

ÉTUDES THÉORIQUES ET EXPÉRIMENTALES DE L'ÉVOLUTION DE L'ÉNERGIE DANS LES OUVRAGES AVAL DES INSTALLATIONS HYDROÉLECTRIQUES DE BASSE CHUTE

PAR J. CHEVALIER * ET H. GIRAUD **

Communication
présentée au Comité technique
de la Société Hydrotechnique de France
le 17 novembre 1967

Introduction

Dans les installations hydroélectriques de basse chute, on cherche de plus en plus, pour des raisons d'économie, à diminuer les dimensions générales des turbines.

Cela a pu être possible avec l'apparition des turbines axiales admettant des débits spécifiques très élevés. Ainsi, à la sortie de la roue, par suite des grandes vitesses d'écoulement de l'eau, l'énergie cinétique est très importante et peut atteindre 100 % de la chute ou plus.

Lorsque la turbine possède des aubes directrices et des pales mobiles, la conjugaison optimale de ces deux organes permet d'avoir, à la sortie de la roue, une bonne répartition de vitesse, les composantes radiales restant faibles. De ce fait, le coefficient d'énergie cinétique α (***) reste, lui aussi, faible et, pour fixer les idées, ne dépasse pas 1,1.

On conçoit alors l'importance du diffuseur qui doit transformer cette énergie cinétique en énergie potentielle.

Cependant on ne peut, pour des raisons économiques, augmenter trop les dimensions du diffuseur.

Dans les cas classiques, pour les turbines axiales avec une divergence *raisonnable*, on a une section de sortie du diffuseur égale à environ quatre fois la section de la roue.

Mais pendant le parcours dans le diffuseur, l'énergie se dégrade. En effet, à cause de la divergence, les composantes radiales de la vitesse d'écoulement augmentent et la répartition de vitesse à la sortie n'est plus aussi uniforme. Le coefficient d'énergie cinétique α n'est pratiquement jamais inférieur à 1,2 et peut atteindre 1,7. Il y a donc encore à la sortie du diffuseur une énergie cinétique résiduelle importante.

Prenons l'exemple d'une turbine bulbe de 6,25 de diamètre de roue dont le débit maximal est de 420 m³/s sous une chute de 7 m. La section de sortie du diffuseur étant de quatre fois la section de la roue, le $V^2/2g$ est égal à environ 0,60 m et l'énergie cinétique résiduelle (si $\alpha = 1,3$) :

$$\frac{\alpha V^2}{2g} = 1,3 \times 0,6 = 0,78 \text{ m}$$

ce qui représente plus de 11 % de la chute.

À la sortie du diffuseur, après élargissement brusque, l'eau est amenée vers le canal de fuite.

Suivant les formes et la loi de section du canal de fuite, on peut récupérer plus ou moins une partie de cette énergie et cela au profit du bilan global énergétique de l'ensemble de l'ouvrage.

* E.D.F., Direction des Etudes et Recherches, 6, quai Watier, 78 - Chatou.

** SOGREAH, Grenoble.

$$\alpha = \frac{\iint_S U^3 d\sigma}{V^3 S}$$

avec :

S : surface de l'écoulement ;

V : vitesse moyenne à travers la surface S ;

U : vitesse à travers un élément de surface $d\sigma$.

**Les essais sur modèle réduit
La mesure de la charge aval**

Au cours des essais sur modèles réduits, la mesure de la charge aval peut se faire suivant des procédés divers et entre autres :

- soit en se servant de prises de pression sur le diffuseur à la sortie et en ajoutant le $V^2/2g$ moyen calculé à partir de la section de passage au droit des prises;
- soit en mesurant le niveau de l'eau près de la sortie de l'aspirateur et en ajoutant le $V^2/2g$ moyen correspondant à la section de sortie de l'aspirateur;
- soit même en mesurant le niveau de l'eau près de la sortie de l'aspirateur et en ajoutant le $V^2/2g$ moyen calculé à partir de la section de passage au droit de la mesure du niveau.

Ces façons de définir la charge aval appliquée à une turbine ont l'avantage de permettre la formulation de règles d'essais claires, ne soulevant pas de difficultés pratiques d'application.

Mais du point de vue de l'exploitant, il peut être intéressant, pour la prévision de la production, de connaître le niveau aval lointain et donc de connaître la relation qui existe entre la charge aval mesurée à la sortie de l'aspirateur et la « charge aval lointaine ».

En effet, on peut considérer qu'à une distance suffisante à l'aval de la sortie des aspirateurs, la perturbation apportée par ceux-ci à l'écoulement a disparu et que la vitesse de l'eau dans le canal de fuite est devenue uniforme.

On peut alors définir la « charge aval lointaine » en choisissant pour section de référence la section du canal de fuite où réapparaît l'écoulement uniforme. Il faut, dans ce cas, tenir compte aussi de la perte de charge dans le canal si l'on veut porter un jugement sur la turbine seule. Cette perte de charge peut être connue approximativement par le calcul ou plus précisément de la façon suivante.

On considère la ligne de charge dans le canal de fuite au-delà de la section de retour au régime uniforme. Cette ligne est régulière et le plus souvent le canal de fuite ayant une section et une pente constantes, la ligne de charge est rectiligne. On prolonge vers l'amont cette ligne jusqu'à son point de concours avec la section aval de référence, qu'il est évidemment logique de choisir comme étant le plan de la section de sortie de l'aspirateur.

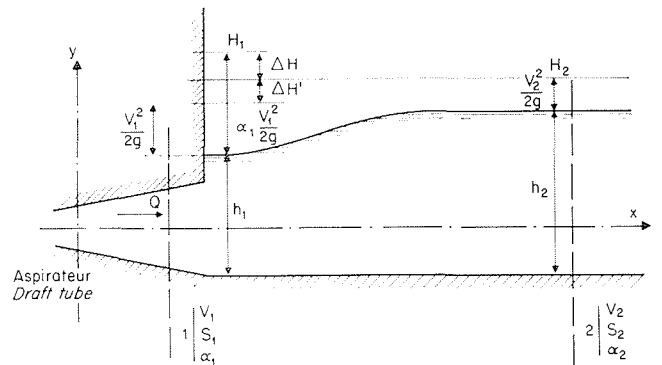
L'inconvénient d'une telle méthode est qu'il peut être assez difficile, au cours d'essais sur modèle réduit, de déterminer avec certitude la section à partir de laquelle l'écoulement redevient uniforme.

D'ailleurs les installations d'essais classiques pour mesurer les performances des turbines de basse chute ne possèdent pas de canal de fuite suffisamment long pour appliquer cette méthode.

Aussi des études théoriques et expérimentales ont été entreprises :

- d'une part, à Chatou au Service des Etudes et Recherches Nucléaires, Thermiques et Hydrauliques,
- d'autre part, à SOGREAH;

pour essayer, à partir des mesures de charge aval



A/

classiques, de déterminer la « charge aval lointaine ».

Approche théorique globale

Considérons le cas d'un aspirateur débitant dans un canal à bords parallèles de largeur l et à fond plat (voir figure A).

On appelle :

- Q débit;
- S aire d'une section quelconque perpendiculaire à l'axe de l'écoulement;
- x abscisse de la section S;
- $d\sigma$ élément de surface;
- v vitesse en M de $d\sigma$;
- u composante de \vec{v} parallèle à l'axe ox ;
- V vitesse moyenne dans la section S;
- h cote de la surface libre dans la section S;
- l largeur du canal;
- g accélération due à la pesanteur;
- ρ masse spécifique de l'eau;
- ϖ poids spécifique de l'eau;
- $\sigma = S_1/S_2$.

L'indice 1 caractérise en général la section juste à l'amont de l'élargissement brusque et l'indice 2 la section choisie assez loin à l'aval pour que la répartition des vitesses y soit uniforme.

On suppose :

- l'écoulement permanent;
- la répartition de pression hydrostatique dans les sections S_1 et S_2 , la courbure des filets liquides étant nulle;
- la perte de charge par frottement le long des parois négligeable (ce qui d'ailleurs a été vérifié);
- le débit constant de S_1 à S_2 ;

soit \vec{v} la vitesse en un point M de la section S et u sa composante parallèle à l'axe ox (\vec{v} étant supposé parallèle à l'axe ox , les composantes v et w sont nulles).

La vitesse moyenne dans S est :

$$V = \frac{\int \int_S u \, d\sigma}{S} = \frac{Q}{S}$$

Le flux d'énergie à travers $d\sigma$ est :

$$dE = \varpi \left(\frac{p}{\varpi} + \frac{u^2}{2g} + z \right) u d\sigma$$

et à travers S :

$$E = \iint_S dE = \varpi Q \left(\frac{p}{\varpi} + z \right) + \varpi \iint_S \frac{u^2}{2g} u d\sigma$$

$$E = \varpi VS \left(\frac{p}{\varpi} + z + \alpha \frac{V_2^2}{2g} \right)$$

avec :

$$\alpha = \frac{\iint_S u^3 d\sigma}{V^3 S}$$

qui est appelé coefficient d'énergie cinétique.

La projection du flux de quantité de mouvement à travers l'élément $d\sigma$ sur l'axe ox est :

$$d\varphi = \rho u dq$$

avec :

$$dq = u d\sigma$$

A travers S on a :

$$\varphi = \iint_S \rho u^2 d\sigma$$

$$\varphi = \beta \rho QV = \beta \rho SV^2$$

avec :

$$\beta = \frac{\iint_S u^2 d\sigma}{V^2 S}$$

qui est appelé coefficient de quantité de mouvement.

Si on pose :

$$u = V + \varepsilon$$

$$(\varepsilon > 0 \text{ ou } < 0)$$

$$\begin{aligned} \iint_S u^3 d\sigma &= \iint_S (V + \varepsilon)^3 d\sigma = \iint_S V^3 d\sigma \\ &+ \iint_S 3V^2\varepsilon d\sigma + \iint_S 3V\varepsilon^2 d\sigma + \iint_S \varepsilon^3 d\sigma \end{aligned}$$

Posons :

$$\eta = \frac{\iint_S \varepsilon^2 d\sigma}{V^2 S}$$

par définition :

$$\iint_S \varepsilon d\sigma = 0$$

et si ε est petit,

$$\iint_S \varepsilon^3 d\sigma$$

est négligeable.

Il vient $\alpha = 1 + 3\eta$.

De même :

$$\iint_S u^2 d\sigma = \iint_S V^2 d\sigma + \iint_S 2V\varepsilon d\sigma + \iint_S \varepsilon^2 d\sigma$$

et :

$$\beta = 1 + \eta$$

d'où :

$$\beta = \frac{2 + \alpha}{3}$$

Cette relation est d'autant plus valable que ε est petit et que α et β sont voisins de 1. C'est ce qui peut être admis à la sortie d'un aspirateur de turbine axiale.

Appliquons le théorème des quantités de mouvement en projection sur ox entre S_1 et S_2 :

$$\beta_2 \rho QV_2 - \beta_1 \rho QV_1 = \varpi \left(\frac{h_1}{2} S_1 - \frac{h_2}{2} S_2 \right)$$

soit :

$$\beta_2 \frac{V_2^2}{g} - \beta_1 \frac{V_1 V_2}{g} = \frac{h_1^2 - h_2^2}{2 h_2}$$

Le théorème de Bernoulli donne aussi :

$$\Delta H = \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} - \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} + h_2 - h_1$$

Ces deux relations permettent d'obtenir :

$$\begin{aligned} \Delta H = \frac{V_2^2}{2g} (\alpha_2 - 2\beta_2) - \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} \\ + \beta_1 \frac{V_1 V_2}{g} + \frac{(h_2 - h_1)^2}{2 h_2} \end{aligned} \quad (1)$$

qui peut s'écrire également :

$$\Delta H = - \left[\frac{(\sqrt{\alpha_1} V_1 - V_2)^2}{2g} - \frac{(h_2 - h_1)^2}{2 h_2} \right] + \frac{V_1 V_2}{g} \left(\sqrt{\alpha_1} - \frac{2 + \alpha_1}{3} \right) \quad (1 \text{ bis})$$

Mais, comme on l'a déjà dit, en S_2 l'écoulement est redevenu uniforme et :

$$\alpha_2 = \beta_2 = 1$$

et puisque α_1 pas très différent de 1 :

$$\alpha_1 = 1 + 3\eta_1$$

$$\beta_1 = 1 + \eta_1$$

η_1 peut être considéré comme un infiniment petit du premier ordre, d'où :

$$\sqrt{\alpha_1} = 1 + \frac{3}{2} \eta_1$$

$(h_2 - h_1)$ est un infiniment petit de premier ordre, donc $(h_2 - h_1)^2$ est négligeable.

La relation 1 devient avec :

$$\sigma = \frac{S_2}{S_1}$$

$$\Delta H = - \frac{V_1^2}{2g} \left[\left(1 - \frac{1}{\sigma} \right)^2 + \eta_1 \left(3 - \frac{2}{\sigma} \right) \right] \quad (2)$$

La charge vraie lointaine H_2 est :

$$H_2 = H_1 + \Delta H = \frac{P_1^*}{\varpi} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} + \Delta H$$

Or la charge que l'on peut mesurer conventionnellement à la sortie de l'aspirateur est :

$$H'_1 = \frac{P_1^*}{\varpi} + \frac{V_1^2}{2g}$$

donc :

$$H_2 = H'_1 + \Delta H + (\alpha_1 - 1) \frac{V_1^2}{2g}$$

Posons :

$$\Delta H' = \Delta H + (\alpha_1 - 1) \frac{V_1^2}{2g}$$

On a :

$$H_2 = H'_1 + \Delta H' \tag{3}$$

avec, partant de l'équation (2) :

$$\frac{\Delta H'}{V_1/2g} = - \left[\left(1 - \frac{1}{\sigma} \right)^2 - \frac{2\eta_1}{\sigma} \right] \tag{4}$$

Cette formule permet donc, à partir de données connues à la sortie de l'aspirateur, de déterminer la charge aval lointaine.

Essais effectués au Centre de Recherches de Chatou

1. Principe des essais.

Le principe essentiel de ces essais consistait à déterminer aussi exactement que possible l'altitude de la ligne de charge dans une section d'écoulement proche de la sortie de l'aspirateur et dans plusieurs sections situées à l'aval jusqu'à une distance atteignant quinze fois le diamètre de roue depuis la sortie de l'aspirateur.

Afin de diminuer le nombre de paramètres, le débit sur le modèle a été fixé à une valeur constante de 250 l/s pour un diamètre d'entrée de l'aspirateur de 0,34 m. Par contre, afin de faire varier la perte de charge à la sortie de l'aspirateur, on a fait varier la section du canal de fuite; ainsi le rapport σ de la section réglable S_2 de l'écoulement dans le canal de fuite à la section de sortie S_1 de l'aspirateur a pu varier de 2,6 à 10.

Tous ces essais ont été effectués sans représenter la roue de la turbine à l'entrée de l'aspirateur. Cette hypothèse simplificatrice, en ce qui concerne les installations d'essais, nous a paru acceptable dans le cas particulier d'un aspirateur cône droit pour lequel, en régime conjugué des pales et du distributeur, le coefficient α de répartition d'énergie cinétique à la sortie reste compris en général entre les valeurs 1,2 et 1,7. Une rotation de l'écoulement à la sortie de l'aspirateur était obtenue naturellement par suite de la présence de la pompe située en amont de la tuyauterie d'alimentation et le coefficient α que nous avons ainsi réalisé à la sortie de l'aspirateur était voisin de 1,3.

Cependant, le profil des vitesses obtenu était assez régulier et (voir fig. 1) ne présentait pas les pertur-

bations dues au sillage de l'ogive d'une turbine de basse chute ni la répartition différente des vitesses dans la section de sortie due à l'écoulement dans la roue. C'est pourquoi une seconde série d'essais a dû être entreprise pour mieux rendre compte de ces perturbations et de leur influence éventuelle sur l'évolution de la ligne de charge dans l'aspirateur et le canal de fuite. Dans ce but, une roue hélice à quatre pales a été montée à l'entrée de l'aspirateur; cette roue fixe créait une perturbation importante et modifiait notablement le champ des vitesses comme permet d'en juger la figure 2. Le coefficient α de répartition d'énergie cinétique était cependant voisin du précédent avec une valeur de 1,25.

2. Installation d'essais.

L'installation, fonctionnant en circuit fermé, était alimentée par une pompe débitant 250 l/s dans un aspirateur dont la section de sortie était 0,28 m² et dont l'angle au sommet du divergent atteignait 8°. Le canal de fuite était constitué par un premier tronçon de 5 m de longueur dont la section mouillée pouvait varier de 0,72 à 2,8 m², soit par variation du plan d'eau $0,90 < h < 1,70$, soit par modification de l'écartement des bajoyers $0,80 < l < 1,65$. Ce premier tronçon était suivi d'un tronçon de largeur fixe égale à 1,15 m et de 5,5 m de longueur permettant d'éviter la formation de courants de retour ou l'établissement d'un régime oscillatoire entre la sortie du canal et la sortie de l'aspirateur.

Les vitesses d'écoulement étaient mesurées, soit au moulinet, soit à la sonde bidirectionnelle à cinq trous; les niveaux ou les pressions étaient mesurées grâce à des pointes limnimétriques ou des prises de pression en paroi.

3. Résultats des essais.

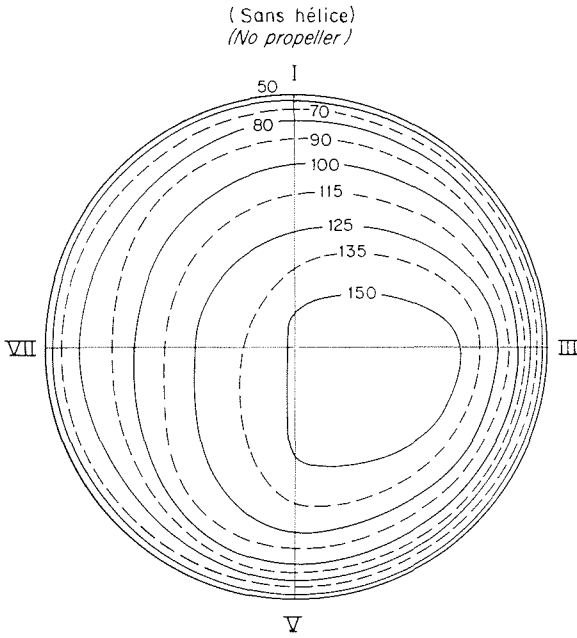
a) Répartition des vitesses et forme de l'écoulement à l'aval de l'aspirateur.

Les explorations à la sonde bidirectionnelle et au moulinet ont permis de tracer le spectre des vitesses à la sortie de l'aspirateur et au voisinage de cette section ainsi que dans la section de mesure la plus lointaine, c'est-à-dire à 15 diamètres de roue de la sortie.

Les figures 1 et 2 représentent respectivement les spectres de vitesse obtenus dans la section de sortie de l'aspirateur sans et avec roue fixe à l'entrée de celui-ci.

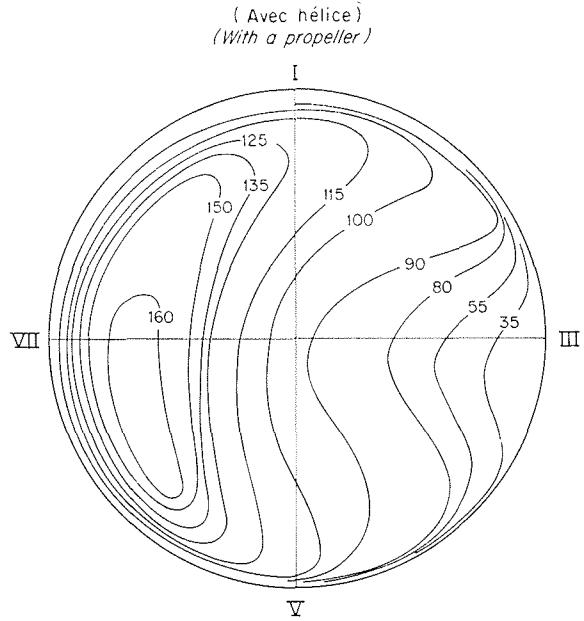
A une distance de 1 diamètre à l'aval de la sortie, les profils de vitesse obtenus sur une même horizontale sont représentés sur les figures 3 et 4; les différences que l'on constate s'atténuent au fur et à mesure que l'on s'éloigne du diffuseur; elles sont encore sensibles à 4 diamètres, à peine sensibles à 6 diamètres, et ont complètement disparu à 10 diamètres et 15 diamètres. La figure 5 représente le spectre de vitesse obtenu à 15 diamètres dans le cas d'élargissement $\sigma = 5,1$ correspondant aux figures 3 et 4.

On constate encore une répartition des vitesses non uniforme, les vitesses maximales atteignant 145 % de la vitesse moyenne avec un excentrement très sensible sur la rive droite. A titre indicatif, les figures suivantes montrent la répartition de vitesse correspondant à deux configurations extrêmes réa-



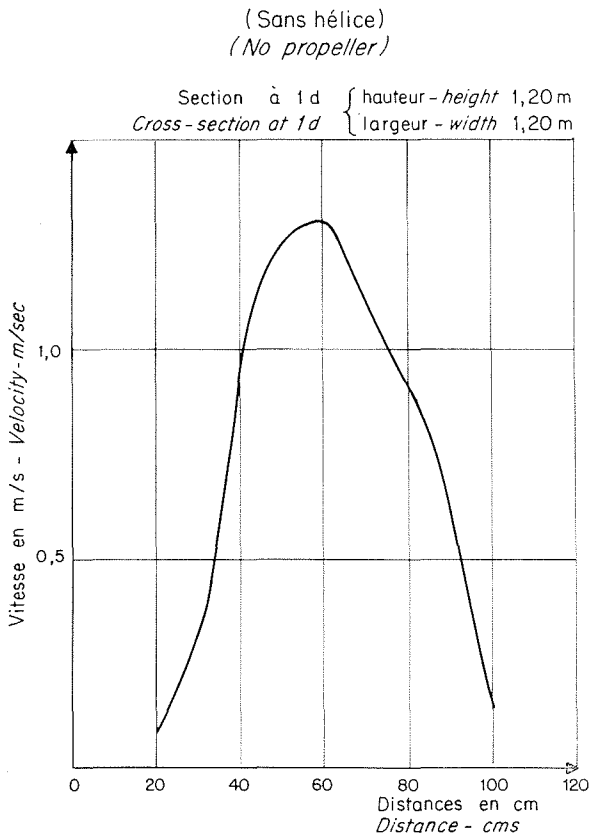
1/ Lignes d'isovitesse dans la section de mesures de l'aspirateur. Vitesses relatives en % de V moyen.

Constant velocity contours in the draft tube observation section. Relative velocities as a percentage of average velocity.



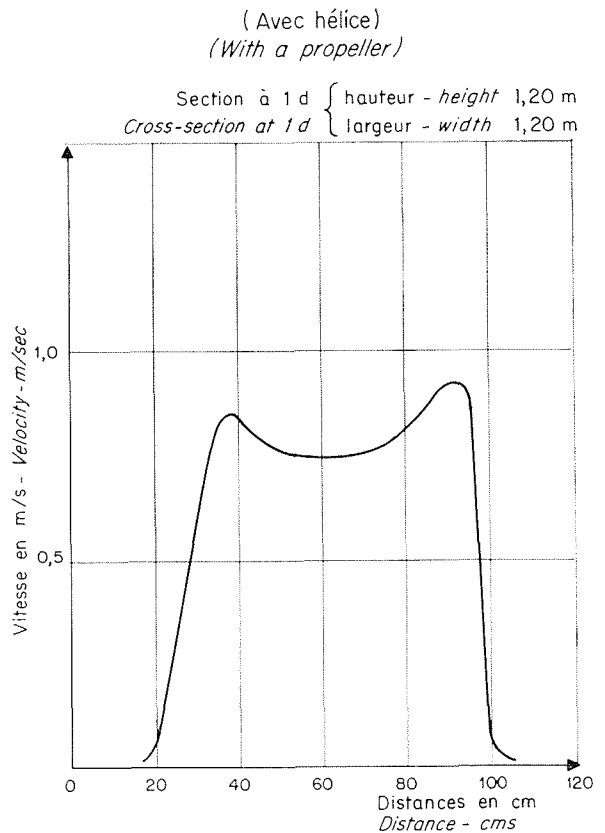
2/ Lignes d'isovitesse dans la section de mesures de l'aspirateur. Vitesses relatives en % de V moyen.

Constant velocity contours in the draft tube observation section. Relative velocities as a percentage of average velocity.



3/ Etude de perte de charge à l'aval d'une turbine basse chute. Profil suivant une horizontale à la profondeur H = 61,5 cm.

Head losses downstream of a low-head turbine, taken along a horizontal line at depth H = 61.5 cm.



4/ Etude de pertes de charge à l'aval d'une turbine basse chute. Profil suivant une horizontale à la profondeur H = 61,5 cm.

Head losses downstream of a low-head turbine, taken along a horizontal line at depth H = 61.5 cm.

lisées $\sigma = 2,6$ pour la figure 6, $\sigma = 5,3$ pour la figure 7. Cette dernière configuration présente un élargissement très voisin de celle présentée sur la figure 5, mais avec des dimensions très différentes, notamment la largeur d'écoulement maximale réalisable sur l'installation.

Il apparaît dans ces trois cas extrêmes que l'écoulement à 15 diamètres est loin d'être redevenu uniforme et reste particulièrement sensible aux dimensions du canal dans lequel l'aspirateur débite. A titre d'information, le coefficient α_2 a pu être calculé pour les trois exemples présentés : il est voisin de 1,07 pour le cas de la figure 6, il atteint par contre 1,25 et 1,90 pour les cas des figures 5 et 7. Alors que, dans le cas de la figure 6, on peut estimer que l'écoulement s'est amélioré entre la sortie de l'aspirateur et la section de mesure à 15 diamètres, il n'en est plus de même pour les deux autres cas, ce qui signifie que l'on est encore, au bout de 15 diamètres, dans une pleine zone de perturbations pour l'écoulement.

b) *Examen de l'évolution de la ligne de charge à l'aval de l'aspirateur.*

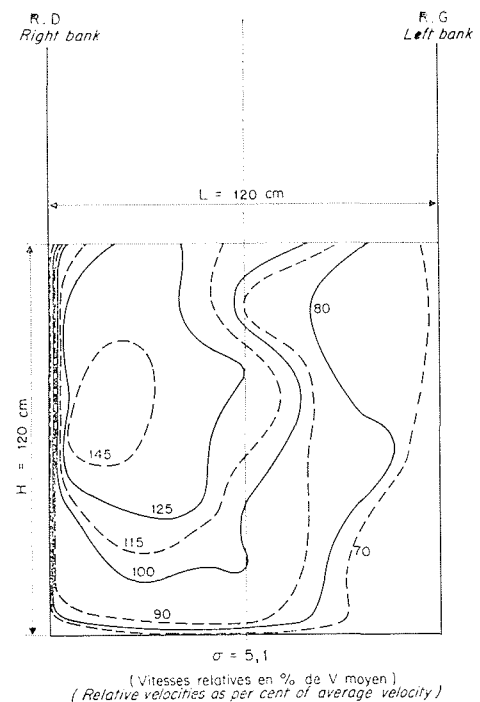
Pour chaque essai, huit sections de mesure réparties entre la sortie de l'aspirateur et une distance de 15 diamètres à l'aval ont été explorées à la sonde et au moulinet.

Il a été possible de définir l'altitude de la ligne de charge réelle pour chacune de ces sections en tenant compte du coefficient de répartition d'énergie cinétique.

Les résultats les plus caractéristiques correspondant aux configurations déjà examinées figurent sur les graphiques 8 à 11. Sur chacun de ces graphiques sont représentées les lignes de charge et lignes piézométriques depuis la sortie de l'aspirateur jusqu'à 15 diamètres à l'aval. De plus, la ligne nommée « ligne de charge fictive » représente ce que l'on peut obtenir par addition brutale du $V^2/2g$ moyen à une mesure de pression effectuée dans le canal de fuite à l'aval de l'aspirateur; la différence entre cette « ligne de charge fictive » et la « ligne de charge vraie » traduit, en % du $V^2/2g$ moyen de sortie, l'erreur que l'on peut commettre dans l'appréciation du rendement de la turbine ou des performances énergétiques de l'aménagement par ce calcul sommaire ou par le choix d'une section de mesure non convenable.

Le point marqué A sur chacun de ces graphiques représente le résultat du calcul effectué en ajoutant à la mesure de niveau effectuée à 1 diamètre de la sortie du groupe le $V^2/2g$ moyen de sortie de l'aspirateur. Ce procédé couramment utilisé dans les essais sur place des turbines s'avère, dans les cas traités, très représentatif de la ligne de charge vraie dans cette section ou de la ligne de charge fictive dans la section de sortie de l'aspirateur couramment utilisée dans les essais sur modèle réduit et représentée par le point B. Cette mesure, telle qu'elle est définie dans les Codes et utilisée sur modèle réduit, consiste à mesurer la pression statique dans une section intérieure à l'aspirateur et à proximité immédiate de la sortie et à lui ajouter conventionnellement le $V^2/2g$ moyen de la section considérée (point B des figures 8 à 11).

Il ressort d'une manière générale de ces graphiques, que la distance minimale entre la sortie de



5/

la turbine et une section dans laquelle la stabilisation de la ligne de charge semble être obtenue est supérieure à 15 diamètres de roue, puisque sur les quatre graphiques présentés, deux montrent encore une décroissance de la ligne de charge non imputable à la perte de charge courante dans le canal (*), mais traduisant encore une uniformisation de l'écoulement par amortissement de la turbulence macroscopique. Ces résultats montrent également clairement que toute mesure effectuée dans une section comprise entre la sortie de l'aspirateur et une distance considérable à l'aval (au moins 15 diamètres) doit être proscrite d'une manière générale, les incertitudes qu'une telle mesure entraîne sur la connaissance de la ligne de charge étant beaucoup trop importantes.

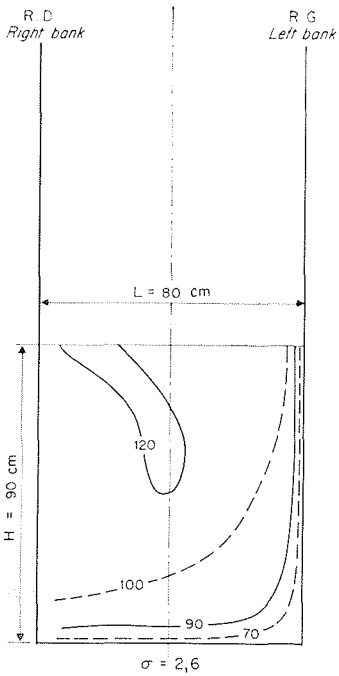
L'ensemble des résultats de mesure peut se représenter sur le graphique n° 12 où nous avons porté pour chaque essai le rapport : perte de charge réelle mesurée entre la sortie de l'aspirateur et une section située à 15 diamètres à l'aval, rapportée au $V^2/2g$ moyen de sortie.

Sur ce graphique, on peut comparer la courbe 2 ainsi obtenue à la courbe 1 calculée à l'aide de la formule de Borda classique :

$$\Delta H = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$$

et à la courbe 3 calculée à l'aide de la formule de Borda généralisée à un écoulement à surface libre et avec une répartition non uniforme de vitesses :

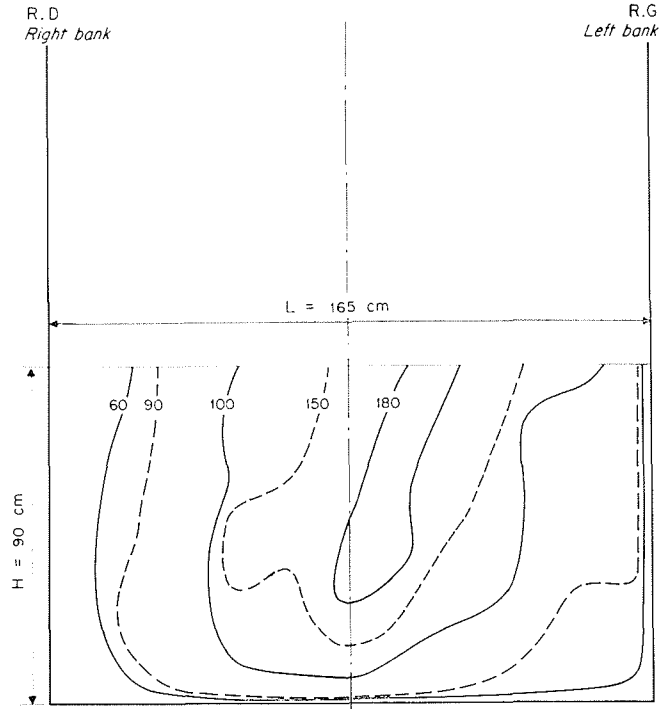
(*) Cette perte de charge courante dans le canal est inférieure au mm d'eau pour le débit considéré sur les 15 diamètres du canal, alors que le $V^2/2g$ moyen de sortie dont il est fait état sur les graphiques est de l'ordre de 50 mm.



5/6/7/

Etude de pertes de charges à l'aval d'une turbine basse chute. Répartition des vitesses dans la section 15 d.

Head losses downstream of a low-head turbine. Velocity distribution in a cross-section at 15 d.

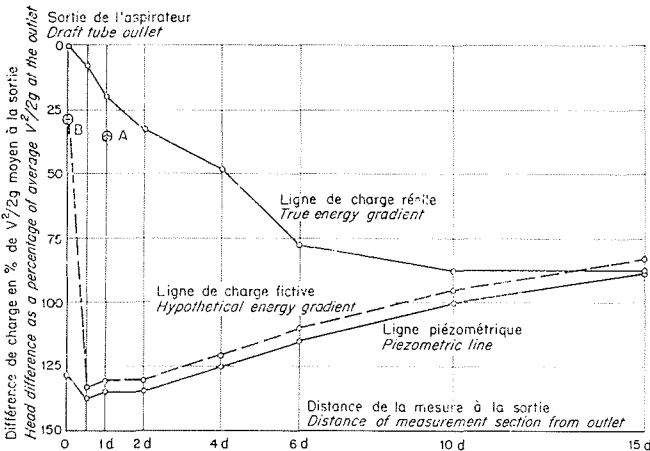


7/

(Vitesses relatives en % de V moyen)
(Relative velocities as per cent of average velocity)

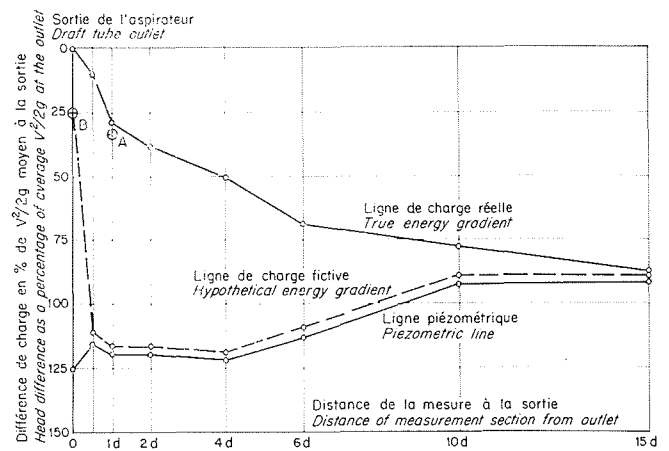
(Vitesses relatives en % de V moyen)
(Relative velocities as per cent of average velocity)

6/



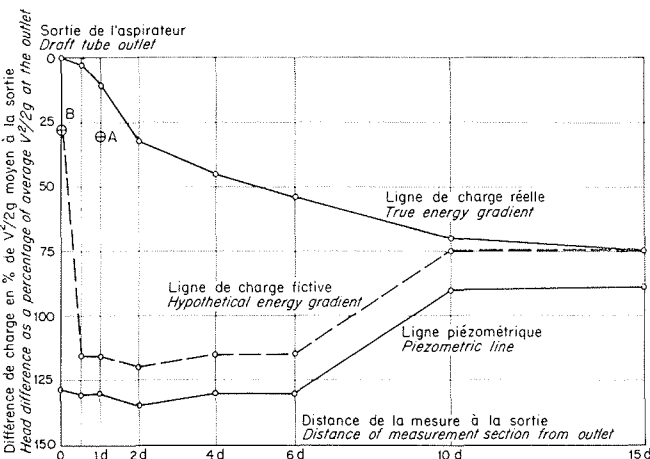
8/ Essai sans hélice / Test without a propeller.

L = 1,20 m H = 1,20 m $\sigma = 5,1$.



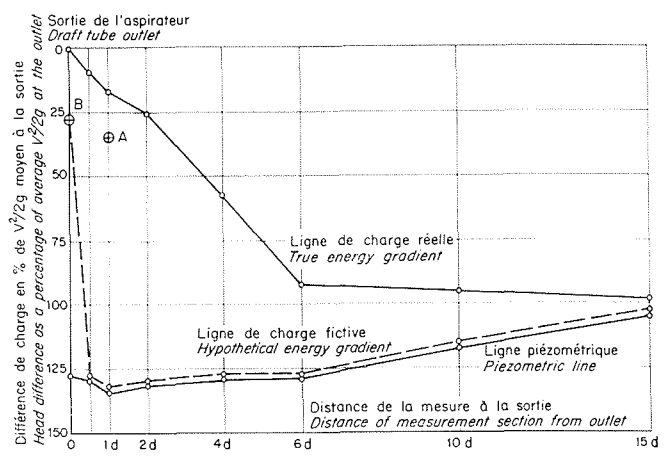
9/ Essais avec hélice / Test with a propeller.

L = 1,20 m H = 1,20 m $\sigma = 5,1$.



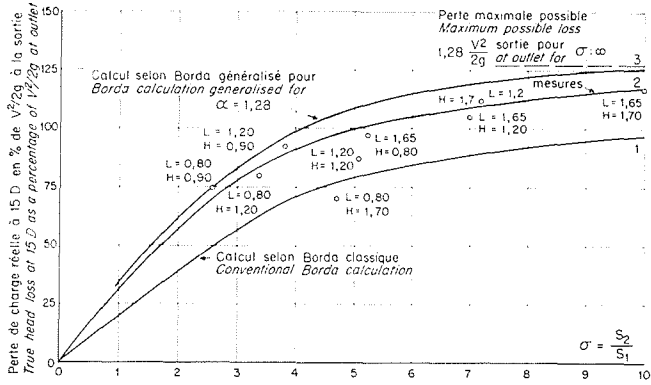
10/ Essai sans hélice / Test without a propeller.

L = 0,80 m H = 0,90 m $\sigma = 2,60$.



11/ Essai sans hélice / Test without a propeller.

L = 1,65 m H = 0,90 m $\sigma = 5,25$.

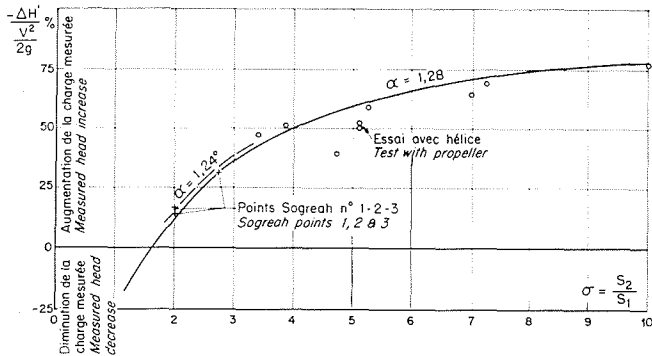


12/

bles et rencontrés couramment dans les aménagements. C'est ainsi que pour $\sigma = 2$ cet écart vaut encore environ 25 %.

L'autre point essentiel de cette comparaison est la mise en évidence que les mesures effectuées à 15 diamètres, compte tenu de leur dispersion, font ressortir une sous-évaluation de la perte d'énergie calculée selon Borda généralisée existant entre la sortie de l'aspirateur et la section lointaine dans laquelle l'écoulement a retrouvé son uniformité. Ceci n'est que la traduction du fait que nous avons déjà signalé que l'homogénéité de l'écoulement n'est pas obtenue de façon satisfaisante à 15 diamètres, dans tous nos essais, et que par suite une certaine énergie reste encore à dissiper de manière turbulente au sein de l'écoulement pour obtenir cette uniformisation.

Sur la figure 13 enfin, nous avons reporté les points expérimentaux sur la courbe :



13/ Correction de charge à appliquer à la mesure conventionnelle dans l'aspirateur, rapportée à $V^2/2g$ de la section de mesure dans l'aspirateur.

Head correction factor to apply to conventional draft tube measurement, referred to $V^2/2g$ for the draft tube observation section.

$$\frac{\Delta H}{V^2/2g}$$

traduisant la correction ΔH , rapportée au $V^2/2g$ moyen de sortie, qu'il y a lieu d'appliquer pour $\alpha = 1,28$, à la mesure conventionnelle de charge aval à la sortie de l'aspirateur pour définir la « charge aval lointaine », représentative du comportement énergétique global de l'aménagement, car incluant la récupération d'énergie cinétique de sortie dans les ouvrages de génie civil de l'installation.

Essais effectués à SOGREAH

1. Principe des essais.

Une étude expérimentale a été également entreprise à SOGREAH afin de déterminer comment s'établissait la ligne de charge aval.

Des essais moins systématiques que ceux effectués à Chatou ont été réalisés avec représentation d'une turbine bulbe modèle et reproduction de régime de fonctionnements tels qu'on les trouve dans les installations hydrauliques de basse chute.

2. Installation d'essais.

L'installation d'essais représente un groupe bulbe de rivière avec pales et distributeur mobile, et vitesse de rotation réglable, de façon à pouvoir reproduire tous les régimes de fonctionnement.

La dimension de la roue modèle est de 314 mm, ce qui correspond à une échelle de l'ordre de 1/20 si on considère les groupes bulbes projetés sur le Rhône à Vallabrègues et Pierre-Bénite.

A l'amont, un canal à niveau réglable par volet déversant conduit l'eau vers la turbine.

A l'aval, l'aspirateur débouche, deux demi-piles étant représentées, dans le canal de fuite à bords parallèles et à fond plat.

Dans ce canal de 15 m de longueur environ, et de largeur constante égale à 0,70, la hauteur d'eau peut être également réglée.

Le long des parois du canal, sur les deux bajoyers et également sur l'aspirateur, au voisinage immédiat de la sortie, sont installées des prises de pression.

Ces prises sont reliées à des pots de mesures spé-

$$\Delta H = - \left[\frac{(\sqrt{\alpha_1} V_1 - V_2)^2}{2g} - \frac{(h_2 - h_1)^2}{2h_2} + \frac{V_1 V_2}{g} \left(\sqrt{\alpha_1} - \frac{2 + \alpha_1}{3} \right) \right] \quad (*)$$

dans laquelle les indices 1 se réfèrent aux grandeurs caractérisant l'écoulement dans la section de sortie de l'aspirateur et les indices 2 aux grandeurs relatives à une section lointaine aval pour laquelle l'écoulement est redevenu uniforme ($\alpha_2 = 1$).

Cette comparaison fait ressortir clairement, d'une part que l'application simplifiée de la formule de Borda peut conduire à des sous-estimations de l'énergie cinétique perdue à l'aval de l'aménagement, atteignant dans le cas particulier environ 30 % de l'énergie cinétique résiduelle vraie à la sortie de l'aspirateur. Cette différence étant évidente connaissant α pour un coefficient $\sigma = \infty$, il est cependant intéressant de noter qu'elle se conserve relativement bien pour des coefficients σ beaucoup plus fai-

(*) On a supposé dans cette relation que le coefficient β de répartition des quantités de mouvement dans la section 1 était égal à :

$$\beta = \frac{2 + \alpha_1}{3}$$

ce qui est d'autant plus valable que α est voisin de 1 et que les écarts de la vitesse méridienne locale à la vitesse moyenne sont faibles.

cialement mis au point pour cet essai et le niveau d'eau est relevé dans ces pots à l'aide de pointes suiveuses de précision permettant l'enregistrement des mesures. Après dépouillement, on peut connaître la ligne piézométrique.

3. Résultats d'essais.

Un grand nombre de points d'essais ont été faits et conduisent tous aux mêmes conclusions. C'est pour cela que nous ne donnerons ici que les résultats concernant trois points.

Pour ces points, avant le relevé de la ligne piézométrique le long du canal aval, les vérifications suivantes ont été faites :

- mesure de la répartition des vitesses d'écoulement immédiatement à la sortie de l'aspirateur. Ces mesures ont été faites à l'aide de micromoulinets et de sondes directionnelles. Pour les trois points concernés, correspondant à des régimes de fonctionnement optimaux (meilleure conjugaison pales et distributeur), le coefficient α_1 a été trouvé égal à 1,24;
- mesure de la répartition des vitesses dans le canal de fuite à une distance depuis la sortie aspirateur correspondant à vingt fois le diamètre de la roue (20 D).

Le coefficient α_2 a été trouvé, pour ces trois points, très voisin de 1.

Nous n'avons pas effectué d'autres mesures de ce genre entre ces deux sections.

Les caractéristiques des trois points d'essais sont les suivantes :

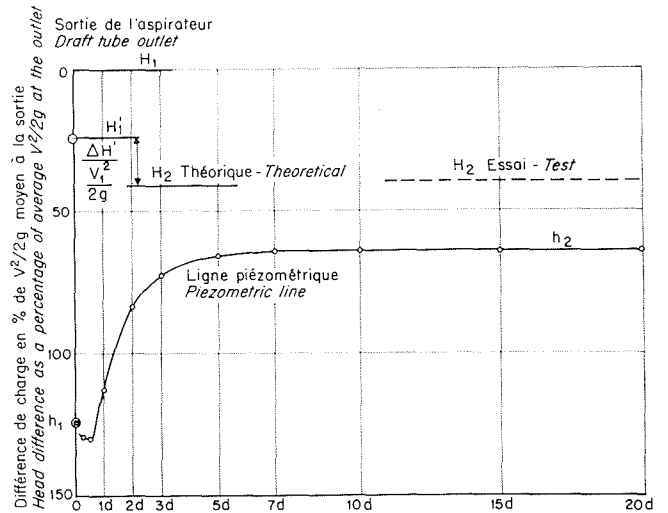
DÉSIGNATION	POINT 1	POINT 2	POINT 3
Largeur du canal de fuite (m)	0,696	0,696	0,696
Hauteur d'eau dans le canal (m)	0,712	0,967	0,712
Section de sortie aspirateur (m ²)	0,2456	0,2456	0,2456
Débit (m ³ /s)	0,2476	0,2409	0,266
$\sigma = (S_2/S_1)$	2,02	2,74	2,02

Les points 1 et 2 correspondent au même régime de fonctionnement sur le diagramme en colline, mais sont réalisés avec des hauteurs d'eau aval différentes.

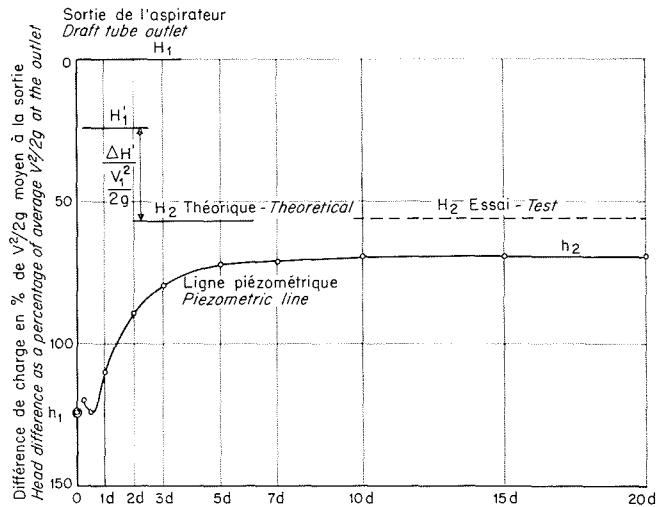
Les points 1 et 3, avec mêmes hauteurs d'eau aval, correspondent à des fonctionnements différents sur le diagramme en colline. Ils ont cependant le même coefficient α_1 .

Les résultats sont représentés sur les figures 14, 15, 16 où l'on peut voir :

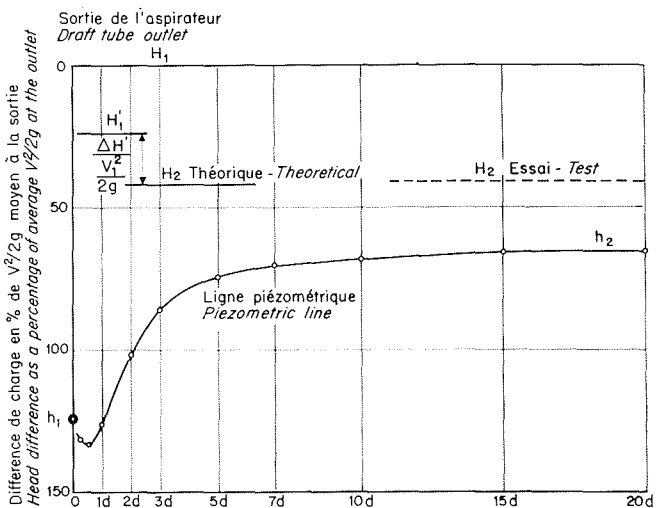
- la ligne piézométrique;
- le niveau H_1 qui représente l'énergie totale à la sortie de l'aspirateur (le coefficient α_1 étant pris en compte);
- le niveau H'_1 déterminé à la sortie de l'aspirateur sans tenir compte du coefficient α_1 ;



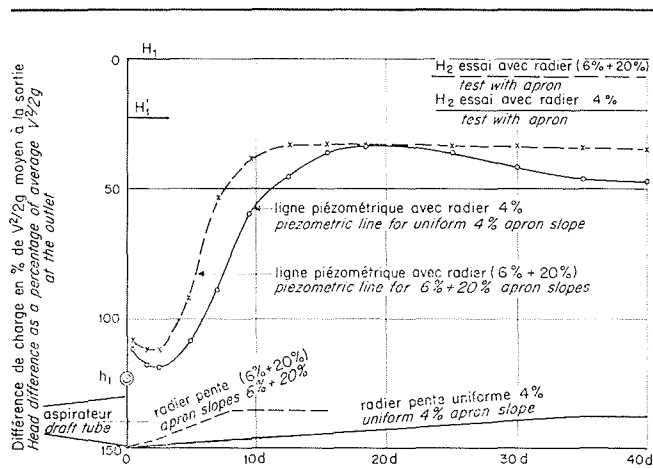
14/ Essai SOGREAH / SOGREAH test.
Point n° 1 L = 0,696 H = 0,712 $\sigma = 2,02$.



15/ Essai SOGREAH / SOGREAH test.
Point n° 2 L = 0,696 H = 0,967 $\sigma = 2,74$.



16/ Essai SOGREAH / SOGREAH test.
Point n° 3 L = 0,696 H = 0,712 $\sigma = 2,02$.



17/ Turbine de Vallabrègues. Essai pour $Q = 408 \text{ m}^3/\text{s}$; $H = 10,70 \text{ m}$; cote aval = $4,25 \text{ m}$.
 Vallabrègues turbine test. $Q = 408 \text{ cu.m/sec}$; $H = 10.70 \text{ m}$; downstream WL = 4.25 m .

- les niveaux H_2 essai et H_2 théorique;
- le niveau H_2 essai représente la charge aval lointaine calculée en ajoutant le $V_2^2/2g$ au niveau lointain h_2 ;
- le niveau H_2 théorique représente la charge aval lointaine obtenue par le calcul [en appliquant la formule (4)] à partir des mesures effectuées à la sortie de l'aspirateur.

La formule établie plus haut est très bien vérifiée expérimentalement ce qui confirme les résultats obtenus au Laboratoire de Chatou. Ces points sont reportés sur la figure 13.

Comme pour les résultats précédents, on voit que la mesure de la charge aval lointaine ne peut se faire qu'à une distance assez grande depuis la sortie de l'aspirateur (au moins 15 diamètres).

Etude du canal de fuite d'une centrale de basse chute

Ce que nous venons d'exposer plus haut, montre bien le rôle du canal de fuite qui en quelque sorte prolonge la fonction de l'aspirateur.

Il est donc essentiel, pour l'amélioration de la productivité, d'étudier le canal de fuite de façon que la récupération de l'énergie se fasse avec la plus grande efficacité possible.

Cela n'a pas échappé à la Compagnie Nationale du Rhône qui a demandé à SOGREAH d'étudier ce problème pour l'usine future de Vallabrègues sur le Rhône.

Des essais ont été faits sur la même installation

que celle décrite plus haut, en représentant un seul groupe semblable aux machines industrielles.

La largeur du canal de fuite industriel étant pratiquement imposée, ainsi d'ailleurs que les cotes du point bas de sortie de l'aspirateur et de la partie horizontale du canal, l'étude a porté sur la forme du radier.

La figure 17 montre, pour un régime de fonctionnement donné, les résultats ayant trait au meilleur et au plus mauvais des radiers essayés, et on constate un écart de $0,13 V_1^2/2g$ environ.

Cet écart n'est pas négligeable car il correspond pour le cas considéré à un gain de chute de l'ordre de $7,5 \text{ cm}$, soit à :

$$\frac{0,075}{10,7} \times 100 = 0,7 \%$$

de la chute.

Conclusion

L'ensemble de ces résultats, bien qu'obtenus dans des conditions de mesure et d'installation totalement différentes, se présente de manière tout à fait homogène et permet de dégager des conclusions importantes sous les deux aspects suivants :

- la mesure de l'énergie effectivement utilisée par la turbine dans ses conditions d'installation sur le site et compte tenu de la forme des ouvrages de restitution ne peut s'effectuer en général dans les installations de laboratoire prévues pour les essais de machines hydrauliques; toute tentative dans cette direction peut, de plus, conduire à des erreurs importantes. Il a été possible de montrer par contre que la mesure de l'énergie effectuée de manière classique aux bornes de la machine peut, à l'aide d'un calcul simple, être transformée en une donnée relative à ce niveau d'énergie, aval lointain, directement utilisable pour l'aménagement suivant;
- on a pu également montrer que le tracé du canal de fuite qui dans une certaine mesure prolonge la fonction de l'aspirateur, peut conduire à une récupération d'énergie au profit de l'aménagement, toutes choses égales par ailleurs pour la machine en service.

Il est bien évident que, dans les ouvrages de basse chute actuellement réalisés, toute amélioration de la productivité de l'aménagement est en soi un élément décisif. Il est donc du plus extrême intérêt de poursuivre ces études afin de réaliser une optimisation générale de la forme de l'ouvrage aval, tenant compte à la fois du gain d'énergie réalisable, du coût supplémentaire entraîné par la réalisation d'une forme particulière et des servitudes propres à l'aménagement considéré.

Discussion

Président : M. BERGERON

M. le Président présente cette communication dans les termes suivants :

« Le thème initial proposé à la « Section Machines » était :

« Définition et mesure de la charge aval dans les essais de laboratoire et dans les essais industriels de turbines de basse chute. »

« En effet, la question est d'importance, compte tenu de l'évolution des turbines de basse chute, pour lesquelles l'énergie cinétique à la sortie du diffuseur constitue un pourcentage important de la chute totale utilisée.

« Or, l'énergie cinétique réelle à la sortie du diffuseur, à cause d'une répartition non uniforme des vitesses, est toujours supérieure à l'énergie cinétique calculée à partir de la vitesse moyenne Q/S .

« Quelle est la proportion de cette énergie cinétique réelle qui est récupérable? Et comment doit-on en tenir compte pour évaluer le rendement de la machine?

« A la suite de discussions au sein de la « Section Machines », il a été reconnu qu'il était impossible d'arriver rapidement à des conclusions positives concernant les règles d'essais, mais que, par contre, il était particulièrement intéressant de publier, dès maintenant, les résultats théoriques et expérimentaux déjà mis au point, sur la récupération de l'énergie cinétique existant réellement à la sortie des diffuseurs, en fonction du dimensionnement du canal de fuite. D'où le titre de la communication d'aujourd'hui :

« Etudes théoriques et expérimentales de l'évolution de l'énergie dans les ouvrages aval des installations hydro-électriques de basse chute. »

« Ce rapport, présenté par M. CHEVALIER du service de l'E.N.R.U.T.H. d'E.D.F. à Chatou, et par M. GIRAUD de SOGREAH, comporte d'une part, une partie théorique portant sur l'extension du théorème de la variation des quantités de mouvement au cas où la répartition des vitesses est inégale à l'amont, et d'autre part, une partie expérimentale donnant le résultat des essais effectués tant à Chatou qu'à SOGREAH.

« Il y a certainement, dans les résultats obtenus, une base de départ solide pour poursuivre ultérieurement la discussion sur la définition à donner au rendement des turbines de basse chute. »

M. le Président donne la parole à M. CHEVALIER pour l'exposé de sa communication.

Le président remercie M. CHEVALIER pour la présentation particulièrement claire de son mémoire.

M. ZANETTI remarque que la récupération d'énergie dans le canal de fuite, dépend du nombre des turbines qui, éventuellement, restituent dans ledit canal. Il demande si le travail présenté par M. CHEVALIER a pour but l'étude de la normalisation de la définition de la chute réelle utilisée par la turbine et en particulier, la modification de celle codifiée dans les normes C.E.I. actuellement en vigueur.

M. le Président et M. CHEVALIER confirment qu'il en était bien ainsi à l'origine; mais devant les difficultés rencontrées, dit M. CHEVALIER, on a cru intéressant de présenter le mémoire en cours de discussion, qui montre la signification physique des mesures effectuées suivant les pratiques usuelles dans les laboratoires d'essais sur modèle et au cours des essais industriels (points A et B des graphiques). Il précise que les calculs exposés ici supposent que les débits à l'entrée du canal de fuite et à la sortie sont relatifs à une seule turbine, mais la généralisation des formules à des cas plus complexes est en cours.

M. CAZENAVE signale que la valeur de la perte brute à la sortie, citée dans le rapport, soit 78 cm sous 7 m de chute, ou 11 %, s'applique évidemment à un cas extrême : c'est celui qui correspond au point de saturation de la machine (chute minimale pour laquelle on maintient encore le débit maximal, sans dépasser la saturation en puissance). A Vallabrègues, la chute de 7 m est dépassée 360 j par an. A la chute caractéristique (chute minimale pour laquelle on peut encore fournir la puissance maximale du groupe), cette perte brute tombe à 5 % environ et, en moyenne sur l'année, cette perte brute est d'environ 2,5 %. Le rapport de MM. CHEVALIER et GIRAUD montre que le canal récupère « naturellement » une partie de cette perte brute. En outre, les essais de M. GIRAUD montrent qu'on peut en récupérer gratuitement encore une part en jouant sur la pente du radier à la sortie des machines. Mais, compte tenu de la valeur de l'énergie perdue, il est rentable de consentir quelques dépenses pour en récupérer encore une part. Une méthode consiste à prolonger les piles, au-delà de la section de sortie de l'aspirateur, par des murs guideaux, plus ou moins hauts et plus ou moins longs. On prolonge ainsi l'aspirateur traditionnel par une sorte « d'aspirateur à surface libre ». On constitue ainsi globalement ce que nous appelons un « aspirateur mixte » dont il est intéressant de rechercher la composition correspondant à l'optimum économique. C'est là un nouveau sujet de recherche à offrir à la sagacité des laboratoires.

M. OSTERWALDER signale que, d'après ses expériences, les aspirateurs ayant une bonne répartition des vitesses à la sortie, ne sont pas toujours ceux qui conduisent au meilleur rendement de l'ensemble de la turbine. Il demande à M. CHEVALIER s'il a eu l'occasion d'examiner cet aspect de la question.

M. CHEVALIER répond que c'est précisément lorsque la répartition de l'énergie dans la section de sortie de l'aspirateur est très mauvaise que la méthode de calcul proposée présente le maximum d'intérêt, car elle permet de montrer que l'énergie cinétique existant dans cette section n'est pas entièrement perdue.

M. le Président remercie les auteurs des communications déjà présentées et les personnes qui sont intervenues dans la discussion; celle-ci pourra fournir une base de départ pour les prochains travaux de la « Section Machines ».

See English Abstract on next page.

Abstract

Theoretical and experimental studies on energy changes in low-head hydroelectric plant tailwater structures

by J. Chevalier * and H. Giraud **

There still is quite a considerable amount of kinetic energy in the flow discharging from a low-head axial turbine (equivalent to 11 per cent of the head in one particular case mentioned). When it leaves the diffuser after a sudden widening of the flow passage, the water is conveyed to the tailwater canal. Varying proportions of its energy can be recovered—i.e. “saved” for the positive side of the plant’s energy balance—depending on canal shape and cross-sectional area relationships. The “remote downstream head” was defined by taking the tailwater canal cross-section at which steady flow is restored as the reference cross-section and trying to establish the relationship between the remote downstream head and the downstream head measured at the draft tube exit according to normal experimental rules. The loss of head in the canal must of course also be allowed for if assessing the turbine alone.

By generalising the Borda-Carnot formula to apply to free-surface flow with a non-uniform velocity distribution, a relationship was found which gave the remote downstream head from known draft tube exit data (formulæ 1 to 4).

Two series of tests were carried out (one in Grenoble and one in Chatou) to confirm these results. In addition to supplying information on the form of the flow and its spatial diffusion, these tests also showed up the important effect of the shape of the downstream structures on energy loss and the considerable distance the flow has to travel after discharging from the turbine before becoming similar and uniform again.

* E.D.F., Direction des Etudes et Recherches, 6, quai Watier, 78 - Chatou.

** SOGREAH, Grenoble.

