

Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 76 (1950)
Heft: 1

Artikel: Turbines Francis haute chute ou Pelton
Autor: Collet, R.C.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-57414>

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: 30.06.2025

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

BULLETIN TECHNIQUE DE LA SUISSE ROMANDE

Paraissant tous les 15 jours

ABONNEMENTS :Suisse : 1 an, 20 francs
Etranger : 25 francs

Pour sociétaires :

Suisse : 1 an, 17 francs
Etranger : 22 francsPour les abonnements
s'adresser à la librairie**F. ROUGE & Cie**
à LausannePrix du numéro :
1 fr. 25**Organe de la Société suisse des ingénieurs et des architectes, des Sociétés vaudoise et genevoise des ingénieurs et des architectes, de l'Association des anciens élèves de l'Ecole polytechnique de l'Université de Lausanne et des Groupes romands des anciens élèves de l'Ecole polytechnique fédérale.****COMITÉ DE PATRONAGE.** — Président : R. NEESER, ingénieur, à Genève; Vice-président : G. EPITAUX, architecte, à Lausanne; secrétaire : J. CALAME, ingénieur, à Genève. — Membres : *Fribourg* : MM. † L. HERTLING, architecte; P. JOYE, professeur; *Vaud* : MM. F. CHENAUX, ingénieur; E. D'OKOLSKI, architecte; A. PARIS, ingénieur; CH. THÉVENAZ, architecte; *Genève* : MM. L. ARCHINARD, ingénieur; E. MARTIN, architecte; E. ODIER, architecte, *Neuchâtel* : MM. J. BÉGUIN, architecte; G. FURTER, ingénieur; R. GUYE, ingénieur; *Valais* : MM. J. DUBUIS, ingénieur; D. BURGNER, architecte.

Rédaction : D. BONNARD, ingénieur. Case postale Chauderon 475, LAUSANNE

TARIF DES ANNONCESLe millimètre
(larg. 47 mm) 20 cts
Réclames : 60 cts le mm
(largeur 95 mm)Rabais pour annonces
répétées**ANNONCES SUISSES S.A.**5, Rue Centrale
Tél. 2 33 26
LAUSANNE
et Succursales**CONSEIL D'ADMINISTRATION DE LA SOCIÉTÉ ANONYME DU BULLETIN TECHNIQUE**

A. STUCKY, ingénieur, président; M. BRIDEL; G. EPITAUX, architecte; R. NEESER, ingénieur.

SOMMAIRE : Turbines Francis haute chute ou Pelton, par R. C. COLLET, ing. E. P. F. — *La locomotive à vapeur est-elle désuète ?* par J.-P. BAUMGARTNER. — **COMMUNIQUÉ :** Conférence à l'Ecole polytechnique de Lausanne. — **BIBLIOGRAPHIE.** — **SERVICE DE PLACEMENT.**

TURBINES FRANCIS HAUTE CHUTE OU PELTON

par R. C. COLLET, ing. E. P. F.

Parmi les nombreux problèmes posés par l'installation de centrales hydro-électriques, il en est un particulièrement discuté actuellement. C'est celui du choix du type de turbine Francis ou Pelton, pour l'équipement de chutes de 200 à 500 m. Cette question est débattue aussi bien en Europe qu'en Amérique, notamment au sein de l'A. S. M. E.¹ C'est pourquoi les Charmilles, en tant que maison spécialisée dans la construction des turbines hydrauliques, ont pensé intéresser les lecteurs du Bulletin Technique en leur faisant part de leur point de vue.

Généralités

Dans l'hydraulique, comme d'ailleurs dans tous les autres domaines, les progrès réalisés ont de plus en plus étendu le champ d'application des différents types de turbines.

Les Kaplan que l'on utilisait à leurs débuts sous des chutes inférieures à 10 m ont passé au cours des ans aux chutes de 20 m, 40 m et actuellement la chute record, équipée par une turbine CHARMILLES, est de 56 m.

Les turbines Pelton également montrent une amélioration dans le même sens bien que dans ce cas les chutes de l'ordre de 1500 à 2000 m soient extrêmement rares, ce qui évidemment limite les possibilités d'application.

Bien entendu les Francis ne sont pas restées en arrière et si dans les basses chutes elles ont été détrônées par les Kaplan,

dans les chutes supérieures elles entament de plus en plus un domaine que l'on croyait, il y a trente ans, immuablement réservé aux Pelton. Cela suppose cependant que sous les chutes très élevées (400 à 500 m) le débit doit être suffisant pour que les dimensions de la roue permettent encore un usinage correct.

La course des Francis vers les hautes chutes est en plein développement et si ce type de turbines est souvent abandonné au profit des Pelton, il ne faut pas en rechercher la cause dans une déficience de la Francis mais plutôt dans un manque de confiance, disons manque d'expérience de la part des constructeurs et de certains exploitants.

Les progrès dans l'hydraulique, et dans le domaine Francis en particulier, sont dus également pour une part appréciable à ceux réalisés par les aciéries. Des aciers inoxydables à haute résistance permettent à l'hydraulicien de construire des Francis haute chute dont le comportement est excellent même en eaux modérément sableuses.

Le problème hydraulique étant résolu, il reste le point de vue de l'électricien qui, lui aussi, s'est adapté aux circonstances et ne craint plus de construire un alternateur de 80 000 ch tournant à 750 t/m. par exemple.

C'est en 1930 que les CHARMILLES ont installé leurs premières Francis haute chute importantes, celles de Piottino (Suisse) dont on trouvera ci-dessous les caractéristiques principales ainsi que celles d'autres turbines de ce type construites depuis lors (voir fig. 1).

¹ The American Society of Mechanical Engineers..

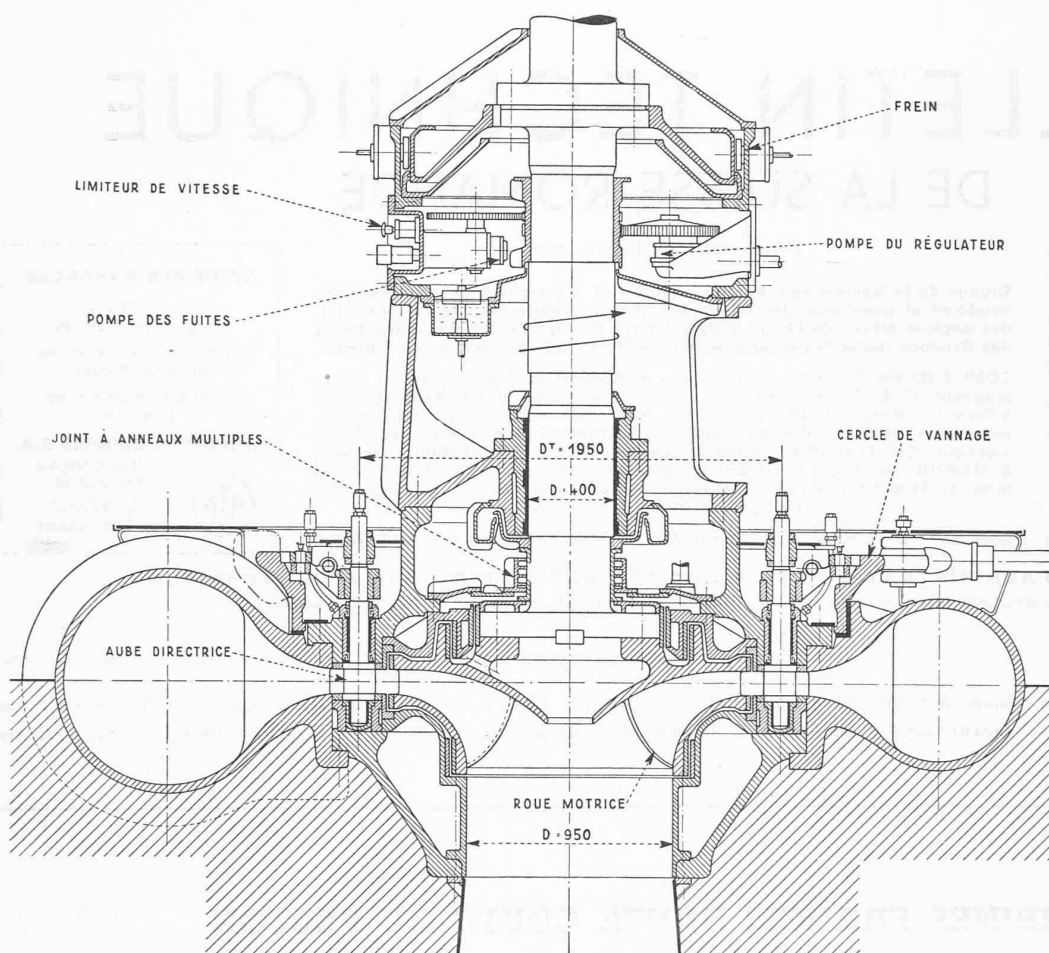


Fig. 1.
Centrale de Piottino.

Coupe d'une des turbines Francis verticales de 32 000 ch sous 323 m de chute.

Francis haute chute construites depuis 1930

Centrale	Nombre d'unités	Chute en m	Puissance unitaire en ch	Vitesse spécifique	Vitesse de rotation en t/m.
Piottino	2	323	32 000	93	750
Lamadjan	3	208	9 000	72,1	600
Casteldelfino	2	313	20 700	82,2	750
Sampeyre	2	332	24 500	83	750
Provvidenza	2	290	70 500	111	500
Lardit	2	336,5	32 040	93,2	750
Lages	4	335	54 100	97,5	600
Rouze	1	239	10 000	79,5	750
Peyrat-le-Château	3	250	26 000	97,3	600
Marcillac	2	232	23 000	100,5	600
Afourer	2	228,5	65 000	122,8	428,6

Comparaison entre Francis et Pelton

Comparaison au point de vue de l'utilisation de la hauteur de chute.

C'est un fait bien connu qu'une turbine Pelton doit être implantée à une cote supérieure à celle du niveau aval le plus élevé. Par rapport à la turbine Francis qui, grâce à son tuyau d'aspiration, utilise intégralement la chute disponible, la turbine Pelton accuse donc une perte; sans doute a-t-on essayé de récupérer une partie de la chute ainsi perdue en ayant recours à l'hydro-pneumatisation, mais d'une part les résultats obtenus n'ont pas été encourageants, d'autre part il s'agit là d'une sujétion peu agréable. Au surplus, même avec l'hydro-pneumatisation qui a pour conséquence de remonter le niveau libre, une partie de la chute reste non récupérable. Il est en effet indispensable pour des raisons connues, de mainte-

nir une distance suffisante entre ce niveau libre et la sortie de la roue.

Dans le cas d'un niveau aval variable, la Francis présente un net avantage. Considérons par exemple une installation fonctionnant sous une chute de 300 m comportant un canal de fuite où les fluctuations de niveau atteignent 3 m. La turbine Francis, qui peut sans inconvénient fonctionner en « contre-pression », utilise intégralement la chute même si les conditions de non cavitation exigent que sa roue motrice soit implantée à une cote voisine du niveau aval le plus bas. Dans le cas de la Pelton, la roue motrice devra être implantée à une distance verticale de 2 m au moins par rapport au niveau aval le plus haut. Vis-à-vis de la turbine Francis la turbine Pelton accuse donc une perte comprise entre 0,67 % et 1,66 % de la chute disponible. A une époque où l'on pénalise le moindre défaut de rendement, cette perte devrait, selon nous, être évitée en choisissant la solution Francis.

Un autre avantage de la turbine Francis réside dans sa plus grande aptitude que les Pelton à supporter les variations de chute.

La théorie et l'expérience montrent que pour une chute de 300 m avec une turbine Francis de $n_s = \text{env. } 100$ nous pouvons admettre des valeurs extrêmes du coefficient de vitesse périphérique u_1 qui s'écartent d'environ $\pm 20 \%$ de la valeur normale. Il en résulte que le rapport admissible entre les chutes maximum et minimum peut aller jusqu'à environ 2.

La turbine Pelton est beaucoup moins souple à cet égard et, pour éviter des usures anormales, le coefficient de vitesse u_1 ne doit pas présenter des écarts de plus de $\pm 10 \%$, ce qui

réduit à environ 1,4 le rapport entre les chutes extrêmes possibles.

Il est évident que pour des chutes de 300 à 500 m, de telles variations, traduites en valeur absolue, ne sont pas fréquentes. Il n'en reste pas moins que la turbine Francis présente une plus grande facilité d'adaptation qu'une turbine Pelton aux fluctuations d'un lac d'accumulation, ce qui se traduit par une amélioration du rendement moyen.

Rendements.

Sans entrer dans des considérations théoriques approfondies, l'examen sommaire des conditions de fonctionnement d'une turbine Pelton et d'une turbine Francis permet de comparer la valeur et l'allure des rendements de ces deux types de machines :

- Du fait que la turbine Pelton est « à action » (plus exactement à libre déviation) tandis que la Francis est « à réaction », la déviation que l'aubage fait subir à la veine liquide est bien moindre dans ce dernier type de turbine.
- À l'entrée de la roue d'une Pelton, la veine d'eau sous forme de jet libre à vitesse absolue très élevée¹ comme aussi la manière dont le jet doit attaquer l'aubage et y pénétrer, conduisent à des conditions considérablement plus difficiles que dans la turbine Francis. Nous reprendrons cette question de façon plus détaillée à l'occasion du chapitre « Usure ».
- Le jet d'une Pelton attaque l'aubage en des points et sous des angles variables, de sorte que l'aubage Pelton est en somme un compromis, même sous la chute de calcul et à charge constante.

En revanche les conditions théoriques ne changent pas en fonction de la charge. Dans la turbine Francis, les triangles de vitesse se modifient avec la charge d'où l'apparition de composantes de choc à l'entrée, de rotation à la sortie lorsque le régime s'écarte de la charge de calcul.

¹ Egale, au frottement près, à la vitesse de chute libre $\sqrt{2gH}$.

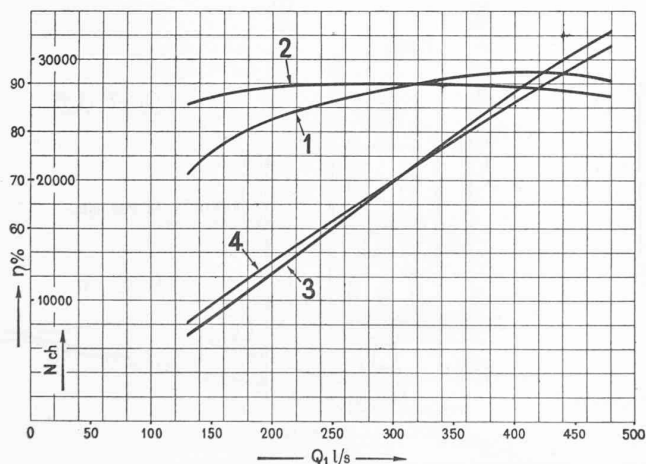


Fig. 2. — Centrale de Piottino.
Courbes comparatives des rendements en turbines Francis et Pelton verticales.

	Chute m	Puissance ch	Vitesse l/m,
Francis	313	29 800	750
Pelton	310	28 500	300

Courbe 1 : Rendements Francis en fonction du débit spécifique

$$Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}}$$

Courbe 2 : Rendements Pelton en fonction du débit spécifique Q_1

Courbe 3 : Puissance Francis en fonction du débit spécifique Q_1

Courbe 4 : Puissance Pelton en fonction du débit spécifique Q_1

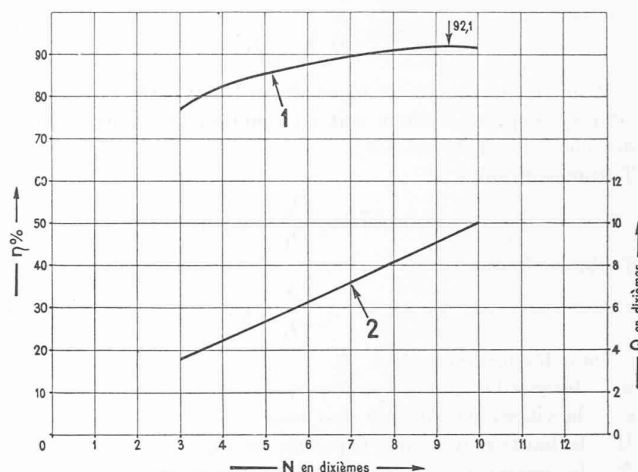


Fig. 3. — Centrale de Lages.
Francis verticale de 54 100 ch sous $H = 335$ m à $n = 600$ t/m.
Courbe 1 : rendement mesuré en fonction de la charge.
Courbe 2 : débit mesuré en fonction de la charge.

On peut en conclure que la Pelton aura un plafond de rendement un peu moins élevé que la Francis, mais une courbe de rendement moins affectée par les variations de charge. Voir à ce sujet la figure 2 qui montre d'une part les rendements obtenus lors des essais de l'une des turbines de Piottino, d'autre part la courbe que la technique actuelle des turbines Pelton permettrait d'atteindre à l'aide de ces machines calculées pour les conditions de fonctionnement des Francis de Piottino. Les résultats obtenus confirment, comme l'on sait, ces conclusions théoriques et l'on peut affirmer que, tout au moins dans les grandes puissances qui seules nous intéressent au point de vue de cette étude, la Francis reste supérieure à la Pelton entre pleine charge et demi-charge (fig. 3).

La différence en faveur de la turbine Francis se trouve d'ailleurs accrue par le gain réalisé sur la hauteur de chute qui équivaut effectivement à une amélioration supplémentaire du rendement d'ensemble de l'installation.

Lorsque la chute est variable, la Francis prend un avantage marqué quant à l'allure des rendements, en raison de la plus grande marge dont on dispose pour la valeur des coefficients de vitesse, ainsi que nous l'avons expliqué ci-dessus. Il suffirait d'ailleurs de se reporter aux courbes en colline¹ des deux types de turbines pour se rendre immédiatement compte de la différence.

Tout ce que nous venons d'exposer dans ce paragraphe concerne naturellement les rendements obtenus lors d'une mise en service, mais il est logique de se demander dans quelle mesure ces rendements se conserveront à la durée. En raison de l'importance de cette question, liée aux phénomènes d'usure, nous lui réserverons un paragraphe spécial.

Vitesse de rotation.

Là aussi il est possible de faire certaines prévisions à l'aide de considérations théoriques en tenant compte des expériences fixant les limites des coefficients de vitesse.

Rappelons tout d'abord que la vitesse spécifique d'une turbine (quel qu'en soit le type) en fonction des données, c'est-à-dire de la puissance, de la hauteur de chute et de la vitesse de rotation qu'on cherche à réaliser est fixée par la relation

¹ Certains auteurs ont publié de telles courbes, voir notamment TENOT, *Turbines hydrauliques et régulateurs automatiques de vitesse*.

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N}{\sqrt{H}}} \quad (1)$$

Pour chacun des deux types de turbines cette vitesse spécifique s'exprime comme suit en fonction des dimensions et des coefficients de vitesse :

Turbines Francis

$$n_s = 576 u_1 \frac{D_2}{D_1} \sqrt{c_{m2} \cdot \eta} \quad (2)$$

Turbines Pelton

$$n_s = 567 u_1 \frac{d}{D_1} \sqrt{\eta} \quad (3)$$

Dans les formules (1) à (3)

n_s désigne la vitesse spécifique,

n la vitesse de rotation en t/m.,

H la hauteur de chute exprimée en m,

N la puissance de la turbine exprimée en ch,

u_1 le coefficient de vitesse à l'entrée de la roue $\frac{U_1}{\sqrt{2gH}}$,

c_{m2} le coefficient de vitesse méridienne à la sortie de la roue.

D_1 le diamètre d'entrée de la turbine (diamètre tangent au jet dans le cas de la turbine Pelton), en m,

D_2 le diamètre de sortie de la roue (Francis) en m,

d le diamètre du jet (Pelton), en m,

η le rendement,

Si l'on introduit dans ces formules les valeurs normales des rendements et des coefficients de vitesse correspondant à des

chutes données¹, on arrive à exprimer certains rapports de diamètres caractéristiques qui déterminent à leur tour les limites pratiques de construction.

On aboutit en effet à :

$$\text{Turbines Francis} \quad n_s = K_1 \cdot \frac{D_2}{D_1}$$

$$\text{Turbines Pelton} \quad n_s = K_2 \cdot \frac{d}{D_1}$$

En examinant pour diverses valeurs de n_s les profils hydrauliques de ces deux types de turbines on se rend parfaitement compte qu'il existe notamment :

— une limite inférieure² de la vitesse spécifique d'une tur-

bine Francis. Le rapport $\frac{D_2}{D_1}$ ne peut pas en effet être

abaissé au-delà de certaines valeurs sous peine d'arriver

à des canaux d'entrée trop étroits, trop allongés, difficiles à exécuter et d'ailleurs théoriquement défavorables.

Pratiquement il ne faut pas descendre au-dessous de

$n_s = 60$ à 70.

— une limite supérieure² pour la vitesse spécifique d'une

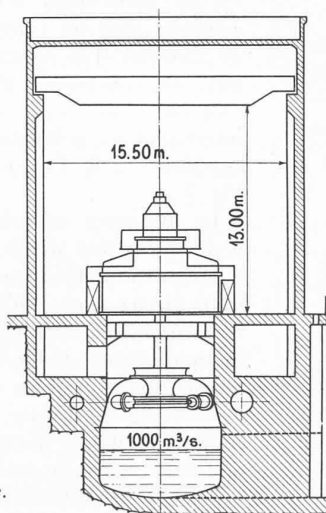
turbine Pelton. Le diamètre d déterminant les dimensions

des aubes, on ne saurait augmenter le rapport $\frac{d}{D_1}$ au-delà

¹ Ces valeurs, il convient de le répéter, sont données par la théorie et l'expérience, et correspondent aux meilleures conditions de fonctionnement, c'est-à-dire au rendement le plus élevé.

² Naturellement, il existe respectivement des limites supérieure et inférieure pour chaque turbine, mais seules entrent ici en ligne de compte, celles dont il est question ci-dessus.

COUPE A-A



COUPE B-B

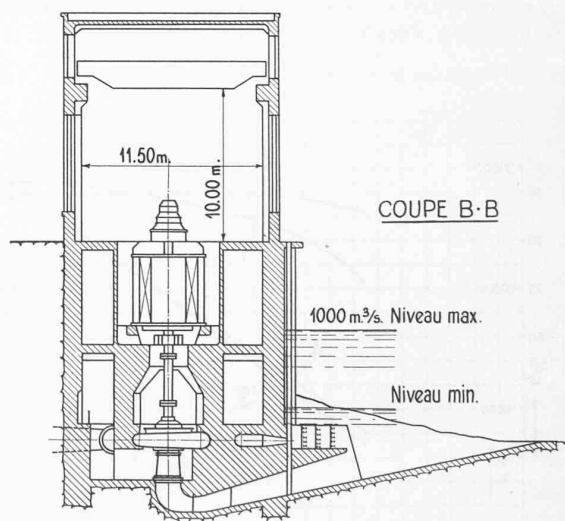
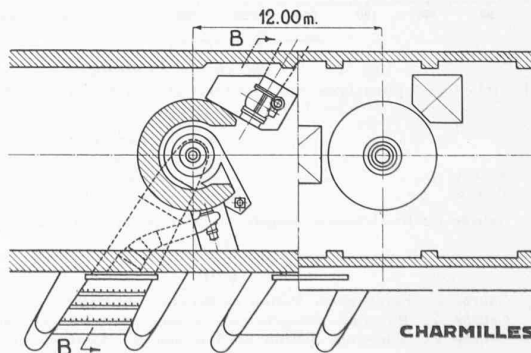
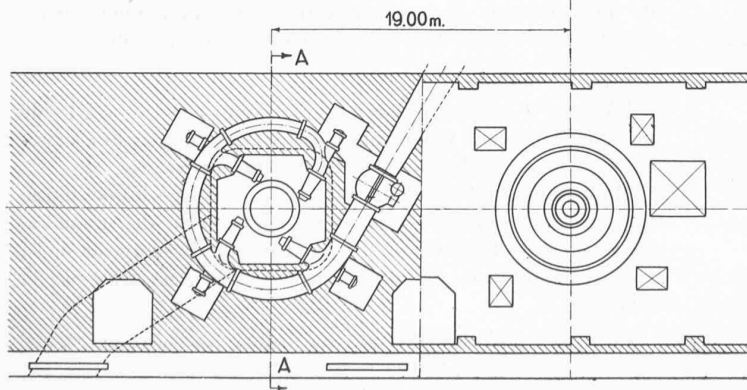


Fig. 4.
Encombrement comparatif Pelton-Francis.

	Francis	Pelton
Chute	445	435 m
Puissance	80 000	80 000 ch
Vitesse	750	300 t/m.



de certaines limites compatibles avec un nombre d'aubes suffisant, une liaison robuste entre aubes et moyeu et une évacuation convenable de l'eau vers le centre de la roue. En pratique, on ne peut guère songer, pour une chute d'environ 300 m à dépasser $n_s = 30$ ¹.

La turbine Pelton devrait donc être munie d'au moins quatre jets pour que sa vitesse se rapproche de la plus faible réalisable en turbine Francis, toutes choses égales par ailleurs. Or, dans le domaine des grandes puissances qui nous intéresse, on sait que les Pelton à quatre jets présentent des inconvénients et que les jets multiples s'accommodent mal des vitesses spécifiques très élevées. En pratique, la Pelton ne saurait atteindre un nombre de tours voisin de celui de la Francis, calculée pour les mêmes conditions.

Encombrement.

La turbine Francis permettant d'atteindre de plus grandes vitesses, l'encombrement diamétral se trouve notablement diminué par rapport à la turbine Pelton. En outre, le système d'amenée d'eau à la turbine Francis (bâche spirale) entoure de très près la roue motrice tandis que la turbine Pelton exige des tubulures largement développées afin d'obtenir des courbures douces et régulières et de réduire dans toute la mesure du possible les composantes de rotation très préjudiciables à la qualité du jet. Cette préoccupation conduit à ne guère dépasser, dans un injecteur de Pelton, la moitié du coefficient de vitesse admis à l'entrée d'une bâche de turbine Francis. Cela nécessite des diamètres beaucoup plus grands qui entraînent une nouvelle augmentation des rayons de courbure et des longueurs développées.

La figure 4 montre à titre d'exemple, en plan et en élévation, l'encombrement d'une Pelton et d'une Francis présentant les caractéristiques suivantes :

	Turbine Francis	Turbine Pelton
Chute	445	435 m
Puissance	80 000	80 000 ch
Vitesse	750	300 t/m.

Le niveau aval que nous avons appelé maximum sur cette figure est le plus haut pouvant intervenir en cours d'exploitation et l'on constatera que la roue Pelton doit être placée au-dessus de ce niveau.

Si, dans la coupe verticale, les volumes des fondations de la Pelton et de la Francis semblent être voisins, on remarquera cependant que les dimensions transversales de la centrale sont nettement réduites dans le cas Francis.

Dans le plan horizontal, la Francis permet une réduction considérable de la distance entre axes dont il est aisé d'apprécier les avantages.

Usure.

On a vu ci-dessus qu'un constructeur hydraulicien de métier est en mesure de réaliser des turbines Francis fonctionnant sous des chutes supérieures à 300 m et présentant non seulement de bons rendements mais aussi des

vitesses économiquement intéressantes ; cependant, il faut encore qu'une machine hydraulique conserve ses bons rendements pendant de longues années sans donner lieu à des arrêts et à des frais d'entretien exagérés.

Cette question se pose dans tout le domaine des turbines hydrauliques, mais avec une acuité particulière lorsqu'il s'agit de hautes chutes. Elle doit préoccuper constructeurs et exploitants tout spécialement lorsque les eaux utilisées contiennent des sables abrasifs en suspension. Nous passerons ici sous silence les détériorations par cavitation qu'un constructeur expérimenté peut éliminer grâce à des dispositions et à des dimensions appropriées.

Diverses publications¹ montrent bien que les Pelton sont très sensibles même à de faibles usures des pointeaux, des embouchures et des arêtes des augets. On comprend facilement que la moindre rugosité de la tuyère et du pointeau conduise, par suite de la grande vitesse de l'eau, à une déformation du jet qui perd sa compacité et attaque les augets dans des conditions moins favorables. En effet, des détériorations même faibles du pointeau et de la buse provoquent une dispersion et une tendance à la pulvérisation du jet extrêmement défavorables au rendement.

Dans l'article déjà signalé de M. Aemmer, il a été montré que les rendements d'une Pelton peuvent baisser dans une forte proportion, jusqu'à 9 %, même lorsque l'érosion aux pointeaux et aux tuyères ne dépasse pas l'ordre de grandeur de 0,5 à 1 mm de profondeur.

Si l'on considère les aubages, la Francis se place favorablement du fait des vitesses relatives d'entrée plus faibles et des courbures considérablement plus douces. Le point le plus

¹ Voir entre autres l'article de M. AEMMER, *Über den Einfluss von Nadeln und Düsen auf den Wirkungsgrad von Pelton-Turbinen*, Bulletin A. S. E., 1943, n° 13.

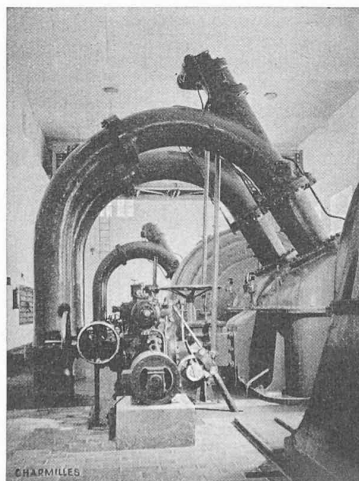


Fig. 5. — Centrale de Gampel.
Turbines Pelton à quatre jets.
Puissance 6250 ch sous 205 m de chute,
vitesse 500 t/m.
Noter l'encombrement dû au développement
des tubulures.

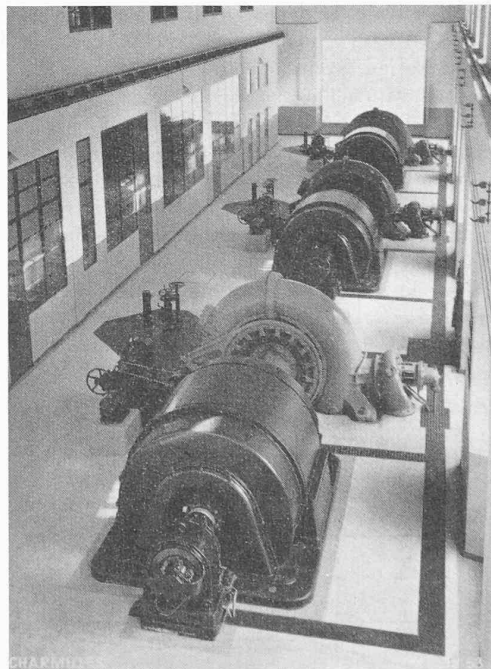


Fig. 6. — Centrale de Martigny-Bourg.
Trois turbines Francis doubles
avec orifice compensateur.
Puissance 10 000 ch sous 177 m de chute,
vitesse 750 t/m.
Groupes compacts, encombrement réduit.

¹ Il s'agit de la vitesse spécifique par jet.

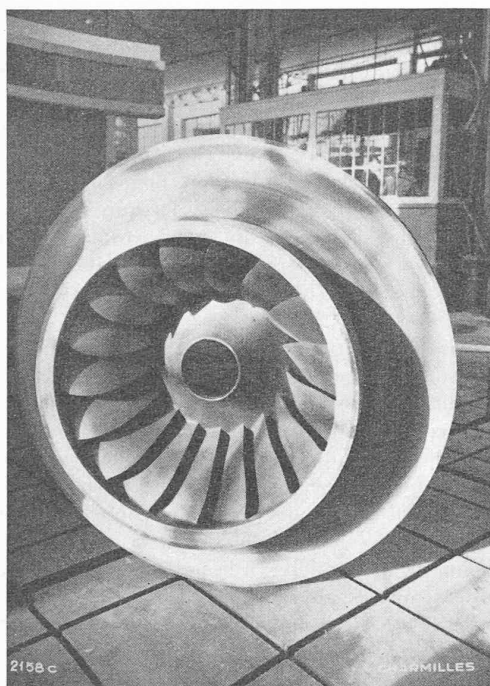


Fig. 7.

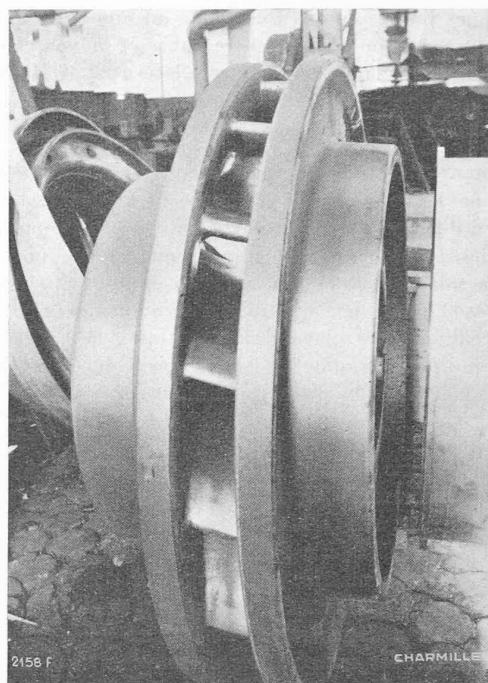


Fig. 8.

Centrale de Piottino.

Roue en bronze de l'une des turbines Francis de Piottino après 100 000 h de marche. Production : plus de 1100×10^6 kWh.

délicat de l'aubage Pelton quant aux amorces d'usure et à leur influence sur le rendement est constitué par la pointe, l'échan-crure et l'arête de partage des augets. En effet, le jet entre en contact avec ces éléments sous un angle variable avec une vitesse relative de l'ordre de $0,5 \sqrt{2gH}$; il doit être découpé et réparti non seulement entre les deux poches d'un auget, mais entre cet auget et le suivant, sans déformation, ni pulvérisation préjudiciable. Cette dernière condition n'est réalisable qu'à l'aide d'arêtes effilées, donc relativement fragiles et exposées à l'usure. Elles doivent être constamment maintenues en état, sous peine de voir le rendement subir rapidement une influence très défavorable.

On ne retrouve pas ces conditions d'entrée dans une turbine Francis où les veines liquides sont parfaitement guidées et pénètrent dans l'aubage à une vitesse considérablement plus faible ; les aubes motrices sont dotées de bords d'attaque à profil pisciforme épais qui offre en outre l'avantage de tolérer de gros écarts angulaires des filets liquides.

En revanche, la turbine Francis est sensible au passage des sables abrasifs entre les joues du distributeur, entre ces dernières et les flancs des directrices et dans les joints annulaires entre parties fixes et parties tournantes. Mais là encore, une conception judicieuse de ces joints et l'utilisation de matériaux appropriés conduisent à des solutions satisfaisantes.

Ces considérations ont trouvé leur confirmation dans diverses installations CHARMILLES à haute chute. Nous nous appuyons notamment sur celle de Piottino où le maître de l'œuvre a procédé à des contrôles précis et systématiques. Ces machines, dont on trouvera les caractéristiques au début de cet article, sont alimentées sous 323 m de chute par une eau contenant des sables granitiques. Elles ont été calculées pour tourner à deux vitesses différentes, 630 et 750 t/m., ce qui aggrave leurs conditions de marche. Cependant les roues originales sont encore en service et ont chacune plus de 100 000 h de marche à leur actif (fig. 7 et 8) et les seules

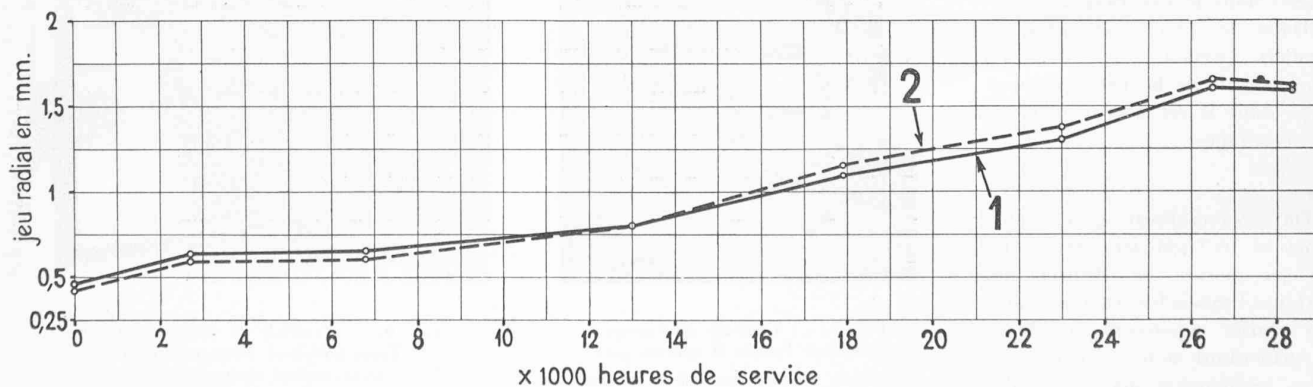


Fig. 9. — Centrale de Piottino. Usure des frettes en fonction des heures de service (année de 1940 à 1944).

Courbe 1 : joint supérieur. — Courbe 2 : joint inférieur.

réparations ont été le remplacement des frettes en moyenne toutes les 15 000 à 18 000 h.

Le dernier jeu de frettes est même resté près de 29 000 h avant que le jeu radial atteigne 1,7 mm comme en font foi les courbes de la figure 9 qui montrent le jeu radial en fonction des heures de service. Avant le remplacement de ces frettes les services techniques de cette centrale ont effectué des mesures de contrôle sur les rendements et n'ont observé que des différences insignifiantes par rapport à ceux mesurés lors de la réception des machines.

Mentionnons encore que les roues des turbines de Piottino encore actuellement en service sont en bronze, la technique de l'acier coulé inoxydable n'étant pas encore suffisamment au point à l'époque où elles ont été construites. Il n'a donc pas été possible de réparer ces roues par soudure et le fait qu'elles fonctionnent encore parfaitement après plus de 100 000 h nous paraît être un témoignage particulièrement probant en faveur de la Francis à haute chute.

Actuellement, nous utilisons non plus des roues en bronze, mais en acier inoxydable à très haute résistance qui sont moins sensibles encore aux effets de l'érosion et de plus possèdent l'énorme avantage de pouvoir être réparées par soudure (fig. 10). Leur durée s'en trouve donc notablement prolongée.

Qu'il s'agisse de Francis ou de Pelton, un dessableur doit, dans la règle, précéder toute installation alimentée par une eau chargée de matières abrasives. Dans le cas de Piottino l'eau utilisée provient des glaciers et pendant les mois d'été elle contient d'énormes quantités de sables granitiques. Le dessableur arrête tous les grains dont le diamètre est supérieur à 0,5 mm tandis que ceux de dimensions inférieures à 0,4 mm passent sans autre à travers la turbine. La concentration du sable contenu dans l'eau avant le dessableur peut varier de 2400 à 5600 milligrammes de sable par litre d'eau, cette teneur n'étant plus que de 200 à 600 milligrammes après passage dans le dessableur. Remarquons que cela représente de 96 à 288 kg de sable par minute passant à travers la roue d'une turbine.

Entretien.

Pour la remise en état d'une turbine Francis, il suffira généralement de rétablir les jeux entre parties fixes et parties mobiles en rafraîchissant les frettes et en remplaçant les anneaux fixes ou inversement, puis, éventuellement, en révisant les blindages du distributeur. Il est très rare que l'on doive réparer l'aubage par apport de soudure; de toute façon il n'est pas nécessaire de recuire la roue, les tensions locales ne jouant pas un rôle aussi important que dans une roue Pelton.

La recharge des aubes directrices peut également se faire sur place dans les ateliers de réparation de la centrale, ce travail n'exigeant pas un tour de main spécial. En définitive, la remise en état d'une turbine Francis comporte comme travail le plus délicat les réfections aux frettes de la roue et aux blindages; elle n'exige pas de retouches ou de reconstitution du profil hydraulique.

Dans une turbine Pelton, au contraire, en plus du remplacement de l'embouchure de la tuyère et de la tête du pointeau, chaque auget doit être rechargé sur tout ou partie de sa surface, l'arête et le bec doivent être soigneusement reformés. Les augets doivent être meulés pour leur redonner leur profil initial, travail qui doit être exécuté à la main et contrôlé à l'aide des gabarits originaux. Une fois le meulage terminé, il est indiqué de recuire la roue, afin d'éliminer les tensions, et de vérifier soigneusement les régions exposées aux fissures.

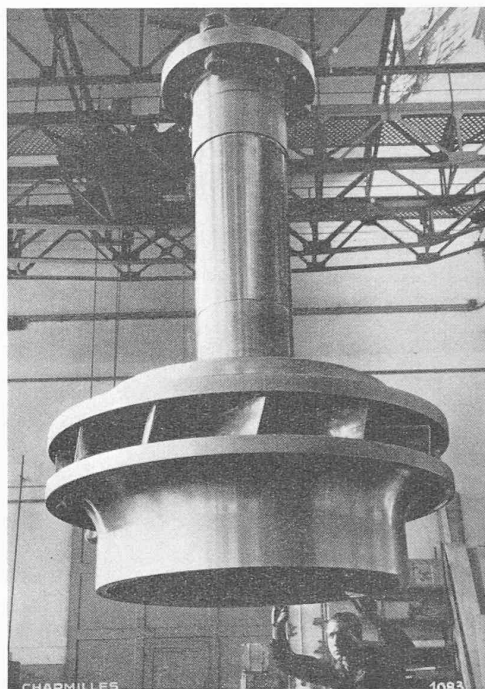


Fig. 10. — Centrale de Lages.
Roue en acier inoxydable de l'une des quatre turbines Francis verticales. Puissance 54 100 ch sous 335 m de chute, vitesse 600 t/m.

Il s'agit donc là d'un travail délicat, mais surtout d'une opération qui doit être renouvelée fréquemment si l'on veut conserver à la machine un rendement qui ne s'écarte pas trop des valeurs primitives. La relative simplicité d'accès et de démontage que l'on reconnaît généralement à la turbine Pelton est donc contrebalancée et au-delà par l'inconvénient de remise en état à courts intervalles.

Le rendement de la Francis est au contraire considérablement moins sensible à l'usure et il est d'ailleurs aisé de prévoir des dispositions qui permettent la substitution rapide des organes exposés à l'usure de manière à réduire au minimum le temps d'immobilisation de la machine (fig. 11).

Nous citerons, à l'appui de ces considérations, l'exemple des turbines de Lages (54 100 ch chacune sous 335 m de chute) en donnant ci-après les temps employés à maintenir ces machines en parfait état.

Pendant neuf années, soit de janvier 1940 à mars 1949, l'une des turbines a totalisé 2128 h pour inspections et réparations, soit en moyenne 230 h par an, valeur relativement élevée en comparaison des chiffres que nous donnons plus loin pour les autres turbines de cette centrale. Ceci s'explique par le fait que cette turbine, la première de ce type qui ait été installée dans la centrale de Lages, a servi en quelque sorte de turbine d'essai et que le client l'a démontée et inspectée à intervalles réguliers et rapprochés dans le but de se documenter sur son comportement au point de vue de l'usure et de déterminer à temps les éléments qu'il était utile d'avoir en réserve.

D'autre part, le personnel devait se familiariser avec ce nouveau matériel et le temps effectivement consacré aux réparations ne représente qu'une faible fraction du total.

Le nombre d'heures total de ces neuf années étant de 78 888 h, on a relevé 38 399 h de marche, soit le 48,7 %, et les 2128 h utilisées pour inspections et réparations n'ont représenté que le 2,7 % du temps total.

La deuxième turbine totalise 385 h d'inspections et révi-

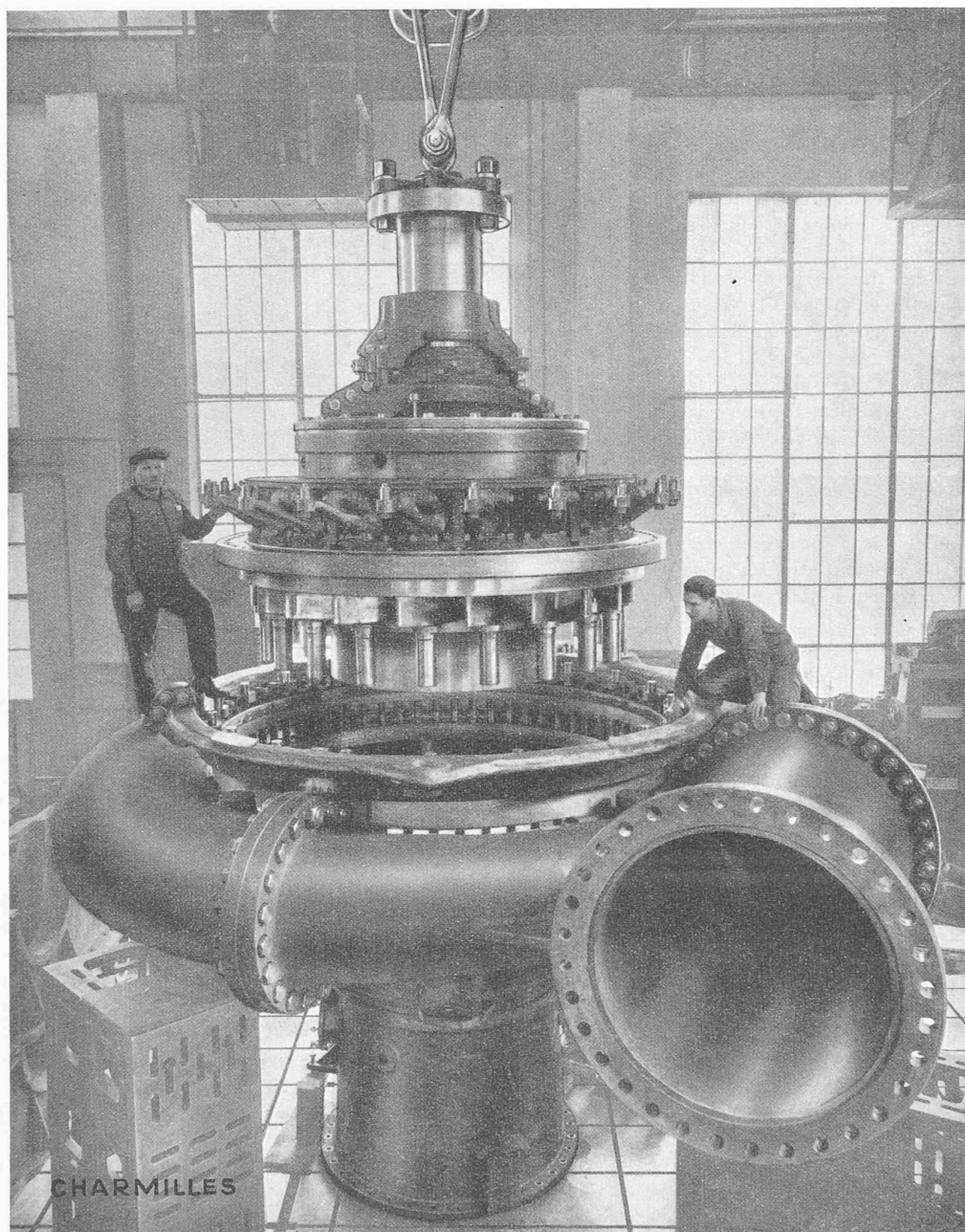


Fig. 11.
Centrale de Lages.
Turbine de 54 100 ch
sous 335 m.

Mise en place du bloc central comprenant : la roue motrice, le fond supérieur du distributeur, les aubes directrices, la partie inférieure de l'arbre moteur et le palier de guidage.

sions sur une période s'étendant de juin 1942 à mars 1949, soit sur 59 547 h. Pendant ce laps de temps la turbine a tourné durant 29 688 h, soit les 49,8 % du temps total. Le temps utilisé aux révisions n'a donc été en moyenne que de 57 h par an, temps d'ailleurs évidemment prélevé sur les périodes de non-utilisation de la machine.

La troisième turbine n'a donné lieu qu'à 108 h de travail pour inspections et révisions sur la période de février 1947 à mars 1949 pendant laquelle elle a totalisé 9814 h de marche.

Ces chiffres ont été relevés par les services d'exploitation de la centrale et offrent donc toute la sécurité désirable. Ils nous paraissent être une excellente démonstration de la bonne tenue des turbines Francis à haute chute construites de manière adéquate.

Réglage et divers.

Lorsque la turbine Francis est munie d'un orifice compensateur offrant toute sécurité comme c'est le cas du système

CHARMILLES dans lequel cet orifice commande lui-même la fermeture du vannage, le temps de cette fermeture peut être du même ordre que celui de l'abaissement du déflecteur de la Pelton, c'est-à-dire inférieur à 2-3 secondes dans la plupart des cas. A ce point de vue la Francis ne se place donc pas plus mal que la Pelton.

Or, le moment de giration du groupe se calcule par une expression de la forme :

$$PD^2 = \left(\frac{520}{n} \right)^2 N \cdot \tau \cdot F_v \cdot C_m \cdot \frac{1}{\lambda}$$

dans laquelle :

PD^2 représente le moment de giration, en kgm^2 , des parties tournantes du groupe,

N la puissance maximum en ch, fournie par la turbine,

τ le temps de fermeture de la turbine, en secondes,

F_v le coefficient de force vive tenant compte de la surpression lors de la fermeture,

C_m un coefficient dit de couple moteur, tenant compte du type de l'aubage et de divers autres facteurs,
 $\lambda = (1 + \Delta n)^2 - 1$ définissant la survitesse maximum Δn .

Pour une même puissance N nous avons vu que le temps de fermeture τ était pratiquement égal dans les deux types de turbines. Des considérations théoriques, qui nous pousseraient trop loin, montrent aussi que F_v est pratiquement égal à 1 dans les deux solutions. Il reste donc C_m et λ qui peuvent avoir des valeurs différentes. Or pour une Pelton de notre construction, des mesures nous ont montré que C_m était de l'ordre de 0,65 tandis que pour la Francis cette valeur était de 1 environ. Il s'ensuit que les λ sont dans le rapport

$$\frac{\lambda \text{ Francis}}{\lambda \text{ Pelton}} = \frac{1}{0,65} = 1,54.$$

En calculant Δn pour une valeur habituelle de λ on arrive par exemple aux survitesses maxima :

$$\begin{aligned} \Delta n \text{ Francis} &= 27 \% \\ \Delta n \text{ Pelton} &= 18 \% \end{aligned}$$

On remarquera donc que, toutes choses égales d'ailleurs, la survitesse due à une décharge totale du groupe est d'environ 50 % plus forte dans le cas Francis que dans le cas Pelton, mais comme on le verra par les chiffres ci-dessous, cette différence s'atténue très rapidement pour les décharges de moindre importance. Dans le cas adopté, on aurait en effet :

	Δn Francis	Δn Pelton
Décharge = $\frac{N}{2}$	9,5	7
Décharge = $\frac{N}{4}$	4,5	4

L'avantage de la Pelton n'est donc très marqué que pour la décharge totale et l'augmentation de vitesse correspondante ne joue pas un très grand rôle en pratique, puisque à ce moment le groupe est de toute façon déconnecté du réseau. A notre avis les augmentations de vitesse provenant des décharges partielles jouent un rôle beaucoup plus important et l'on constate que pour les réglages intervenant dans les conditions normales d'exploitation, Francis et Pelton sont équivalentes à ce point de vue.

La surpression dans la conduite dépend non pas du temps de fermeture du vannage, mais de celui de l'orifice compensateur que l'on peut régler aussi facilement que celui d'un pointeau de Pelton. Dans les deux cas, la conduite forcée sera donc placée dans les mêmes conditions. Si la longueur des ouvrages d'adduction exige la présence d'une chambre d'équilibre, cette dernière sera nécessaire qu'il s'agisse de Pelton ou de Francis. Enfin, lorsque, exceptionnellement, on pourra recourir au réglage simple par le vannage (sans orifice compensateur) ou par le pointeau (sans déflecteur) les deux types de turbines seront équivalents au point de vue réglage et surpressions.

Lorsque le groupe doit fonctionner en compensateur synchrone, on peut reprocher à la Francis la nécessité de fermer la vanne du fait du manque d'étanchéité des aubes directrices en position fermée, tandis qu'un pointeau et une

tuyère de Pelton en bon état peuvent rester sous pression. Le retour à la marche en générateur exige donc en principe un temps plus long pour la Francis que pour la Pelton. Là encore, des dispositions spéciales et notamment l'utilisation de nos vannes annulaires autoclaves, permettent de réduire notablement ce léger désavantage de la Francis dans une circonstance qui ne saurait d'ailleurs être déterminante en vue de départager ces deux types de machines.

Conclusions

L'empiètement de plus en plus marqué de la Francis haute chute dans le domaine des Pelton est dû, comme nous avons essayé de le montrer, aux progrès réalisés tant dans les domaines de l'hydraulique que de la métallurgie et de l'électricité. Une Francis à haute chute devant travailler dans les conditions que nous avons définies n'est pas une machine osée pour la technique moderne et l'on voit qu'un constructeur expérimenté, utilisant les matériaux que les aciéries sont à même de fournir actuellement, est en mesure de livrer aux exploitants des machines de ce type offrant toute sécurité.

Si nous résumons ce qui précède, nous constatons l'avantage de la Francis dans une utilisation plus complète de la chute et dans une supériorité des rendements aux charges allant de $\frac{5}{10}$ à $\frac{10}{10}$ d'ouverture.

Sur la chute, le gain est incontestable et indépendant du régime de marche. La question des rendements doit être examinée dans chaque cas particulier selon le régime de charge des machines. Les accumulations fonctionnant selon programme permettent en général d'utiliser les Francis dans la région de leurs rendements favorables. La Pelton reprend un avantage si l'un des groupes doit marcher longtemps en veilleuse ou si, dans une installation au fil de l'eau, le débit reste inférieur, pendant des périodes relativement longues, à la demi-charge d'une machine.

La vitesse de rotation de la Francis sera toujours plus élevée que celle de la Pelton, d'où économie sur le générateur, sur les dimensions des groupes et sur celles de la centrale et de son équipement.

Les questions d'usure et d'entretien ont été exposées plus haut et nous avons vu que si l'on désire conserver à la Pelton un rendement voisin des valeurs originales, elle doit être l'objet de révisions fréquentes. Nous avons donné également des chiffres résultant de l'exploitation de Francis à haute chute qui nous semblent mettre ces machines à l'abri de tout reproche à ce sujet.

L'accueil que divers exploitants ont réservé à nos Francis à haute chute et les résultats qu'ils en ont obtenus prouvent que la Francis est tout à fait à sa place dans les cas où des raisons exceptionnelles n'exigent pas l'installation de turbines Pelton. Nous en concluons que ce type de turbine est largement éprouvé, que son comportement est parfaitement connu, et nous sommes certains que les limites atteintes jusqu'ici par les turbines Francis à haute chute peuvent aujourd'hui être encore notablement reculées.

Genève, décembre 1949.

La locomotive à vapeur est-elle désuète ?

par J.-P. BAUMGARTNER

Dans le monde entier, l'âge moyen des locomotives à vapeur est sensiblement deux fois trop élevé. Depuis quarante ans, à travers les guerres et les crises économiques, le renouvellement du parc a été partout négligé. La moitié des

locomotives à vapeur existantes ne répondent plus aux exigences actuelles de l'exploitation technique. La seconde guerre mondiale a laissé, dans plusieurs continents, les locomotives à vapeur dans un état d'entretien déplorable.