

**Zeitschrift:** Bulletin technique de la Suisse romande  
**Band:** 85 (1959)  
**Heft:** 4

**Artikel:** Évolution et état actuel de la construction des turbines hydrauliques  
**Autor:** Bovet, Th.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-64107>

### **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:** 15.07.2025

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

# BULLETIN TECHNIQUE DE LA SUISSE ROMANDE

paraissant tous les 15 jours

**ORGANE OFFICIEL**

de la Société suisse des ingénieurs et des architectes  
de la Société vaudoise des ingénieurs et des architectes (S.V.I.A.)  
de la Section genevoise de la S.I.A.  
de l'Association des anciens élèves de l'EPUL (Ecole polytechnique  
de l'Université de Lausanne)  
et des Groupes romands des anciens élèves de l'E.P.F. (Ecole  
polytechnique fédérale de Zurich)

**COMITÉ DE PATRONAGE**

Président: J. Calame, ing. à Genève  
Vice-président: E. d'Okolski, arch. à Lausanne  
Secrétaire: S. Rieben, ing. à Genève

**Membres:**

Fribourg: H. Gicot, ing. ; M. Waeber, arch.  
Genève: G. Bovet, ing. ; Cl. Grosgrin, arch. ; E. Martin, arch.  
Neuchâtel: J. Béguin, arch. ; R. Guye, ing.  
Valais: G. de Kalbermatten, ing. ; D. Burgener, arch.  
Vaud: A. Chevalley, ing. ; A. Gardel, ing.  
M. Renaud, ing. ; Ch. Thévenaz, arch.

**CONSEIL D'ADMINISTRATION**

de la Société anonyme du « Bulletin technique »  
Président: A. Stucky, ing.

Membres: M. Bridel ; R. Neeser, ing. ; P. Waltenspühl, arch.  
Adresse: Ch. de Roseneck 6, Lausanne

**RÉDACTION**

D. Bonnard, ing.  
Rédaction et Editions de la S. A. du « Bulletin technique »  
Tirés à part, renseignements  
Adresse: Case Chauderon 475, Lausanne

**ABONNEMENTS**

|                          |        |          |                   |          |
|--------------------------|--------|----------|-------------------|----------|
| 1 an . . . . .           | Suisse | Fr. 26.— | Etranger. . . . . | Fr. 30.— |
| Sociétaires . . . . .    | »      | » 22.—   | » . . . . .       | » 27.—   |
| Prix du numéro . . . . . | »      | » 1.60   |                   |          |

Chèques postaux: « Bulletin technique de la Suisse romande »,  
N° II 57 75, Lausanne.

Adresser toutes communications concernant abonnement, changements  
d'adresse, expédition, etc., à: Imprimerie La Concorde, Terreaux 29,  
Lausanne

**ANNONCES**

Tarif des annonces:  
1/1 page . . . . . Fr. 275.—  
1/2 » . . . . . » 140.—  
1/4 » . . . . . » 70.—  
1/8 » . . . . . » 35.—

Adresse: Annonces Suisses S. A.  
Place Bel-Air 2. Tél. (021) 22 33 26. Lausanne et succursales

**SOMMAIRE**

Evolution et état actuel de la construction des turbines hydrauliques, par Th. Bovet, ing. E.P.F., professeur d'Hydraulique,  
de Machines et d'Installations hydrauliques à l'Ecole polytechnique de l'Université de Lausanne.

L'actualité aéronautique (XIII).

Nécrologie: Ernest Décombaz, ingénieur.

Ecole polytechnique de l'Université de Lausanne: Diplômes.

Bibliographie. — Documentation générale. — Documentation du bâtiment. — Nouveautés, informations diverses.

## ÉVOLUTION ET ÉTAT ACTUEL DE LA CONSTRUCTION DES TURBINES HYDRAULIQUES <sup>1</sup>

par TH. BOVET, Ing. E.P.F., professeur d'Hydraulique, de Machines et d'Installations hydrauliques  
à l'Ecole polytechnique de l'Université de Lausanne

**RÉSUMÉ**

L'auteur passe en revue les trois types de turbines  
hydrauliques actuellement construits, soit Pelton, Francis  
et Kaplan, et dégage les tendances essentielles de l'évolu-  
tion de la construction de ces machines.

Pour le type Pelton, il montre surtout l'importance que  
les constructeurs attachent à la réalisation de jets qui  
soient aussi compacts et homogènes que possible et décrit  
quelques systèmes d'injecteurs rectilignes actuellement en  
usage. Ce chapitre se termine par quelques considérations  
sur l'emploi de la soudure dans la réalisation de certains  
éléments.

Dans le domaine des turbines Francis, l'auteur const-  
tate que l'évolution est surtout caractérisée par l'utilisation  
de chutes de plus en plus élevées et cite plusieurs installa-  
tions notables fonctionnant sous des chutes supérieures à

400 m. Il ajoute quelques remarques sur les caractéris-  
tiques de turbines importantes et actuellement en projet.

Enfin, le chapitre sur les turbines Kaplan souligne  
surtout le fait que ce type peut s'adapter à des conditions  
de chute et de débit extrêmement variables et se termine  
par la courte description d'une installation particulière  
dont les turbines présentent la plupart des particularités  
constructives actuelles d'unités de très grandes dimensions.

**I. Introduction**

Cet article n'a pas la prétention de passer en revue  
tous les progrès qui ont été réalisés, au cours de ces  
dernières années, dans la construction des turbines  
hydrauliques. Il ne veut que souligner certaines ten-  
dances actuelles dans l'évolution de ces machines et  
mettre en relief les solutions particulières à certains  
constructeurs dans le cadre de ces tendances.

Le nombre de constructeurs de turbines hydrauliques  
est déjà considérable, car il s'en trouve dans tous les

<sup>1</sup> Rapport présenté à l'occasion des « Journées internationales  
d'Etude des Centrales Thermiques et Hydrauliques Modernes » orga-  
nisées par l'Association des Ingénieurs Electriciens sortis de l'Institut  
Electrotechnique Montefiore (A.I.M.) du 27 au 31 mai 1958 et publié  
dans le Bulletin Scientifique de l'A.I.M., N°s 7 et 8, juillet-août 1958.

continents, à l'exception de l'Afrique, croyons-nous. Il nous est donc impossible de dire ici comment œuvre chacun dans le traitement des problèmes que pose encore la construction des turbines, mais faute de pouvoir être complet, il est pourtant certain que cet exposé suffira à montrer l'essentiel des solutions modernes apportées à la réalisation des éléments principaux de ces machines.

Enfin, cet aperçu ne saurait être entièrement inédit, car il est indispensable, lorsqu'on étudie une véritable évolution, d'en rappeler les principaux stades et de comparer ce que l'on voit aujourd'hui avec ce qui a déjà été jadis accompli dans le même domaine.

Dans ce qui suit, nous nous limiterons aux trois principaux types de turbines hydrauliques modernes, à savoir les Pelton, Francis et Kaplan, qui permettent à eux seuls de répondre à n'importe quel problème d'équipement particulier, notamment en ce qui concerne la diversité énorme des combinaisons de chutes et débits que l'on peut raisonnablement exploiter. Nous aurions voulu aussi parler de certains accessoires des turbines, du moins de ceux qui ont une incidence déterminante sur les conceptions d'ensemble, dire encore quelques mots des problèmes de réglage qui sont actuellement à l'étude dans le cadre des grandes interconnexions modernes : l'espace qui nous est imparti ne nous le permettra pas. D'autres que nous se chargeront, lors des Journées internationales de l'A.I.M., à Liège,

d'aborder certains aspects particuliers des questions de réglage.

## II. Turbines Pelton

Parmi les trois types modernes que nous avons énumérés plus haut, la turbine Pelton est la seule qui soit du système à action. Elle transforme l'énergie cinétique d'un ou de plusieurs jets en énergie mécanique. Si l'on compare les exécutions actuelles avec celles que l'on réalisait il y a une vingtaine d'années, on peut dégager trois tendances principales que nous allons tout d'abord énumérer, puis examiner quelque peu par la suite.

Ce sont :

- 1° Une transformation radicale, du moins pour des unités importantes, de la construction de l'injecteur.
- 2° L'exécution la plus fréquente des roues motrices d'une seule pièce de fonderie, progrès essentiellement dû aux aciéries et à la qualité des produits qu'elles peuvent actuellement mettre sur le marché. Aujourd'hui, il est possible d'obtenir des roues en acier inoxydable pesant près de 25 tonnes et venues d'une seule pièce de fonderie.
- 3° L'emploi, de plus en plus répandu, de la tôle et partant de la construction soudée, pour l'exécution des bâtis de turbines, manteaux de roues motrices, de même que celui des tôles à très haute résistance que l'on trouve aujourd'hui pour la réalisation des grosses pièces constitutives des injecteurs, voire des nourrices en forme de spirale qui alimentent les injecteurs des turbines Pelton verticales.

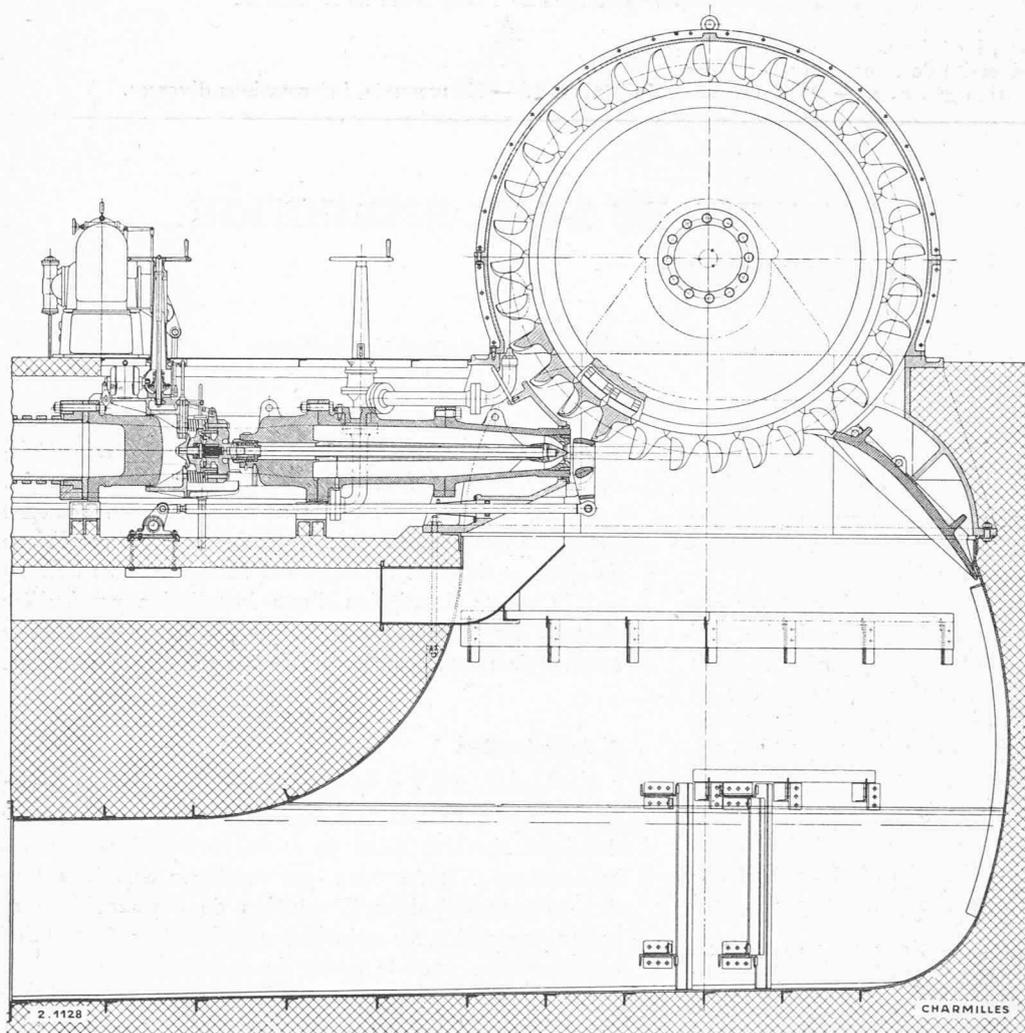


Fig. 1.  
Dixence : Coupe transversale de la turbine (Charmilles).

Reprenant ces divers points, remarquons que le gros changement que l'on constate dans la construction des injecteurs provient du souci des constructeurs de réaliser des jets qui soient aussi compacts et homogènes que possible.

A l'origine, mais déjà sous sa forme moderne, la turbine Pelton était munie d'un ou de plusieurs injecteurs coudés, le coude étant adopté pour pouvoir placer à l'extérieur de la turbine le mécanisme de commande du pointeau correspondant. Or, chacun sait qu'un coude a pour effet de créer une distorsion de l'écoulement, les particules des trajectoires les plus incurvées étant accélérées par rapport à celles des trajectoires extérieures à plus forts rayons de courbure. Cette distorsion se propageait jusqu'à la tuyère et il en résultait que les jets ainsi obtenus n'avaient pas toutes les qualités hydrauliques souhaitables.

On nous excusera de devoir rappeler que cette évolution a été amorcée il y a déjà plus de vingt-cinq ans, au moment de la réalisation, par les Ateliers des Charmilles S. A., à Genève, des turbines de la centrale de *Chandoline*, exploitant les eaux de la Dixence en Valais (Suisse). A ce moment-là, il s'agissait d'équiper la plus haute chute du monde, qui pouvait atteindre un maximum de 1740 m, et l'on comprend que le constructeur ait saisi toute l'importance que pouvait revêtir l'exécution d'un injecteur bien conformé.

Les groupes de *Chandoline* comprennent un alternateur flanqué, de part et d'autre, de deux roues Pelton montées en porte-à-faux aux extrémités de son arbre. Chaque roue est alimentée par un seul injecteur d'un nouveau type pour l'époque, dit bifurqué, et que montre la figure 1. Cette bifurcation sert à loger le mécanisme de commande du pointeau et, si elle peut avoir une incidence sur la structure du jet, il est certain que la distorsion de l'écoulement reste — et c'est important — symétrique par rapport au plan vertical passant par

les arêtes des aubes Pelton. Le coude traditionnel, plus ou moins accentué, de l'injecteur est ainsi supprimé. Cependant, remarquons qu'on ne peut raisonnablement compter ainsi sur une diminution des pertes dans l'injecteur même, puisque son rayon hydraulique, comparativement à la solution classique, se trouve diminué. Mais cette construction conduit à une telle amélioration de la structure du jet et par conséquent de l'écoulement des deux veines liquides s'épanouissant dans les augets de la roue motrice, que cette question de perte interne additive s'évanouit devant le gain réalisé par ailleurs.

Il faut ajouter que, par suite de certaines difficultés technologiques de réalisation, l'électricien ne voulait pas, à *Chandoline*, choisir une vitesse de rotation du groupe au-delà de 500 t/min, ce qui conduisait automatiquement à la réalisation d'un nombre de tours spécifique, pour chaque roue Pelton, sensiblement plus bas que celui qu'on pourrait réaliser aujourd'hui dans les mêmes conditions. Il s'ensuivait alors une roue motrice de grand diamètre et une augmentation de la distance entre l'orifice de l'injecteur et des points d'impact du jet sur l'aubage, d'où l'impérative nécessité de vouer un soin tout particulier à ce qui pouvait améliorer la formation du jet.

Rappelons que chaque roue de *Chandoline*, donc chaque jet, développe la puissance de 18 400 kW, puissance qui était jugée très importante à l'époque. Depuis, la puissance unitaire des jets n'a cessé de croître et, de nos jours, on ne craint pas de réaliser une valeur pouvant atteindre le triple de celle que nous venons d'indiquer.

L'injecteur bifurqué a fait son chemin depuis, puisqu'on l'a utilisé dans bon nombre d'installations à chutes élevées. Mais il est certain que, maintenant, on le voit de plus en plus supplanté, du moins pour des unités suffisamment puissantes, par l'injecteur rectiligne, d'une construction absolument symétrique par

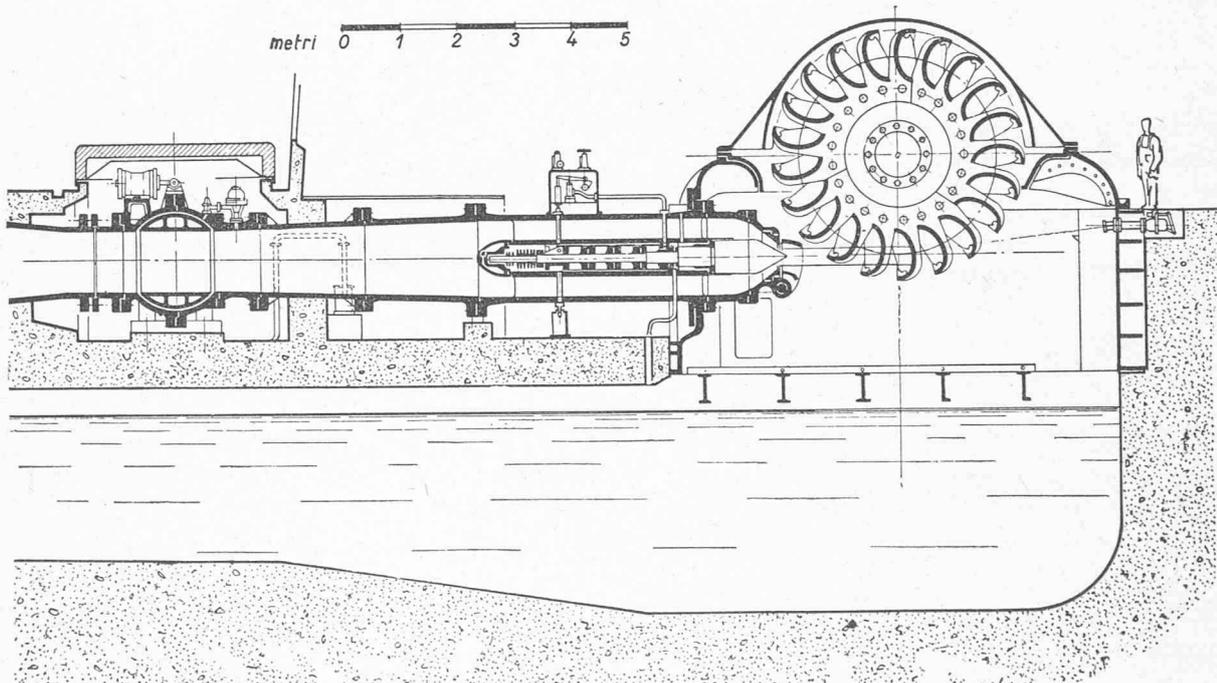


Fig. 2. — *Cimego* : Coupe transversale de la turbine (Riva).

rapport à l'axe du jet, et dont les parties en contact avec l'eau sont des surfaces de révolution, ailettes de guidage bien entendu exceptées.

A titre de premier exemple, citons les deux groupes Pelton de la centrale italienne de *Cimigo*, située dans une vallée à l'ouest du lac de Garde. Ces groupes comprennent chacun un alternateur de 110 000 kW entraîné par deux roues Pelton placées de part et d'autre de l'alternateur, la disposition étant donc analogue à celle de Chandoline. Ces turbines ont été construites par la Société « *Costruzioni Meccaniche Riva* », à Milan, l'ensemble présentant un profil hydraulique excellent que reproduit la figure 2. La commande du pointeau par pression d'huile est placée immédiatement à l'amont de celui-ci et comprend un certain nombre de pistons attelés à une même tige de commande. Cette série de pistons a pour effet de diminuer le diamètre du corps interne de l'injecteur, ce qui est favorable aux conditions d'écoulement de l'eau. Il est intéressant de relever, en passant, que la roue motrice, dont le diamètre extérieur mesure 4470 mm et dont le poids est de 45 tonnes, a été réalisée en quatre parties, soit un disque en acier forgé sur lequel sont fixés trois segments de couronne identiques, en acier inoxydable, chaque segment comprenant sept aubes.

Citons, du même constructeur, les deux groupes de l'installation d'*Avise* sur la Doire Baltée, à l'amont d'Aoste. Leurs turbines utilisent une chute nette maximum de 1030 m. Chaque groupe comporte une roue entraînée par un seul jet, d'une puissance de 44 800 kW. Comme pour les turbines précédemment décrites, l'aduction à la turbine est des plus favorables, l'injecteur rectiligne étant précédé d'une vanne sphérique et d'une

vanne de garde axiale, tous trois du type Riva. Les roues ont un diamètre de 3200 mm et pèsent chacune 14 tonnes. Elles sont en acier inoxydable et coulées d'une seule pièce.

Dans leurs constructions plus récentes, comme celle de *Reisseck* (Autriche), qui utilise la plus haute chute du monde, soit 1765 m, celle de *Salanfe-Miéville* (Suisse) et celle de *Rothenbrunnen* (Suisse), les Ateliers des Charmilles S. A., à Genève, ont adopté l'injecteur rectiligne à un seul piston. Les figures 3 et 4 montrent l'injecteur des turbines de *Rothenbrunnen*. Pour ce qui est du corps central contenant la commande du pointeau, il est évidemment de plus fort diamètre que celui avec commande par pistons multiples. En revanche, la longueur de l'injecteur est plus faible, ce qui est important lorsqu'il s'agit d'une centrale souterraine dans laquelle on cherche surtout à réduire la largeur de la caverne. Ajoutons même que les Ateliers des Charmilles sont allés encore plus loin sous ce rapport, en ce sens que les turbines en cours d'exécution pour la centrale d'*Ackersand* (Suisse) seront munies d'injecteurs rectilignes combinés avec des vannes autoclaves à double siège, ce qui conduit à un encombrement longitudinal de l'ensemble qu'on ne verrait guère plus réduit.

Afin de diminuer le diamètre du corps central de l'injecteur, contenant la commande du pointeau, on tend maintenant à utiliser une pression d'huile de plus en plus élevée pour la manœuvre et le réglage de cet élément, pression allant jusqu'à 60 kg/cm<sup>2</sup>. Le pointeau est alors commandé par un seul piston de faible diamètre. C'est cette particularité qui signale à notre attention les deux turbines de la centrale de *Lostallo*, située sur la Moesa, au Tessin (Suisse). Ces machines,

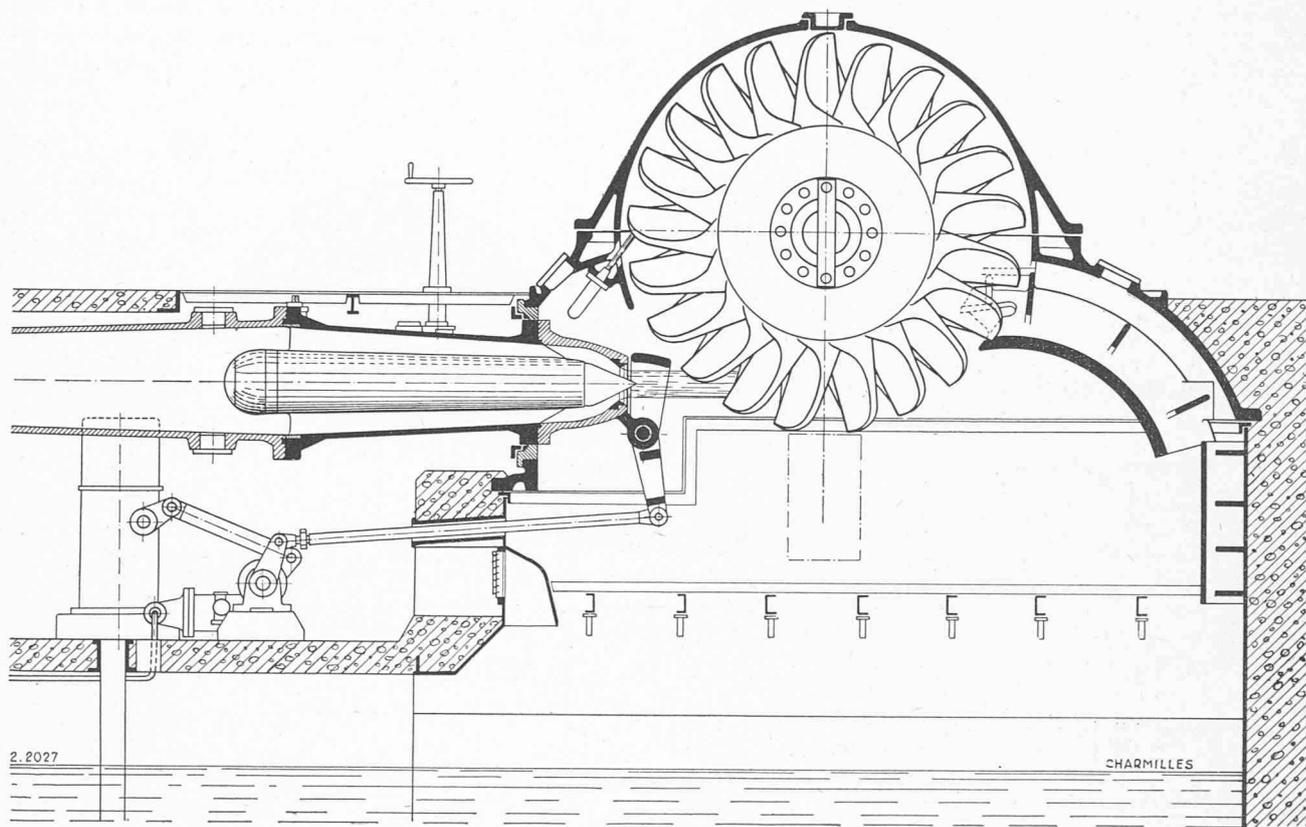


Fig. 3. — *Rothenbrunnen* : Coupe transversale de la turbine (Charmilles).

d'une puissance unitaire de 11 600 kW, fonctionnent sous une chute de 711 m. La coupe au travers de l'injecteur mise à notre disposition par leur constructeur, les Ateliers de Constructions Mécaniques de Vevey S.A., est représentée par la figure 5. On y relève la construction ramassée de l'injecteur due non seulement à la forte pression d'huile adoptée pour la commande du pointeau, mais aussi à la suppression du ressort de compensation à l'intérieur du corps central, ressort qui a été logé à l'extérieur de ce corps et dont l'effet d'équilibrage sur le pointeau est assuré par voie hydraulique. La mise en service de ces deux groupes est prévue pour le début de cette année.

Enfin, dans le même ordre d'idées, la solution adoptée par Th. Bell, Ateliers de Constructions S. A., à Kriens-Lucerne, pour les turbines de la centrale de *Cavergno*, au Tessin (Suisse), est représentée sur la figure 6. Elle est significative, car le constructeur, en vue de favoriser les conditions d'écoulement dans l'injecteur, a supprimé le mécanisme de commande du pointeau à l'intérieur de celui-ci et l'a reporté à l'extérieur du conduit, sans renoncer aux avantages de l'injecteur rectiligne. La figure 7 montre le pointeau venu d'une seule pièce de fonderie avec les ailettes de guidage, qui servent aussi de pièces intermédiaires à la commande du pointeau, commande réalisée au moyen de trois servomoteurs. La figure 8 reproduit l'intérieur de l'injecteur, lequel se présente sous une forme particulièrement simple.

Passant à la question de l'exécution des roues motrices en une seule pièce de fonderie, bornons-nous à dire qu'on y est parvenu par une augmentation de la capacité des fours et par les garanties qu'une fonderie d'acier peut actuellement donner quant à une exécution précise de la pièce brute. En particulier, dans une roue coulée de cette manière, il est d'une grande importance que les arêtes médianes des aubes se trouvent bien toutes dans le même plan et cette condition est couramment réalisée par les fournisseurs avec une tolérance infime. De plus, aujourd'hui, les moyens d'auscultation et de contrôle d'une pièce moulée par procédé magnétique, par rayons X et par ultrasons, ont acquis un degré de perfectionnement tel que l'on peut faire confiance à des roues motrices réalisées de cette façon. Notons, par

exemple, que les roues motrices de la centrale de Reisseck sont coulées d'une pièce et pourtant fonctionnent sous une chute de 25 m supérieure à celle de Chandoline. Or, on se souvient que les roues de Chandoline comportaient un disque central en acier sur le pourtour duquel était ménagée une rainure à section en mortaise et dans laquelle on imbriquait les aubes en acier forgé, après chauffage du disque, la fenêtre de passage des aubes étant obturée ensuite. Ces aubes étaient rendues solidaires les unes des autres au moyen de clavettes transversales : construction très compliquée et coûteuse que l'on peut maintenant éviter.

Nous ne dirons rien des autres modes de fixation par aubes rapportées, isolément ou par paires ou encore par couronne biseautée et serrée contre le disque au moyen d'un anneau à portée conique. On y aura de moins en moins recours à l'avenir.

Enfin, touchons le dernier aspect de la construction moderne des turbines Pelton. On cherche à en diminuer le poids en exécutant les éléments fixes en tôle, soit le bâti et le manteau de roue, parties de la machine qui sont particulièrement encombrantes et lourdes dans l'exécution en fonte, auparavant courante. Par un découpage judicieux des tôles constitutives de ces éléments, des cintrages appropriés et un meulage soigné des soudures, on obtient même des constructions plaisantes, qui n'ont rien à se reprocher sous le rapport de l'esthétique.

### III. Turbines Francis

Les turbines Francis sont essentiellement vouées à l'utilisation de chutes et de débits moyens. Elles sont du type à réaction et fonctionnent donc par différence de pression. L'évolution de ce type de turbine s'est manifestée avant tout par l'utilisation de chutes de plus en plus élevées et par la réalisation de groupes très puissants.

Il y a une dizaine d'années, les hautes chutes utilisées par des turbines Francis n'atteignaient pas 400 m, alors qu'actuellement on en exécute qui fonctionnent sous des chutes dépassant largement cette valeur.

Des études en cours prévoient des unités fonctionnant

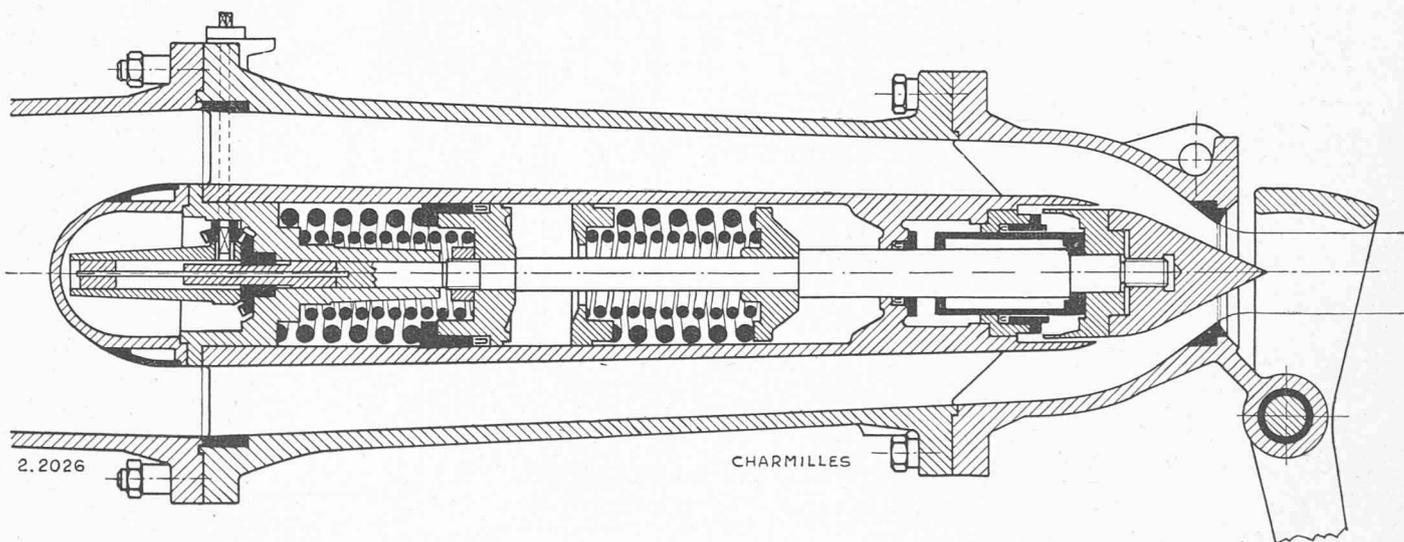


Fig. 4. — *Rothenbrunnen* : Coupe longitudinale de l'injecteur (Charmilles).

sous des chutes au-delà de 500 m, qui étaient réservées jusqu'alors aux turbines Pelton.

Pour quelles raisons la turbine Francis gagne-t-elle du terrain au détriment de la turbine Pelton ? La réponse à cette question relève essentiellement de considérations économiques, questions que nous avons abordées en son temps dans une publication<sup>1</sup> parue à l'occasion du Centenaire de l'École polytechnique de l'Université de Lausanne et dont nous ne reprendrons ici que l'essentiel, afin d'éviter de nouvelles variations sur un thème déjà fort connu.

Les avantages de la turbine Francis sur la turbine Pelton se résument comme suit :

- danger d'érosion moindre dans le distributeur, la vitesse de l'eau y étant plus faible ;
- rendement hydraulique global généralement moins affecté par l'usure des éléments exposés à l'érosion ;
- usure plus régulière des surfaces en contact avec l'eau ;
- vitesse de rotation plus élevée, d'où groupe turbine-alternateur plus ramassé, moins lourd, meilleur marché, la réduction des dimensions conduisant à une économie sur le génie civil et sur le pont roulant ;

<sup>1</sup> « Influence de quelques facteurs économiques sur la construction actuelle des turbines hydrauliques en Europe. » Tiré à part, Imprimerie La Concorde, Lausanne, septembre 1953.

- puissance unitaire beaucoup plus élevée pour un encombrement raisonnable ;
- rendement supérieur pour les charges comprises entre 2/3 et 3/3 de la charge maximum ;
- utilisation intégrale de la chute disponible ;
- fonctionnement s'adaptant mieux à de notables variations de chute.

En revanche, comparativement à la turbine Pelton, la turbine Francis présente les inconvénients suivants :

- les joints à la périphérie et à la sortie de la roue sont soumis à une usure rapide si l'eau est très sableuse, ce qui a pour conséquence d'affecter le rendement volumétrique de la turbine, qui constitue une part de son rendement total. Bien que les fonds de la turbine soient pourvus de blindages et d'anneaux d'usure, il est clair que, sous une chute très élevée il est souhaitable qu'une turbine Francis fonctionne avec de l'eau propre, à la rigueur légèrement sableuse ;
- la nécessité de placer parfois très bas la turbine afin de parer aux dangers de cavitation, d'où des infrastructures de la centrale plus importantes ;
- un rendement moins favorable de la turbine aux faibles charges.

L'apparition sur le marché de l'acier inoxydable au Cr-Ni a naturellement beaucoup facilité l'extension, vers les hautes chutes, du domaine d'application de

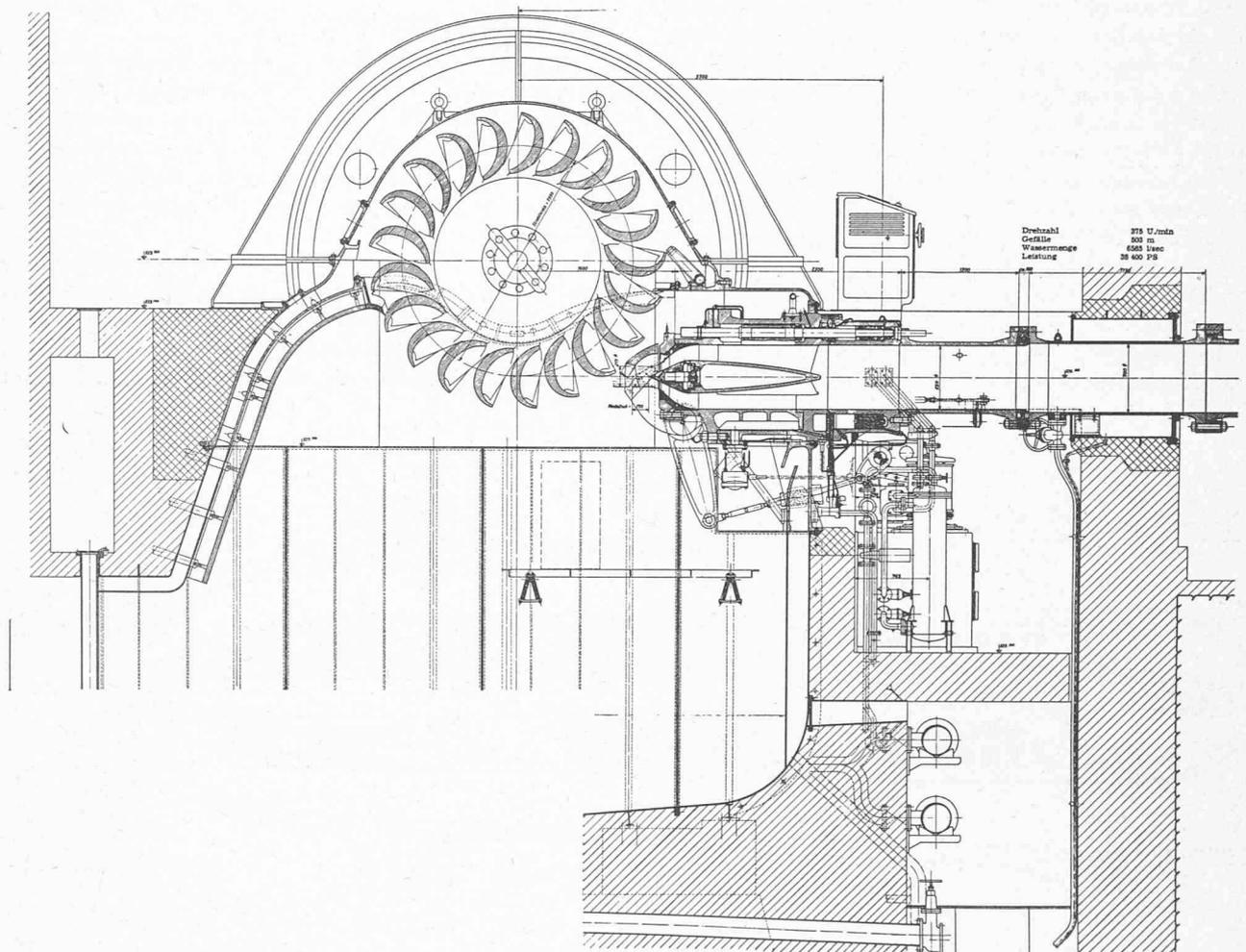


Fig. 6. — Caverghno : Coupe transversale de la turbine (Bell).

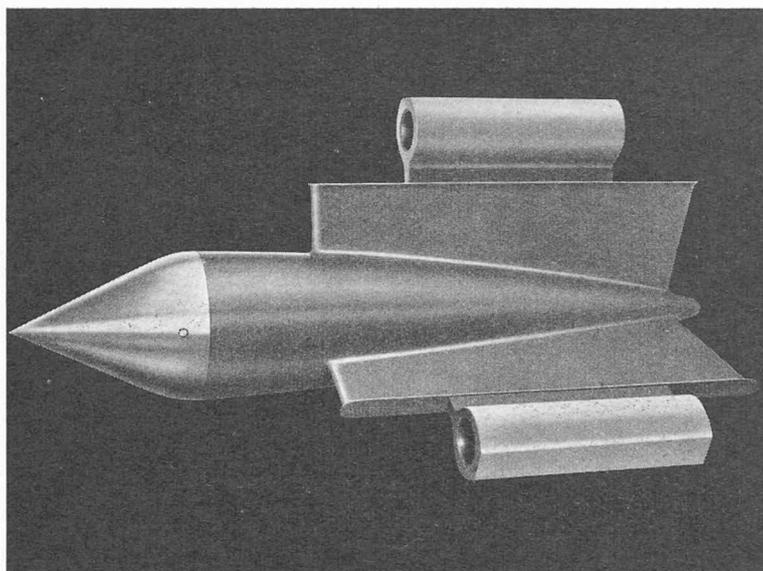


Fig. 7. — Caverigno : Vue du pointeau avec ses ailettes (Bell).

la turbine Francis. Mais il ne faut pas oublier que de grands progrès sont dus aussi aux essais en laboratoire sur des modèles réduits, essais systématiques qui donnent, d'une façon précise, tous renseignements quant au comportement de ces turbines sous de hautes chutes.

Quant à l'usure par érosion, on peut y parer, dans une certaine mesure, en adoptant des aciers spéciaux résistant bien à l'action du sable contenu dans l'eau utilisée, mais il est évident qu'un fonctionnement sous une chute très élevée accentue le phénomène d'érosion. Nous avons eu l'occasion d'étudier en détail le comportement de différents éléments de turbine exposés à ce genre d'usure<sup>1</sup>. En résumé, il est incontestable que lorsque la puissance unitaire et la chute s'y prêtent, de même que les conditions d'exploitation, la turbine Francis présente comparativement à la turbine Pelton les avantages les plus nombreux.

Parmi les quelques installations que nous allons citer, commençons par la centrale de *Fionnay-Mauvoisin*, construite dans le Val de Bagnes, en Valais (Suisse). Elle est équipée de trois turbines Francis fonctionnant sous une chute nette variant entre 284 et 455 m. Chaque turbine développe une puissance maximum de 46 200 kW et tourne à une vitesse de 750 t/min, d'où un nombre de tours spécifique  $n_s$ <sup>2</sup> de 90 environ.

Ces machines ont été construites par Escher-Wyss S. A., à Zurich, et s'adaptent très bien à la variation importante de chute que nous venons de signaler, variation qui est due aux fluctuations du niveau de l'eau dans le bassin d'accumulation et dont l'ampleur

<sup>1</sup> « Contribution à l'étude du phénomène d'érosion par frottement dans le domaine des turbines hydrauliques. » Annales suisses des Sciences appliquées et de la Technique (Schweizer Archiv), cahier 12, décembre 1957. *Bulletin technique de la Suisse romande*, n° 3, 1<sup>er</sup> février 1958.

<sup>2</sup> Définition du nombre de tours spécifique :

$$n_s = \frac{N \cdot \dot{E}^{1/2}}{H^{5/4}}$$

où  $N$  = vitesse angulaire en t/min ;  
 $\dot{E}$  = puissance à l'arbre en ch ;  
 $H$  = chute nette en m.

maximum est de 175 m. Même en fonctionnant sous une chute fort éloignée de celle correspondant à leur tracé, leur marche reste très satisfaisante et ne donne aucun souci à l'exploitant.

Les deux turbines de la centrale de *Saint-Léonard*, de l'Electricité de la Liègne S. A., à Sion (Suisse), ont été construites par les Ateliers des Charmilles S. A., à Genève. Elles sont de dimensions sensiblement plus modestes, de réalisation plus récente, mais se distinguent aussi par la chute maximum qu'elles exploitent, qui atteint 410 m. La puissance unitaire est de 15 800 kW seulement et la vitesse de rotation de 1000 t/min. Les canaux de la roue motrice étant forcément étroits et de dimensions relativement faibles, le constructeur a résolu le problème de l'usinage d'une telle roue en prévoyant sa coulée en deux parties. L'une est constituée par le moyeu-disque et l'aubage, ce dernier se trouvant donc ouvert et accessible en toutes ses parties. De cette façon, on peut conférer aux aubes des formes exactes et des surfaces polies avec soin. La deuxième partie est constituée par la couronne extérieure, qui est finalement rapportée à l'aubage par soudure. La figure 9 montre la roue motrice avant la mise en place de la couronne extérieure. Le nombre de tours spécifique  $n_s$  de cette roue est de 80, soit assez bas, mais nullement défavorable sous le rapport hydraulique.

A peu près à la même époque, les Ateliers des Charmilles S. A. ont construit la turbine Francis de *Paradela* (Portugal), qui développe une puissance de 56 000 kW à 600 t/min, sous la chute normale de 402 m, et fonctionne sous une chute maximum de près de

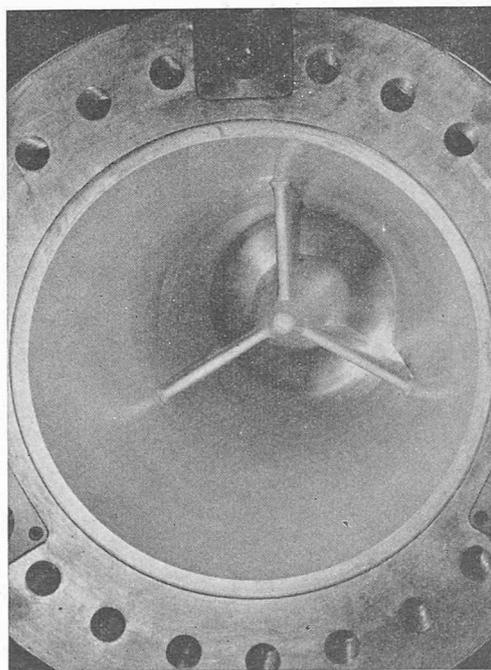


Fig. 8. — Caverigno : Vue de l'intérieur de l'injecteur (Bell).

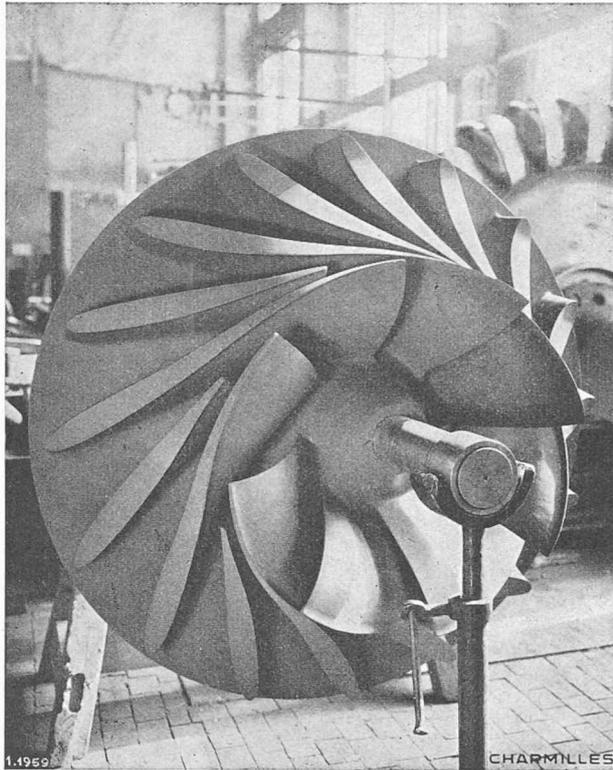


Fig. 9. — *Saint-Léonard* :  
Vue de la roue motrice avant  
l'achèvement (Charmilles).

430 m. Le nombre de tours spécifique normal est de 92. La figure 10 montre la coupe verticale de cette turbine. Elle possède une bêche spirale qui pourrait paraître légère, comparativement à d'autres. En fait, elle a été particulièrement bien étudiée et présente, sous le rapport de la résistance, autant, si ce n'est plus, de sécurité que des constructions plus lourdes pour lesquelles, semblerait-il, on n'aurait pas utilisé toutes les ressources du calcul. Cette bêche a été essayée, en ateliers, à une pression de  $78 \text{ kg/cm}^2$  et les mesures tensométriques ont prouvé toute la légitimité de la méthode de calcul utilisée.

Mentionnons aussi la turbine de la centrale de *San Silvestro*, dans les Dolomites, représentée par la figure 11 qui en donne une coupe axiale et la vue en plan. La chute nette varie entre 374 et 434 m, le débit correspondant de  $13,3$  à  $14,3 \text{ m}^3/\text{s}$ , ce qui donne une puissance de pleine charge comprise entre 43 900 et 55 500 kW. La vitesse de rotation est de 600 t/min.

Cette machine a été construite par la Maison Riva et sera mise prochainement en service.

Enfin, il est intéressant de signaler l'installation projetée de *Ferrera* (Suisse), projet étudié par la Société Motor-Columbus S. A., à Baden, mandataire de la S. A. Kraftwerke Hinterrhein, à Thusis. Cette centrale exploitera une chute variant entre 402 et 520 m et, selon les projets actuels, elle devra être équipée de trois

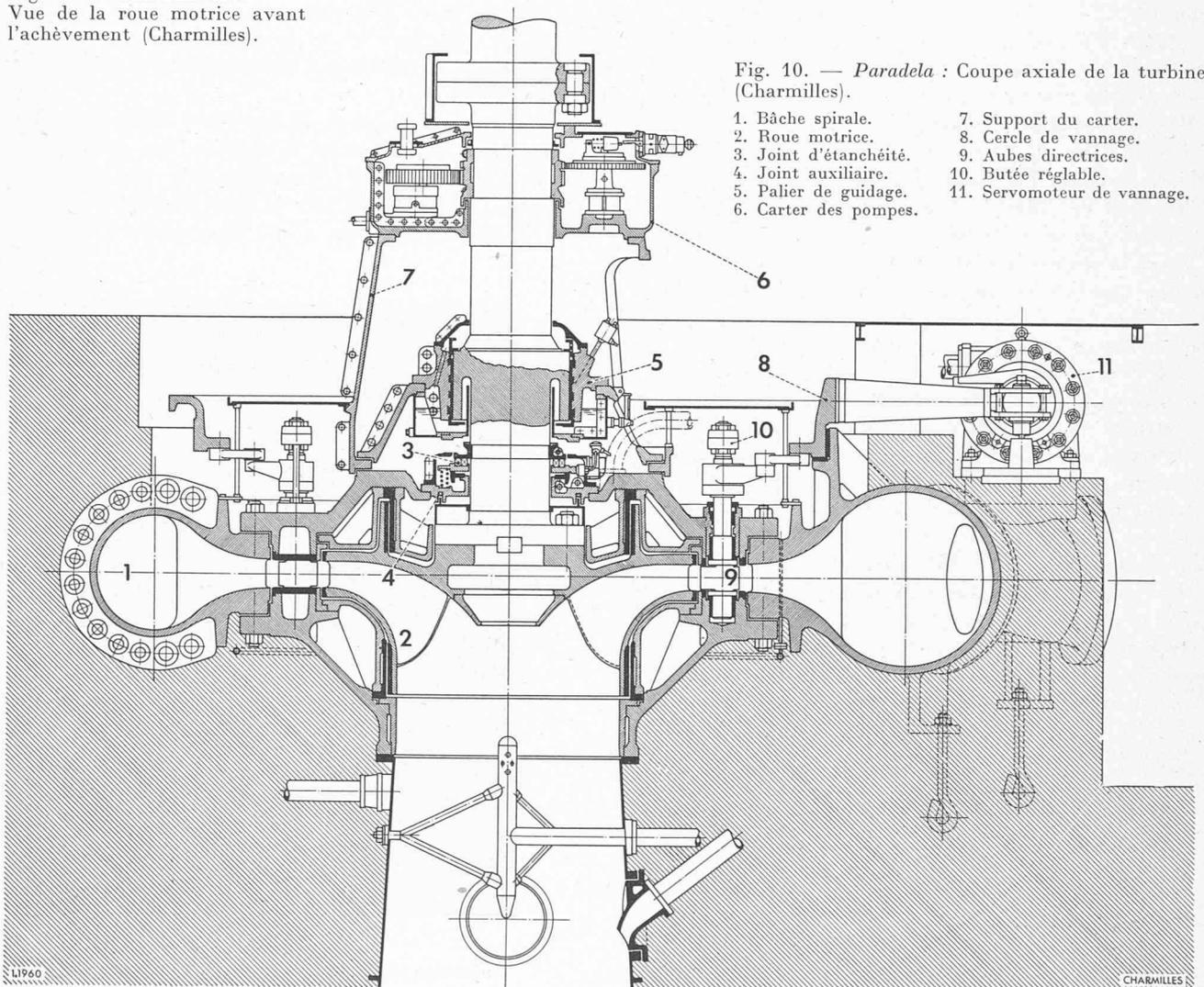


Fig. 10. — *Paradela* : Coupe axiale de la turbine (Charmilles).

- |                        |                             |
|------------------------|-----------------------------|
| 1. Bêche spirale.      | 7. Support du carter.       |
| 2. Roue motrice.       | 8. Cercle de vannage.       |
| 3. Joint d'étanchéité. | 9. Aubes directrices.       |
| 4. Joint auxiliaire.   | 10. Butée réglable.         |
| 5. Palier de guidage.  | 11. Servomoteur de vannage. |
| 6. Carter des pompes.  |                             |

groupes comportant des turbines Francis à axe horizontal. Cette disposition des groupes a été dictée par des considérations d'encombrement, deux d'entre eux devant comprendre chacun une pompe d'accumulation. Sous la chute minimum de 402 m, le débit unitaire utilisé sera de 13,4 m<sup>3</sup>/s et la puissance de la turbine de 47 000 kW, alors que sous la chute maximum de 520 m le débit atteindra 15,9 m<sup>3</sup>/s et la puissance 72 300 kW. La vitesse de rotation des groupes sera de 750 t/min, ce qui correspondra à un nombre de tours spécifique compris entre 105 et 95. Malgré la puissance considérable, les dimensions de ces machines resteront relativement très modestes.

Nous ne voudrions pas terminer ce court chapitre sur les turbines Francis sans relever le rôle considérable qu'elles joueront dans l'équipement des grands cours d'eau. Citons à ce propos les centrales projetées de *Sounda*, sur le Kouilou, en Afrique Equatoriale française, et surtout celle d'*Inga*, qui sera l'une des centrales hydro-électriques les plus importantes du monde. En effet, à Inga, le Congo accuse encore un débit de 20 000 m<sup>3</sup>/s en période d'étiage, soit plus de dix-sept fois celui du Grand Canal d'Alsace. La chute, allant de 90 à 140 m, sera donc équipée de turbines Francis. Il faudra bien entendu installer des unités extrêmement puissantes afin d'en réduire le nombre. La puissance unitaire définitive n'est, à notre connaissance, pas encore fixée et il est clair que ces grosses machines vont poser certains problèmes technologiques sérieux, problèmes de coulée, d'usinage, de transport et de montage. C'est pourquoi, semble-t-il, il faudra rester en deçà d'une limite raisonnable, limite qu'il est difficile de préciser et qui ne doit pas être éloignée de 200 000 à 250 000 kW.

#### IV. Turbines Kaplan

Les turbines du type Kaplan sont celles qui équipent les basses chutes et utilisent de gros débits. Elles sont aussi du type à réaction, comme les turbines Francis, mais se caractérisent, comme chacun le sait, par le double réglage simultané du distributeur et de la roue motrice. De ce fait, leur fonctionnement s'adapte non seulement à des chutes mais aussi à des débits très variables. Il est inutile d'en dire davantage au sujet du principe de fonctionnement bien connu de ce type de machine, dont l'évolution est

également caractérisée par une extension du domaine d'application vers des chutes de plus en plus élevées et par la réalisation de groupes de très grandes dimensions.

Depuis quelques années, la turbine Kaplan tend à se substituer à la turbine Francis pour les chutes allant de 30 à 70 m, précisément parce que sa caractéristique est plus favorable et que sa production d'énergie à chute variable est sensiblement plus forte.

Bien entendu, l'utilisation de chutes élevées a pour corollaire de devoir installer la roue motrice sous une certaine contre-pression d'aval, autrement dit de lui conférer une hauteur d'aspiration négative.

Dans certains cas, on peut hésiter entre le type Kaplan et le type Francis et, finalement, ce sont, une fois de plus, tous les aspects économiques du projet

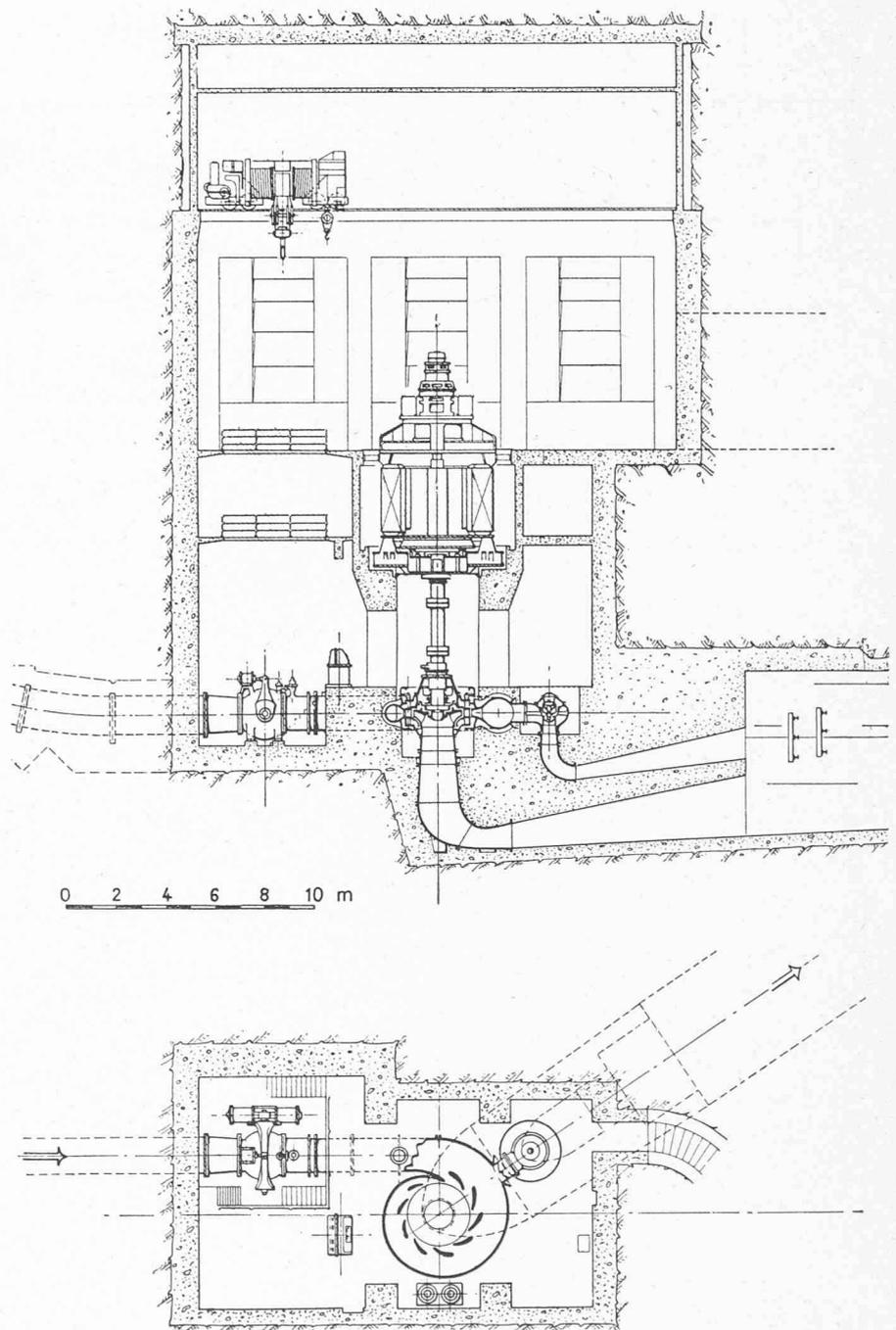


Fig. 11. — *San Silvestro* : Elévation et vue en plan du groupe (Riva).

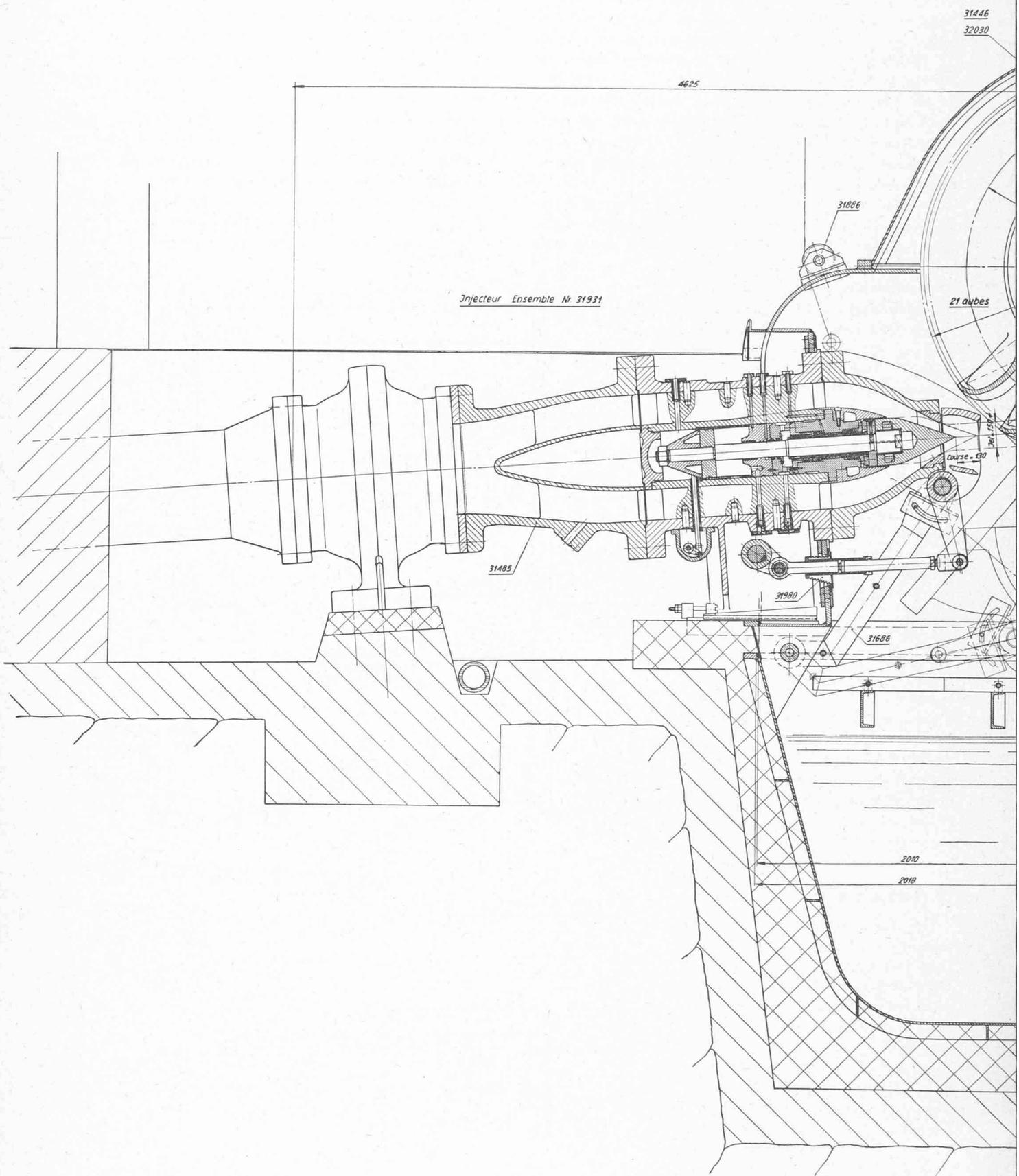
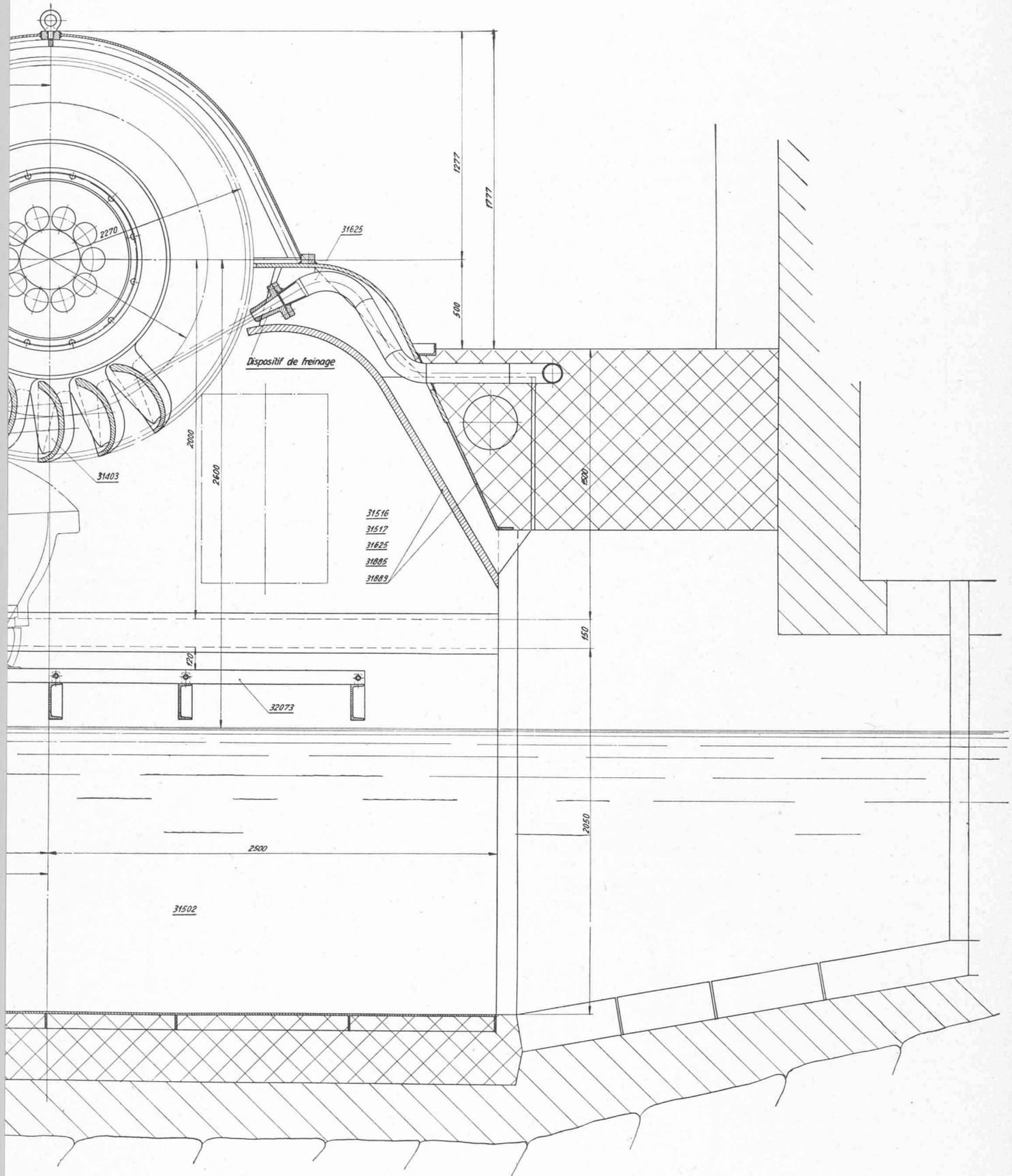


Fig. 5. — *Lostallo* : Coupe transversale de la turbine (Vevey).



qui devront être soigneusement examinés avant de prendre une décision.

Sous le rapport de l'extension du domaine d'application de ce type de turbine, nous n'hésiterons pas à dire quelques mots de la turbine de *Rochetta* (fig. 12) qui, pour être de construction déjà ancienne, accusait un progrès énorme sur les constructions de l'époque, soit 1937, puisque la limite d'utilisation se trouvait d'un coup multipliée par 1,5. Ce faisant, nous voulons aussi rendre hommage à son constructeur, les Ateliers des Charmilles S. A., à Genève, qui ont alors véritablement fait œuvre de pionnier dans ce domaine. Nous ne pouvons mieux faire que de dresser ci-dessous un tableau des caractéristiques extrêmes de cette machine :

| Vitesse de rotation                | $N$ (t/min)                   | 500             | 420             |
|------------------------------------|-------------------------------|-----------------|-----------------|
| Chute nette . . .                  | $H$ (m)                       | 18 . . . . . 56 | 14 . . . . . 50 |
| Débit volumique .                  | $\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /s) | 6,45 . . . 7,6  | 5,55 . . . 7,35 |
| Puissance sur l'arbre . . . .      | $\dot{E}$ (kW)                | 920 . . 3680    | 625 . . 3090    |
| Nombre de tours spécifique . . . . | $n_s$                         | 478 . . . 231   | 452 . . . 205   |

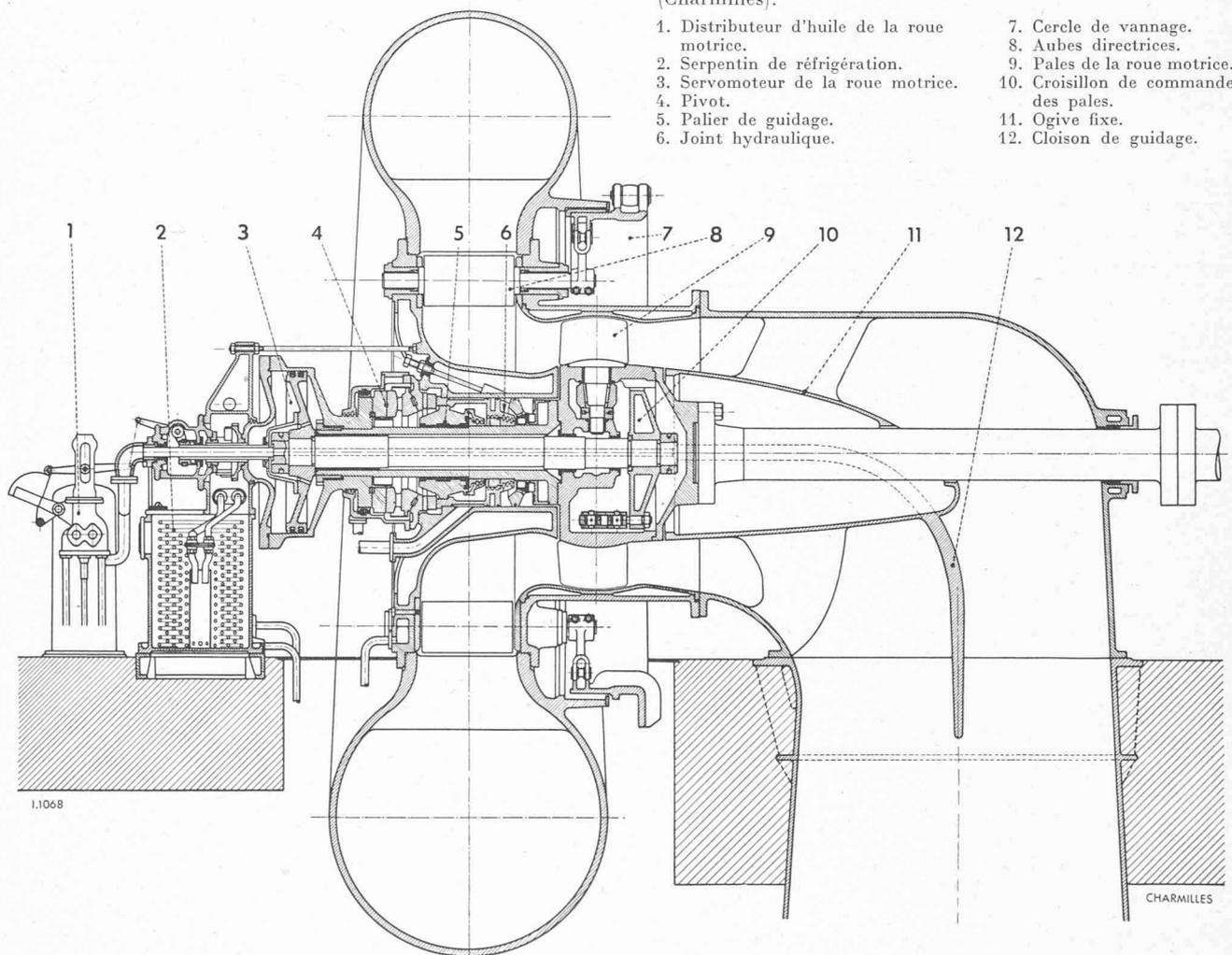
Autrement dit, et au vu de ce qui précède, non seulement la turbine de *Rochetta* battait de loin le record de la chute, mais aussi celui de la variation des condi-

tions de marche. En effet, la chute effective varie dans la proportion de 1 à 4, mais la turbine est appelée à fonctionner à deux vitesses de rotation synchrones différentes, correspondant à la production de courant électrique à 42 et 50 Hz. Le rapport fictif des chutes, dans ces conditions, est de 1 à 5,7.

Bien entendu, avant de passer à l'exécution, le constructeur a procédé à des essais préalables sur modèle réduit, essais qui ont prouvé que le tracé prévu répondait d'une façon satisfaisante aux conditions de fonctionnement très sévères auxquelles aurait à faire face l'exécution à l'échelle industrielle.

Nous n'entrerons pas dans le détail de la construction de cette turbine horizontale un peu particulière. Nous nous bornerons à relever le soin apporté à l'exécution des formes hydrauliques du coude d'aspiration de la turbine, afin d'améliorer les conditions d'écoulement à la sortie de la roue. Cette roue possède huit pales, et pour en réaliser la commande automatique il est par conséquent indispensable de prévoir un moyeu de fort diamètre. En choisissant de faire suivre ce moyeu par une ogive fixe, le constructeur a considérablement réduit les pertes par frottement puisque celles-ci ne sont plus conditionnées par les vitesses relatives des filets liquides, mais par leurs vitesses absolues qui sont considérablement plus faibles. Cette ogive est très allongée, en vue d'une récupération très progressive de l'énergie résiduelle à la sortie de la roue motrice.

Fig. 12. — *Rochetta* : Coupe axiale de la turbine (Charmilles).



1. Distributeur d'huile de la roue motrice.
2. Serpentin de réfrigération.
3. Servomoteur de la roue motrice.
4. Pivot.
5. Palier de guidage.
6. Joint hydraulique.
7. Cercle de vannage.
8. Aubes directrices.
9. Pales de la roue motrice.
10. Croisillon de commande des pales.
11. Ogive fixe.
12. Cloison de guidage.

Les avantages de l'ogive fixe ont été exploités dans plusieurs installations de turbines Kaplan à haute chute. Nous ne pouvons passer sous silence les résultats obtenus sur la turbine III de la centrale de *Lavey* (Suisse), turbine qui diffère sensiblement des deux premières machines qui s'y trouvaient déjà installées. Il s'agissait de réaliser, comparativement aux machines anciennes, une turbine capable d'absorber un débit de 28 % supérieur, tout en étant logée dans une bache spirale identique à celles déjà montées et en utilisant un aspirateur dimensionné pour le débit unitaire primitivement choisi. La turbine a été construite par Charmilles et Vevey, le premier de ces constructeurs étant seul responsable des études hydrauliques.

On saisira que le problème de la récupération de l'énergie résiduelle à la sortie de la roue prenait ici un relief tout particulier. Il a été résolu d'une manière plus que satisfaisante puisqu'une mesure de puissance effectuée sur ce groupe III, mis en service l'été passé, confirma non seulement la valeur garantie, mais même un notable dépassement, laissant ainsi supposer que le rendement supputé à pleine charge est aussi dépassé. On a même constaté que cette surcharge ne donne pas lieu à un début de cavitation, qui se traduirait déjà par des vibrations et une marche bruyante de la turbine. Au contraire, une auscultation du pourtour de l'enveloppe entourant la roue révèle une marche des plus tranquilles.

Il est bien certain que la réalisation d'une ogive fixe, s'appuyant sur une cloison médiane incurvée prolongée jusqu'à la fin du coude de l'aspirateur, contribue dans une large mesure à l'obtention de ce résultat tout à fait remarquable.

Le record de la chute pour les turbines Kaplan, longtemps détenu par celle de *Rochetta*, est aujourd'hui dépassé. Mentionnons ici l'installation de *Barcis*, de la Società Adriatica di Elettricità, à Venise, centrale souterraine aménagée sur la rive gauche de la gorge de la *Cellina*. Elle comporte deux groupes mis en service en 1954, dont une des turbines a été construite par Escher-Wyss S. A., à Zurich, qui nous en a fourni la coupe axiale représentée par la figure 13. Ces turbines doivent fonctionner dans des conditions d'exploitation assez sévères. La variation de chute s'étale entre 28,0 et 60,5 m et le groupe doit également tourner aux deux vitesses synchrones de 420 et 500 t/min. Une fois de plus, seul le type Kaplan pouvait satisfaire à des variations de marche aussi étendues. Nous regrettons de ne pouvoir dire ici quelques mots de la construction de cette machine, qui présente certainement aussi des particularités très intéressantes.

Quant aux turbines Kaplan de dimensions particulièrement importantes, nous pensons qu'il est suffisant d'en donner ci-après une liste, qui n'a d'ailleurs pas la prétention d'être complète.

Les tendances actuelles dans la construction des turbines Kaplan de grandes dimensions se trouvent en grande partie réunies dans les turbines de la centrale d'*Isola Serafini*, qui sera mise en service d'ici deux ans. Cette centrale, qui comporte quatre groupes, est située sur le Pô et s'inscrit dans le cadre d'un vaste aménagement destiné à la régularisation du fleuve, à la production d'énergie et à l'amélioration de la navigation. Elle se trouve un peu en amont du confluent de l'*Adda* et sera équipée pour un débit global maximum de 1200 m<sup>3</sup>/s, la chute variant entre 3,5 et 7,5 m. La

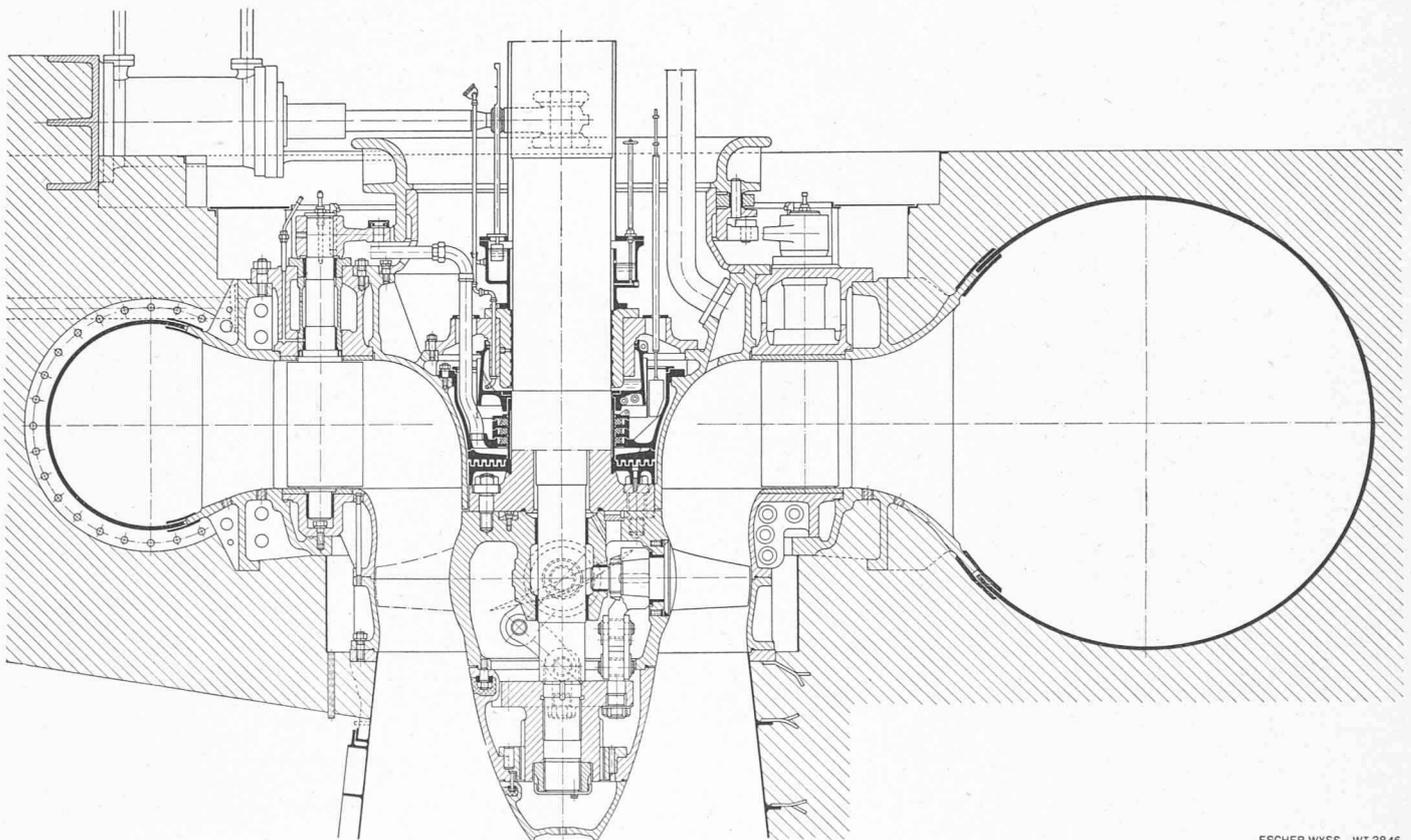


Fig. 13. — *Barcis* : Coupe axiale de la turbine (Escher Wyss).

| Installation                              | Pays                             | Constructeur  | Chute | Puissance unitaire à l'arbre | Vitesse de rotation | Nombre de tours spécifique | Diamètre extérieur de la roue motrice |
|---|----------------------------------|---|-------|------------------------------|---------------------|----------------------------|---------------------------------------|
|   |                                  |   | H (m) | $\dot{E}$ (kW)               | N (t/min)           | $n_s$                      | De (mm)                               |
| Wildegg - Brugg<br>Neuötting<br>Assouan   | Suisse<br>Allemagne<br>Egypte    | Bell<br>Voith<br>Escher Wyss/Charmilles et<br>Karlstad                        | 14,7  | 23 200                       | 115,4               | 710                        | 5125                                  |
|   |                                  |   | 6,2   | 7 400                        | 68,2                | 702                        | 5450                                  |
|   |                                  |   | 31,2  | 47 800                       | 100                 | 345                        | 5600/5800                             |
| Donzère-Mondragon<br>Ottmarsheim          | France<br>France                 | Escher Wyss/Charmilles<br>Alsthom Charmilles                                  | 23,5  | 51 500                       | 107,1               | 548                        | 6100                                  |
|   |                                  |   | 17,4  | 41 400                       | 93,75               | 625                        | 6250                                  |
| Simbach - Braunau<br>Châteauneuf-du-Rhône | Allemagne/<br>Autriche<br>France | Voith<br>Alsthom/Charmilles/Neyrpic et<br>Schneider/Westinghouse/<br>Karlstad | 11,0  | 24 100                       | 83,3                | 753                        | 6300                                  |
|   |                                  |   | 14,7  | 36 600                       | 93,75               | 725                        | 6550                                  |
| Birsfelden                                | Suisse/<br>Allemagne             | Charmilles et Escher Wyss   | 8,96  | 22 100                       | 68,2                | 762                        | 7200                                  |
| Jochenstein                               | Allemagne/<br>Autriche           | Voith et Escher Wyss  | 9,6   | 29 000                       | 65,2                | 767                        | 7400                                  |
| Isola Serafini<br>Vargön                  | Italie<br>Suède                  | Riva et Tosi<br>Karlstad et Nohab   | 5,25  | 12 500                       | 53,6                | 880                        | 7600                                  |
|   |                                  |   | 4,3   | 11 300                       | 46,9                | 939                        | 8000                                  |

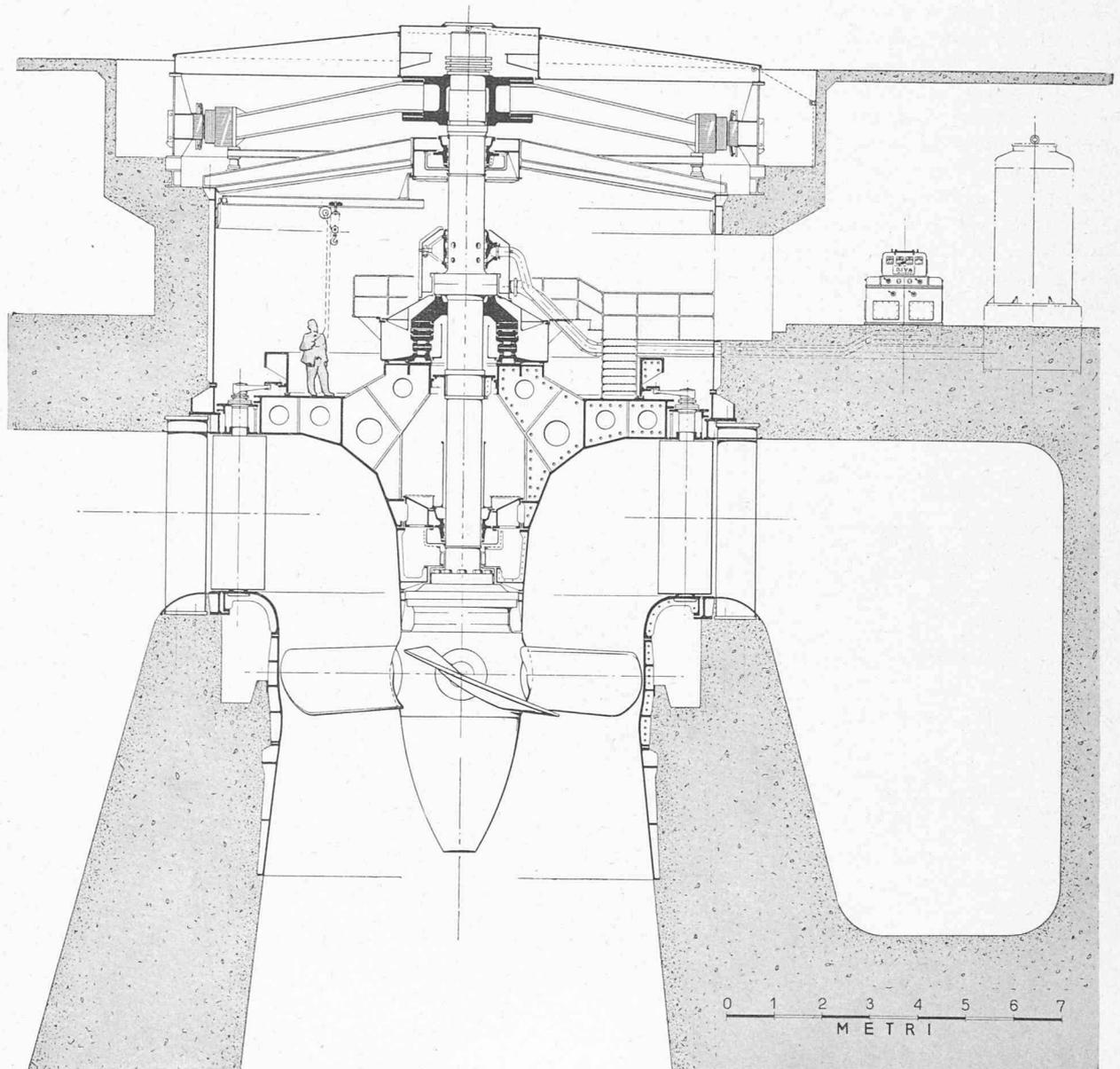


Fig. 14. — *Isola Serafini* : Coupe axiale de la turbine (Riva).

puissance totale installée est de 50 000 kW, donc relativement modeste, mais bien entendu, pour une chute aussi basse, elle conduit à la réalisation de turbines qui comptent parmi les plus grandes qui aient été exécutées en Europe. La vitesse de rotation du groupe est de 53,6 t/min, d'où il résulte que le nombre de tours spécifique varie de 1150 à 560.

La figure 14 montre la coupe axiale d'un des deux groupes comportant une turbine de construction Riva. L'alternateur est du type parasol, avec un palier du type à cuvette tournante. Au-dessus de l'accouplement, entre l'arbre de l'alternateur et celui de la turbine, se trouve le dispositif d'introduction d'huile, du type à manchon flottant, pour le servomoteur de commande des pales de la roue. En dessous de l'accouplement précité se trouve le pivot du groupe, monté sur le fond central de la turbine, pivot qui transmet les charges tournantes au fond annulaire supérieur du distributeur et, de là, aux entretoises fixes précédant ce dernier.

Le fond central, dont le diamètre extérieur mesure 9 m, est exécuté en tôle soudée, d'où il résulte une grosse économie de poids. Cette construction est d'ailleurs de plus en plus adoptée pour de grandes exécutions. Plus bas, dans le prolongement du fond central, se trouve un second palier à cuvette tournante et, juste en dessous, le servomoteur de commande des pales motrices, suivi de la roue proprement dite, dont le diamètre extérieur est de 7600 mm. Remarquons que la hauteur totale du groupe aurait pu être encore sensiblement réduite si, pour parer aux dangers d'une inondation, le maître de l'œuvre n'avait pas prescrit que l'alternateur devait être au-dessus du niveau maximum des crues. On remarquera simplement, en passant, que le palier à cuvette tournante paraît supplanter le palier du type à barbotage, qui était encore très à la mode il y a quelques années, mais qui présentait malgré tout un inconvénient majeur, à savoir qu'il exigeait un renflement correspondant de l'arbre-moteur, qui ren-

chérissait sensiblement le prix de cet élément de la machine.

Passant à des considérations générales, disons encore que certains constructeurs commandent le cercle de vannage du distributeur au moyen de servomoteurs toriques placés à l'intérieur de ce cercle, sur le fond central, ce qui crée un système de forces intérieures lors d'une manœuvre, alors que la solution avec servomoteurs montés sur la maçonnerie voisine de la turbine a pour effet d'exercer des efforts supplémentaires sur le béton et d'exiger parfois la pose d'armatures et de scellements spéciaux.

## V. Conclusions

Peut-on conclure au sujet d'une technique qui évolue et progresse chaque jour ?

On ne peut, à la rigueur et comme nous le disions au début de cet exposé, que dégager les tendances actuelles qui se manifestent dans la construction des turbines hydrauliques en général. Nous avons constaté une rationalisation des formes hydrauliques, une amélioration des conditions d'écoulement, une simplification des procédés de fabrication qui n'exclut cependant pas des perfectionnements constructifs des plus pratiques, enfin et surtout la recherche de solutions aussi économiques que possible, sans que ce soit au préjudice de la qualité et de la sécurité d'exploitation des équipements. Ces solutions sont aussi celles qui ont une répercussion avantageuse sur l'importance des travaux de génie civil.

À cet égard, plus d'un résultat heureux est dû à une collaboration étroite et intelligente entre les ingénieurs hydrauliciens, électriciens et du génie civil qui se sont trouvés concourir ensemble à l'élaboration du projet et de la construction d'une centrale hydro-électrique et qui ont su associer le meilleur de leurs idées et de leurs possibilités pour mener à chef l'œuvre commune.

## L'ACTUALITÉ AÉRONAUTIQUE (XIII)

### L'avenir du statoréacteur<sup>1</sup>

Avec les vitesses de vol toujours plus élevées, le statoréacteur — ou tuyère thermopropulsive — reprend toute son importance, et de nombreuses applications sont envisagées et partiellement déjà réalisées.

Le principe de fonctionnement du statoréacteur est simple : en effet, le statoréacteur se présente sous la forme d'une tuyère cylindrique munie à l'avant d'un diffuseur (récupération de la pression) et à l'arrière d'un convergent (réduction de la vitesse dans la partie cylindrique). La combustion, qui s'effectue dans la partie cylindrique, est assurée par l'amenée sous pression de carburant, par l'intermédiaire d'une ou de plusieurs rampes d'injection. La compression indispensable au cycle thermodynamique est réalisée grâce au ralentissement de l'écoulement dans le diffuseur. Il n'y a donc aucune pièce mobile.

La compression obtenue dans le diffuseur peut être évaluée à l'aide de la relation suivante, valable pour un écoulement sans chocs (compression isentropique) :

$$p_2/p_0 = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_0^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

<sup>1</sup> Statoréacteur : en anglais : ramjet ; en allemand : Staustahltriebwerk, ou aussi : Lorin-Antrieb (du nom de l'inventeur français).

où  $P_2$  = pression à la fin du diffuseur ;  
 $p_0$  = pression ambiante (pression atmosphérique) ;  
 $Ma_0$  = nombre de Mach de vol ;  
 $\kappa$  = exposant adiabatique (pour l'air et les gaz diatomiques :  $\kappa = 1,4$ ).

Pour l'air, cette relation s'écrit donc :

$$p_2/p_0 = (1 + 0,2 Ma_0^2)^{3,5}$$

Par exemple :

|           |     |       |       |       |       |      |       |     |     |
|-----------|-----|-------|-------|-------|-------|------|-------|-----|-----|
| $Ma_0$    | 0,0 | 0,5   | 0,8   | 1,0   | 1,5   | 2,0  | 3,0   | 4,0 | 5,0 |
| $p_2/p_0$ | 1,0 | 1,186 | 1,525 | 1,892 | 3,675 | 7,82 | 36,75 | 152 | 530 |

Il s'agit ici de valeurs théoriques. En fait, il y a formation de chocs d'entrée (pour  $Ma_0 > 1$ ) qui limitent fortement cette compression, au fur et à mesure de l'accroissement du nombre de Mach de vol.

**Poussée :** Au point fixe, le statoréacteur ne peut délivrer aucune poussée, en raison même de l'absence de compression. Par contre, la poussée augmente considérablement en fonction du nombre de Mach de vol. Dès que la valeur de ce dernier dépasse 2, on peut admettre que l'emploi du statoréac-