d'autres roues modèles de la turbine *Sfindex*, qui ont été, bien entendu, toutes construites d'après les mêmes principes. Ainsi, les rendements escomptés de plus grosses unités pour des chutes et débits quelconques se laissent déterminer également avec une sûreté suffisante, en partant des résultats de la grande turbine modèle.

7. — Les perspectives d'avenir.

Comme pour toutes les nouvelles constructions de ce genre, une certaine retenue est justifiée lors de l'examen des possibilités d'utilisation future de la turbine *Sfindex* à courant annulaire. L'expérience nous montre qu'il y a des propriétés et des réalités qui ne peuvent être jugées avec exactitude qu'après un long service ininterrompu. Les caractéristiques escomptées se laissent encore le plus simplement chiffrer. Dans ce but, le calcul comparatif ci-dessous est tiré d'un exemple de la pratique :

La courbe des rendements a été relevée sur une des turbines *Francis* en bache spirale à

FIG. 25. — Comparaison de trois types de turbines :
P : turbine Pelton à quatre injecteurs,
F : turbine Francis,
S : turbine *Sfindex* à courant annulaire.

haute pression de la centrale de Rodund [11]. Si on applique cette courbe à une turbine de $Q = 12,4 \text{ m}^3/\text{s}$ sous la même chute de $H = 346 \text{ m}$, on obtient, pour la même vitesse spécifique, une vitesse de $n = 600 \text{ t/mn}$ et la courbe F de la figure 25. Dans les mêmes conditions, une turbine *Pelton* à quatre injecteurs, avec un rapport du diamètre de la roue au jet $m = 11,2$, tournerait seulement à 300 t/mn (courbe P).

La turbine à courant annulaire avec le type de roue motrice I, et la courbe des rendements suivant la figure 22, donne la courbe S après la valorisation par la formule de Gregorig, méthode 2 de la figure 24. Cette courbe se situe entre les deux autres courbes P et F, plutôt plus près de P. Mais la turbine tourne avec une vitesse de $1\,000 \text{ t/mn}$! Comme le montre le tableau ci-dessous, la comparaison des dimensions principales se présente aussi sous un jour favorable.

Type de turbine.....	<i>Pelton</i>	<i>Francis</i>	<i>Sfindex</i>
Courbe de la figure 25....	P	F	S
Débit Q.....	12,4 m ³ /s	12,4 m ³ /s	12,4 m ³ /s
Chute H.....	346 m	346 m	346 m
Rendement à pleine charge.	88,8 %	86,2 %	89,6 %
Puissance à pleine charge			
P_T	50.800 ch	49.350 ch	51.300 ch
Vitesse normale n_n	300 t/mn	600 t/mn	1.000 t/mn
Vitesse d'emballement $n_{\max}$	540 t/mn	1.080 t/mn	2.000 t/mn
Rapport des vitesses.....	1,8	1,8	2,0
Vitesse spécifique n_s	45	89	152
Diamètre de référence de la			
roue motrice.....	2,45 m	1,90 m	0,95 m
Entrée de la spirale.....	1,45 m	1,15 m	1,20 m

La turbine *Sfindex* à courant annulaire possède ainsi, de loin, la plus petite roue motrice pour un tracé moyen de la courbe des rendements, une spirale de section environ égale à celle de la turbine *Francis*, mais d'un encombrement certainement bien moindre. Ainsi, sans aucun doute, une économie importante sur le poids en résulte.

La vitesse particulièrement élevée conduira aussi, en ce qui concerne l'alternateur, à un prix favorable, malgré la vitesse d'emballement un peu plus élevée. Enfin, les petites dimensions extérieures des machines permettront aussi de construire une centrale en conséquence. Par contre, la hauteur libre nécessaire au-dessus du niveau d'eau est un désavantage. En l'estimant à 1,5 jusqu'à 2,0 m, il en résulte ainsi, dans le cas présent, comme d'ailleurs également pour la turbine *Pelton*, une perte d'environ 0,5 % dans le rendement de l'installation.

La turbine *Sfindex* à courant annulaire ne devrait pas, du point de vue constructif et exécution, poser de problèmes particuliers. Comme déjà mentionné, les efforts hydrauliques de manœuvre en cause sont connus par les mesures, et des solutions constructives pour la réalisation du réglage et de sa commande sont déjà résolues. Ceci concerne, à côté du réglage de la vitesse, celui de la pression lors des décharges brusques. Cependant, les expériences sur des machines exécutées devront naturellement être attendues pour se rendre compte comment se comporte la turbine à courant annulaire en service, en particulier en ce qui concerne l'érosion par l'eau, l'influence des matières en suspension, et ainsi de suite. C'est pourquoi, de ce point de vue, il serait intéressant que quelques groupes soient installés bientôt.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Ein neuartiges Mittel zur Erzeugung von Ringströmungen. Par P. U. WEBER; *Neue Zürcher Zeitung*, page 5 du 24-6-1953.
- [2] *Sfindex*-Ringstrahldüse und -Turbine. Par H. U. WIDMER, *Technische Rundschau*, du 17-7-1953.
- [3] The Bridge River Power Plant. *Trans. ASME*, avril 1951.
- [4] Die Wirbelstrahl-turbine. Par l'Ing. A. GRATZL; *Z. des Oester. Ing. und Arch. Ver.*, 1926, Cahier 43-44.
- [5] Die Bell-Strahl-turbine, eine in Vergessenheit geratene Erfindung aus dem Jahre 1924. *Technische Rundschau*, page 7 du 12-2-1954.
- [6] Turbines Francis haute chute ou Pelton. Par R.-C. COLLET; *Bulletin Technique de la Suisse romande*, 1950-1951.
- [7] Francis- oder Pelton-turbine? Par Ch. WEINGART; *SBZ*, 1950, n° 32.
- [8] Francis ou Pelton. Par M.-A. PUYO; *La Houille Blanche*, juillet-août 1949, pages 479-496.
- [9] *Schweiz. Pat.*, n°s 274, 595; 285, 249; 287, 979; 282, 183.
- [10] Der Wirkungsgrad einer Wasserturbine bei veränderlichem Gefälle, veränderlichen Dimensionen und Temperatur des Betriebswassers, jedoch bei gleicher spezifischer Schnelligkeit. Par l'Ing. Dr R. GREGORIG; *SBZ*, vol. 102, n° 15 du 7-10-33.
- [11] Die Hochdruck-Francis-turbinen des Kraftwerkes Rodund. Par H. GERBER; *Escher Wyss Mitt.*, 1948-1949, page 51.