

Amélioration des conditions d'écoulement dans les turbines Francis

Description sommaire et effets des "pointes perforées stabilisatrices"

Improvement of the flow conditions in Francis turbines

Brief description and effect of "perforated stabilising caps"

PAR

E. FONTAINE

H. PEYRIN

G. WILLM

CHEF DE GROUPE DE PROD. HYDRAULIQUE
A L'ÉLECTRICITÉ DE FRANCE

INGÉNIEUR
AUX ÉTABLISSEMENTS NEYRPIG

INGÉNIEUR A LA PRODUCTION HYDRAULIQUE
(DIV. TECH. GÉN.) D'ÉLECTRICITÉ DE FRANCE

L'écoulement à la sortie de roues de turbines hydrauliques industrielles à réaction est souvent assez éloigné de ce que montrent des essais effectués en similitude partielle sur modèle réduit, et plus particulièrement lorsque les conditions exactes de cavitation n'ont pas été introduites en similitude correcte : des régimes critiques, des pulsations, des vibrations ou des chocs, prennent naissance dans les aspirateurs, en liaison avec des phénomènes plus ou moins accentués de cavitation. Ces manifestations sont non seulement bruyantes, mais encore peu favorables à la bonne conservation des différents organes des turbines et même des alternateurs. De plus, elles laissent présager des pertes d'énergie et des baisses de rendement.

Des essais in situ effectués dès 1951 à Brommat par MM. Fontaine et Campmas, ingénieurs d'Electricité de France, leur ont permis d'explorer le champ des vitesses dans l'aspirateur et de calculer l'énergie hydraulique résiduelle à la sortie de la roue.

Les résultats de ces études ont amené M. Fontaine à rechercher l'amélioration de l'écoulement, soit par des modifications dans le tracé de sortie des aubages, soit en collaboration avec M. Peyrin, ingénieur aux Etablissements Neyrpic, par la création et la mise au point des pointes perforées stabilisatrices.

Des essais récents effectués à Pusine de Saint-Geniez-ô-Merle ont montré le gain sensible de rendement et de puissance qui en résulte.

The flow at the outlet of industrial runners of hydraulic reaction turbines is often remote from that shown by tests carried out in partial similitude on scale models; particularly when the exact cavitation conditions have not been introduced in correct similitude:

Critical regimes, pulsations, vibrations or shocks come to life in the draft tubes together with sometimes important cavitation phenomena. These occurrences are not only noisy, but they are as well unfavourable to the preservation of the turbine parts and even of the alternators. They also occasion energy losses and lower output.

In situ tests carried out since 1951 at Brommat by Messrs. Fontaine and Campmas, Engineers of Electricité de France, have enabled them to examine the velocity distribution in the draft tube and to calculate the residual hydraulic energy at the runner outlet. The results of these studies have led M. Fontaine to look for improvements to the flow either by modifying the form of the outlet from the blades, or together with Mr. Peyrin—Engineer at the Etablissements Neyrpic—by the design and application of perforated stabilising caps.

Recent tests carried out at the Saint-Geniez-ô-Merle power station have shown the appreciable gains in efficiency and power which result.

I. — ECOULEMENT DANS LES ASPIRATEURS DE TURBINES FRANCIS

L'étude de l'écoulement dans les aspirateurs de turbines Francis, commencée à Brommat en 1951, et basée sur la mesure des pressions et des vitesses à la sortie de la roue, a permis de définir

la notion d'énergie hydraulique résiduelle, énergie par définition non récupérable et donc équivalente à une perte. On démontre (*) que cette

(*) *La Houille Blanche*, n° 2, avril 1952 : Mesure des pertes dans un aspirateur de turbine Francis, par E. FONTAINE et P. CAMPMAS.

énergie, qui a la dimension d'une hauteur de chute, a pour forme :

$$h = \frac{\int_0^{R^2} (V^2 - 2g) + (p, \omega) + z \frac{1}{2} V \cos z \, dr^2}{\int_0^{R^2} V \cos z \, dr^2}$$

V étant la vitesse de l'eau à la sortie de la roue à une distance r de l'axe, z l'angle de cette vitesse avec l'axe de l'écoulement et z la différence de cote entre le point de mesure et le niveau aval.

Pratiquement, les vitesses varient sensiblement en grandeur et en direction suivant l'abscisse r du point considéré et la charge de la turbine. L'angle z , en particulier, peut prendre avec certains tracés d'aubage des valeurs importantes et devient même voisin de 90° dans la zone centrale de l'écoulement qui prend l'allure d'un pseudo-vortex dénommé « torche » ou « trombe ». La quasi-totalité du débit turbiné se concentre alors dans la zone annulaire comprise entre la torche et la paroi de l'aspirateur : les vitesses y sont très élevées et le fonctionnement de l'aspirateur en récupérateur de $V^2/2g$ fortement compromis. En fait, les essais dont il a été parlé plus haut ont confirmé qu'une part importante des pertes de la turbine était représentée par cette énergie non récupérée à la sortie de la roue.

Par ailleurs, les phénomènes transitoires (choes, vibrations, etc.) peuvent être attribués à l'instabilité de forme du pseudo-vortex (dont la loi de rotation, il faut le noter, diffère sensiblement de celle du vortex mathématique : du fait des forces tangentielles de viscosité, la « torche » tourne en bloc, les vitesses circonférentielles sont proportionnelles au rayon).

La combinaison des mouvements de cette « torche » et de l'écoulement emportant la part d'énergie aval non récupérée donne un ensemble présentant un balourd de masse suffisamment important pour ébranler les cônes d'aspirateurs, en même temps que se fait entendre un grondement rythmé caractéristique. On établit et on constate que la torche tourne dans le sens de la roue aux faibles admissions, et en sens inverse aux fortes charges, ce qui se traduit dans le bief aval par le déport de l'écoulement vers une rive ou vers l'autre.

Entre ces deux tranches d'admission, existe une tranche intermédiaire en général située au voisinage des rendements maxima, où les régimes de rotation sont complexes et où se produisent les plus forts à-coups de cavitation centrale : on peut penser que la circulation induite par la roue dans le noyau du pseudo-vortex n'est pas suffisamment affirmée pour stabiliser celui-ci.

On a pensé que les rendements déjà bons correspondant à cette tranche d'utilisation pourraient être étalés, et même augmentés, si les perturbations centrales étaient atténuées.

Il est connu que la violence des perturbations peut être atténuée par une introduction d'air sous la roue, en particulier au centre de l'écoulement. Les dispositifs d'aération, souvent complexes, mais nécessaires pour assurer aux grands groupes hydroélectriques un fonctionnement mécanique satisfaisant, ne constituent qu'un palliatif ni très élégant, ni très technique.

Au contraire, un dispositif organique faisant partie intégrante de la roue de la turbine apparaît bien préférable; on demandera à ce dispositif de stabiliser les écoulements, de réduire les espaces turbulents, de détruire au moins partiellement la torche et d'amortir les choes de cavitation.

Un tel problème était particulièrement urgent à résoudre à Chastang, tant en raison de l'importance des vibrations qui se transmettaient jusqu'à la pivoterie que de l'existence de charges critiques incompatibles avec les besoins de l'exploitation. A cette occasion, la collaboration de M. PEYRIN, des Etablissements Neyrpic, et de M. FONTAINE, Chef de Groupe de Production Hydraulique de l'Electricité de France, a été à l'origine de l'invention du dispositif dit « pointe stabilisatrice perforée » (*); grâce au concours de tout le personnel du Groupe de Production, leur mise au point a pu être effectuée en quelques mois. Il y a lieu de signaler tout de suite que l'effet de ces « pointes perforées » sur les importantes turbines de 134.000 ch sous 70 m de chute à Chastang a été des plus intéressants : les vibrations et charges critiques ont complètement disparu, l'écoulement à la sortie des pertuis de l'aspirateur a été tranquilisé, les machines sont devenues stables à toutes les charges.

II. — DESCRIPTION D'UNE POINTE STABILISATRICE PERFORÉE

La figure n° 1 montre l'importance des formes géométriques de la pointe stabilisatrice par rapport au guideau de faibles proportions qui prolongeait autrefois les plafonds des roues. Le pied émoussé de cette pointe doit se situer assez en aval de la sortie des aubages afin que son effet s'exerce dans cette zone que nous disons être la zone de transition entre la sortie de la roue et la naissance de l'aspirateur.

(*) Les brevets FONTAINE-PEYRIN pris en France et dans tous les pays étrangers et leurs additifs seront exploités en commun par E.D.F. et Neyrpic.

Ce pied de pointe est perforé d'un grand nombre de trous qui lui donnent l'aspect d'une crépine. A l'autre extrémité de la pointe, vers la grande base du tronc de cône, sont percés plusieurs rangs circonferentiels de trous; le premier de ces rangs doit être situé près de la sortie des aubes.

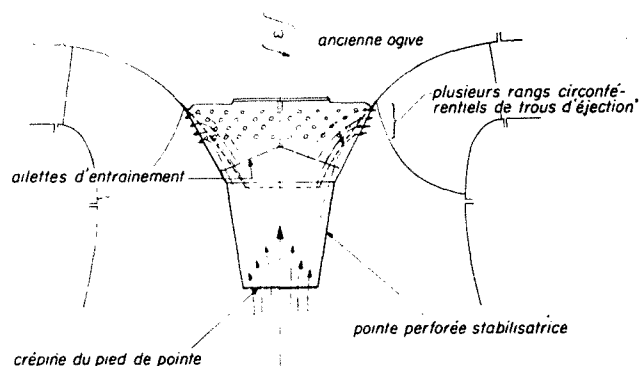


FIG. 1

A l'intérieur de la pointe et à hauteur des trous circonferentiels peuvent, dans certains cas, être disposées des nervures ou ailettes diamétrales qui ont pour effet d'entraîner l'eau contenue dans la pointe en rotation à la même vitesse que la turbine.

III. --- ACTION DE LA POINTE PERFORÉE SUR L'ÉCOULEMENT APRÈS LA ROUE

Dans la rotation, les trous supérieurs circonferentiels éjectent de l'eau par effet centrifuge; la grille de pied admet évidemment le même débit. On appellera les rangs circonferentiels de trous vers la grande base des cônes « trous d'éjection » et la crépine inférieure « crépine d'aspiration ».

La crépine, due à M. FONTAINE, introduite au cours de l'expérimentation, qu'il a conduite à Chastang, est apparue l'un des éléments très importants de la mise au point de la pointe stabilisatrice; elle s'est trouvée en relation étroite et favorable d'effet avec la perforation circonferentielle d'éjection de la grande base.

Sur la figure 2, on a représenté pour fixer les idées une turbine et son écoulement schématisé pour une faible charge; les frontières de la zone vive d'écoulement sont constituées d'une part par le flasque inférieur de la turbine, continué par la ceinture de roue, puis plus bas par les parois du tuyau d'aspiration; d'autre part, par une surface méridienne d'écoulement $a b c$.

On a représenté schématiquement entre ces deux surfaces limites quelques traces des composantes méridiennes du vif de l'écoulement. A l'in-

térieur du noyau de diamètre N existe l'espace mort qui est préjudiciable au bon fonctionnement de la machine. Ce noyau est le siège de rotations induites par l'écoulement périphérique (voir plus haut).

Il est encore essentiel de considérer les courants secondaires, schématisés par des lignes munies de flèches, s'enroulant en constituant dans leur ensemble autour de l'axe de rotation de la turbine comme un anneau tourbillon dont

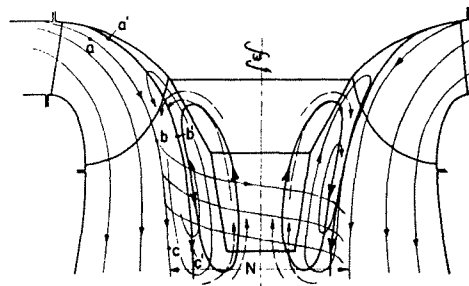


FIG. 2

le sens de rotation résulte entre autres du sens de l'écoulement méridien du flux actif.

Cet anneau tourbillon (aspect bien connu d'un anneau de fumée) épousait au milieu, dans sa remontée vers les aubes, la forme du guideau central que constituait l'ancienne pointe.

L'un des effets de la pointe est de fixer la circulation de cet anneau tourbillon autour de sa paroi, comme schématisé sur la figure 2, dans un cas particulier le plus souvent constaté.

IV. --- CONSÉQUENCES DES MODIFICATIONS DES FORMES DE L'ÉCOULEMENT RÉSULTANT DE LA PRÉSENCE DE LA POINTE PERFORÉE

La réduction de la « torche », l'atténuation de son mouvement torse de balayage nuisible du flux utile, l'élargissement de l'espace octroyé à celui-ci et la stabilisation de ses formes dans la zone où commence la transformation de l'énergie cinétique en énergie potentielle, a comme conséquence éminemment favorable la régularisation du champ des vitesses.

Dans l'ensemble, le champ des énergies se présente sous une forme améliorée, qui se prête vraisemblablement mieux à la récupération de l'énergie cinétique disponible à la sortie de la roue.

L'effet de l'aspirateur s'appliquant alors à une énergie plus docile ne peut qu'être de meilleure efficacité. Il est déjà reconnu que l'écoulement, dans son ensemble, répond mieux à la notion de continuité, et que les vibrations pernicieuses

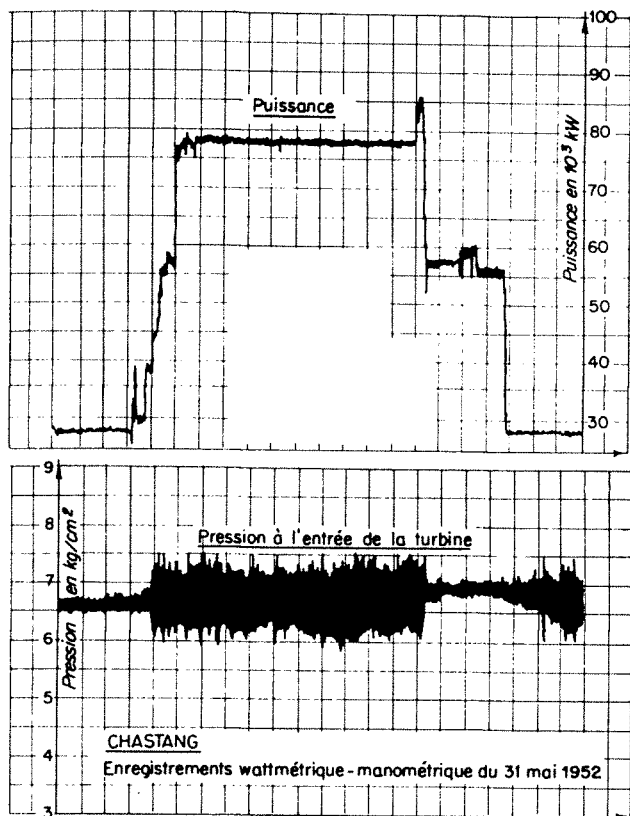


Fig. 3

Ondes entretenues de pression avec pointe de roue ordinaire (avec insufflation d'air, $5 \text{ m}^3/\text{mn}$).

ainsi que les fortes détonations disparaissent presque complètement (voir fig. 3 et 4).

Des collines de laboratoire montrent que les rendements sont améliorés et étalés dans la zone où ils étaient déjà satisfaisants, mais perturbés par les instabilités.

Il devient possible d'exploiter sans introduction d'air des turbines, qui, sans la pointe terminale spéciale, en nécessitaient en permanence un débit très grand; ainsi l'on peut déjà, de ce fait, escompter une amélioration de rendement de récupération, indépendamment du gain venant des meilleures formes de l'écoulement (on verra au paragraphe VII les résultats obtenus sur des machines en service).

V. -- AUTRES EFFETS DE LA POINTE STABILISATRICE PERFORÉE

Selon le réglage que l'on fait des orifices éjecteurs par rapport aux orifices aspirateurs, il s'établit à l'intérieur de la pointe une dépression qui peut être importante, surtout si déjà règne

autour d'elle une dépression de récupération déjà forte.

Cette dépression interne accentuée a pour effet de répartir la succion de façon assez uniforme sur toute la crépine de pied; le flux pompé constitué d'eau et des gaz déjà en partie libérés (qui nourrissaient auparavant le noyau central dans la phase où il grossissait pour atteindre les dimensions critiques instables), divisé à l'extrême dans sa traversée de la multitude des trous de la crépine, se trouve placé dans des conditions physiques de dépression qui favorisent encore le dégazage.

L'intérieur de la pointe est donc empli d'une émulsion dont l'élasticité est favorable à l'absorption des ondes de pression.

Par ailleurs, l'émulsion éjectée en tête de l'anneau tourbillon parasite schématisé sur la figure 2, joue aussi le rôle d'amortisseur précisément dans une zone où l'action d'une correction, même de faible importance, peut néanmoins être très sensible dans l'atténuation de phénomènes violents.

L'ensemble de ces milieux amortisseurs situés au cœur de la roue, empêche l'aspirateur de vibrer, la propagation d'ondes entretenues plus ou moins stationnaires devenant impossible du fait de la suppression des fronts durs de réflexion.

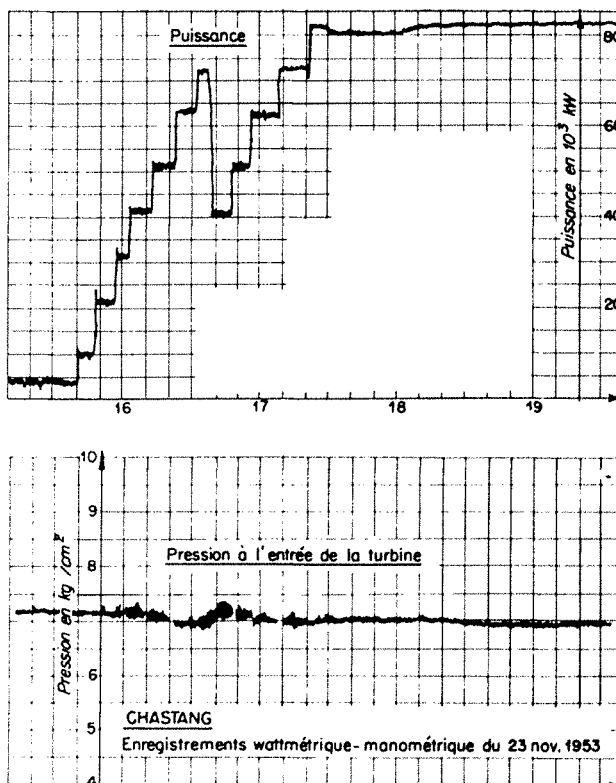


Fig. 4. --- Pointe spéciale brevetée (marche sans insufflation d'air).

On peut encore supposer que l'énergie du débit éjecté en tête de la circulation parasite troublant les faibles charges, contribue par soufflage à en stabiliser ou détruire les effets néfastes.

VI. — EFFET D'UNE DÉPRESSION INTENSE SOUS LA CRÉPINE DE PIED

Certaines roues, lorsqu'elles fonctionnent en surcharge, créent à la sortie de leur aubage, côté moyeu, un pseudo-vortex accentué dans le noyau duquel existe alors une dépression anormalement élevée. En ce cas, l'effet d'éjection peut être vaincu par l'effet de succion du vortex; la pointe ne pompe plus dans le sens normal. Les orifices d'éjection deviennent orifices d'aspiration, et leur action dans ce sens peut encore être efficace pour contribuer à la stabilité et à la réduction des espaces nuisibles.

VII. — RÉSULTATS OBTENUS A SAINT-GENIEZ-Ô-MERLE

Cette usine est équipée de deux groupes à axe vertical d'environ 20.000 kW mis en service en 1947. La chute brute est de l'ordre de 125 m, la vitesse de rotation 375 t/mn.

Les roues originellement identiques ont subi depuis leur mise en service une série de modifications; de plus, l'une d'elles est équipée d'une « pointe perforée » amovible.

Parmi les différentes mesures de rendement effectuées sur ces deux groupes, il en a été retenu plus particulièrement quatre, qui mettent en évidence l'incidence d'une part d'une modification de l'arête de sortie des aubes effectuée sur les indications de M. FONTAINE à partir des résultats de l'exploration préalable du champ des vitesses dans l'aspirateur, d'autre part, de la mise en place d'une pointe perforée.

A ces quatre essais correspondent les quatre courbes de la figure 5 :

- Courbe N° 1 : rendement avec le tracé d'origine,
- Courbe N° 2 : rendement après retaille des aubes par le constructeur,
- Courbe N° 3 : rendement après retaille par les soins d'E.D.F.,
- Courbe N° 4 : rendement de cette dernière roue après pose de la pointe perforée.

Les rendements 1 et 2 ont été mesurés en 1947 par la Division des Essais extérieurs des Etudes et Recherches hydrauliques; les rendements 3 et

4 en 1954 par la Division Technique générale de la Production hydraulique. Ces courbes ont été établies à des époques et avec des moyens différents; quoique certains recouvrements aient pu être opérés grâce à une installation permanente de contrôle piézométrique des débits, il a été admis que les rendements ne sont comparables d'une roue à l'autre qu'à 1 % près. La comparaison entre les courbes 3 et 4 est cependant significative à 0,5 % près.

On observera que les courbes 1 et 2 sont relatives à des fonctionnements avec aération, la marche sans air étant instable. Par contre, les courbes 3 et 4 sont relatives à des marches sans aération, devenues normales à la suite des modifications apportées à la roue.

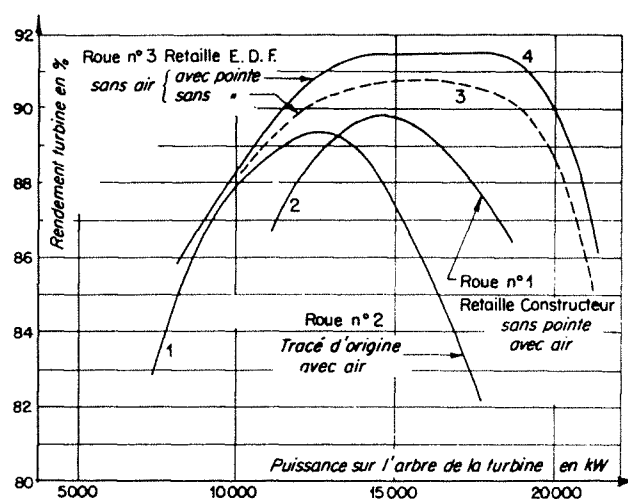


Fig. 5. — Usine de Saint-Geniez-ô-Merle
Essais de décembre 1947 et octobre 1954.

L'examen des graphiques fait ressortir un gain de rendement de l'ordre de 1 point apporté par l'adjonction de la pointe perforée, se superposant à l'élargissement de la zone des hauts rendements et au gain substantiel de puissance (environ 4.000 kW) résultant de la retaille.

VIII. — RÉSULTATS OBTENUS SUR D'AUTRES TURBINES

Une pointe perforée a également été posée à Cordéac (40.000 kW, 87 m de chute), permettant la suppression de l'aération et entraînant la disparition des vibrations et des charges critiques.

Au Poët (5.000 kW, 25 m de chute), le cône de l'aspirateur avait pris du jeu dans son scellement en béton et se déplaçait d'un mm à la charge critique. Il reste tout à fait immobile depuis la pose d'une pointe perforée, sans qu'il ait été nécessaire d'opérer la réfection du scellement.

Aucune mesure de rendement n'est encore venue compléter ces résultats purement qualitatifs.

Il est vraisemblable d'ailleurs que l'efficacité des pointes perforées se révélera variable suivant le type de turbine et le tracé des aubages; de plus, nous venons de constater sur plusieurs installations que des mises au point s'imposent.

IX. — CONCLUSIONS

Pour conclure, nous croyons utile d'insister sur les points particuliers suivants :

- L'exploration du champ des vitesses à la sortie de la roue a permis de constater que l'écoulement dans cette zone n'est pas homogène, comme on aurait pu le supposer.
- Des modifications peu importantes permettent souvent d'équilibrer les vitesses de sortie.

-- La zone « d'eau vive » étant, dans les cas étudiés, considérablement étendue vers le centre, il en résulte une répartition différente des angles de sortie qu'on peut être amené à corriger, notamment dans la zone centrale.

-- Enfin les essais effectués font apparaître pour une même turbine des formes différentes de courbes rendement/puissance utile, mettant en évidence l'importance qu'il y a à ce qu'une turbine soit prévue de telle sorte que :

- 1° En cas de fonctionnement à chute constante, la surface délimitée par la courbe de rendement pondéré de l'ensemble turbine-conduite-tunnel, soit maximum dans la zone d'utilisation de la machine, ou :
- 2° En cas de fonctionnement à chute variable, le volume « pondéré », délimité par les courbes en colline, soit maximum dans la zone d'utilisation du groupe.

DISCUSSION

1^o Séance du 10 juin 1954. (Président : M. HUPNER)

M. le Président remercie MM. FONTAINE et PEYRIN de leurs recherches et de leur esprit de collaboration. Il établit un lien entre leur communication et celle de M. FORTIER d'après laquelle les pertes de charge sont très augmentées par les écoulements de rotation à filets non parallèles; il pense que MM. FONTAINE et PEYRIN auraient intérêt à se mettre en rapport avec M. FORTIER, en vue de mettre à sa disposition les moyens techniques nécessaires à l'application de son étude aux aspirateurs de turbines. D'autre part, M. le Président se demande si, d'après les mêmes résultats de M. FORTIER on ne peut pas espérer qu'au gain de rendement de la machine corresponde un gain plus important sur le rendement global de l'installation, en raison du redressement des filets liquides produit dans l'aspirateur et à l'aval de la turbine par le dispositif de MM. FONTAINE et PEYRIN.

MM. FONTAINE et PEYRIN confirment et précisent que le dispositif améliore le rendement de l'aspirateur par réduction de la turbulence au sein de l'écoulement et aussi par réduction des pertes aux parois. Les courbes en colline du laboratoire, qui ont été projetées à l'écran, représentent l'effet sur le rendement global de la turbine à partir de la vanne d'entrée et ce jusqu'à la sortie aval de l'aspirateur.

Le fonctionnement de l'aspirateur intervient évidemment sur l'écoulement de la roue; les surfaces d'écoulement définies par les trajectoires méridiennes sont du fait de la réduction du noyau central, ramenées vers les formes et les positions prévues dans le calcul et le dessin de l'aubage; ainsi les sections mouillées des canaux et les angles d'évacuation sont-ils plus proches de ceux qui résultent de l'étude, et il en résulte que le rendement de la roue prise en particulier tend vers le rendement théorique écrit dans les équations du calcul des aubages.

M. FONTAINE précise que dans un certain cas la vitesse résiduelle a été réduite de 20 m/s à 18 m/s en mouillant toute la section du tuyau d'aspiration, ce qui

se traduit par une réduction des pertes dans le rapport 182/202.

M. FONTAINE indique, sur la demande de M. le Président, que le système présenté a été appliqué aux turbines des usines de Chastang, Bort et Saint-Geniez à Merle du Groupe « Dordogne » de l'E.D.F. Dans cette dernière usine, la répartition des vitesses le long des aubes a été complètement modifiée et il en résulte un gain très net dans l'aspirateur; de nouvelles mesures globales permettront d'évaluer l'amélioration du fonctionnement de la roue elle-même, dont le rendement était déjà très bon à la mise en service (94,6 %) (1).

M. VARLET estime que la communication est plus que savante; elle est extrêmement intéressante en soi. Il remarque que le procédé revient à déplacer la zone de vide qui se trouve avant la sortie de la turbine, ce qui se faisait antérieurement par insufflation d'air et qui, maintenant, consiste à reporter la zone de vide à la pointe.

M. FONTAINE confirme cette remarque: le dispositif répartit le vide, ainsi que le montre le diagramme des pressions le long d'un rayon de l'aspirateur; au centre on a pratiquement le vide absolu, mais la pression y croît très vite. Le but principal est de supprimer l'injection d'air qui était un procédé barbare.

En ce qui concerne les ailettes intérieures d'entraînement en rotation en masse, les auteurs précisent, sur la demande de M. VARLET, qu'il n'en a pas été exécutées spécialement dans les pointes des turbines de Chastang, le constructeur ayant compté uniquement sur l'entraînement par les brides d'assemblage des deux moitiés de la pointe (conçue en deux pièces pour permettre leur introduction à l'intérieur de l'aspirateur par la porte d'accès) et sur l'entraînement par les très gros écrous de l'accouplement de la roue à l'arbre, lesquels sont situés en face de la perforation d'éjection.

(1) Ces mesures mentionnées dans le mémoire ont été effectuées postérieurement à la séance du 10 juin 1954, ici relatée.

Il est d'ailleurs probable que le seul entraînement par frottement visqueux aux parois suffirait.

La perte de puissance par le pompage, que l'on peut facilement évaluer et qui est très faible, n'atténue pas de façon sensible l'amélioration du rendement obtenue grâce à la pointe perforée.

M. FONTAINE indique que les pertes relatives dans le tuyau d'aspiration d'une turbine normale passent par un minimum, puis croissent très rapidement vers la charge maxima. L'intérêt du dispositif d'aspiration consiste à étaler le minimum de ces pertes de manière qu'il se prolonge jusqu'à la zone pratique de fonctionnement.

M. VARLET signale que, dans certaines installations

américaines, le moyeu de la roue était prolongé dans le centre de l'aspirateur par un moyeu fixe.

M. PEYRIN indique qu'il s'agissait d'aspirateurs en général non coudés, du genre Moody; ce mât central était de tenue difficile et précaire et par ailleurs il semble que l'on n'en ait pas connu exactement les effets sur le rendement. Cette pratique a été abandonnée.

Enfin M. VARLET attire l'attention sur l'usure de la plaque perforée au bout d'un certain temps de service.

M. FONTAINE et M. PEYRIN estiment que cette usure est, en effet, inévitable et une fois terminée la période de mise au point du dispositif, qui a nécessité au Chastang, sur le prototype, 27 modifications successives, il pourra être envisagé d'installer une plaque perforée en métal inoxydable susceptible d'un plus long service.

2^e Séance du 25 novembre 1954. (Président : M. GABRIEL)

Sur la demande de M. le Président, M. WILLM précise que l'effet de la « pointe perforée » se traduit par une amélioration du rendement de un point, mesuré sur la roue n° 3 de l'usine de Saint-Geniez-ô-Merle.

M. FONTAINE ajoute que sur deux autres turbines, l'effet du dispositif n'a pu être chiffré, mais s'est manifesté par leur possibilité de marche sans admission d'air ou avec admission très réduite. Par contre, quelques difficultés se présentent pour l'adaptation de ces dispositifs à une turbine un peu spéciale, en service au Maroc.

M. le Président rappelle les résultats obtenus grâce au dispositif FONTAINE-PEYRIN (suppression des bruits anormaux, suppression des coups de bélier et régularisation de l'écoulement à l'aval) et souligne le double phénomène de la cavitation et du cheminement du tourbillon, l'une donnant naissance à des bruits dont la fréquence est de l'ordre de la vitesse de rotation et l'autre à de puissants entraînements des tuyaux d'aspiration dans leur logement au rythme de la seconde correspondant, d'ailleurs, dans plusieurs cas observés, à la période propre de l'alternateur.

M. PEYRIN explique, en s'aidant d'un schéma fait au tableau, qu'à l'intérieur du tuyau d'aspiration, ce tourbillon tourne sur lui-même non pas suivant la loi du vortex, mais suivant une rotation en bloc, qu'il affecte la forme d'un toron hélicoïdal dont le diamètre s'amplifie dans la zone de dépression centrale, du fait du dégagement, sous forme de bulles, de gaz dissous, puis qu'il est emporté par le courant ambiant en produisant une détonation dans le tuyau et une intumescence à la sortie aval. Enfin tout se calme, le tourbillon se reforme et disparaît à nouveau quand il a suffisamment grossi. Le tuyau, sollicité par l'effet centrifuge de la masse de cette torche intérieure, prend un mouvement de balancement rotatif limité par la réaction des scellements mais très visible malgré son amplitude relativement faible. D'autre part, on conçoit qu'une injection d'air insuffisante dans le centre du tuyau réduise la densité du fluide de la torche et augmente donc la fréquence de sa formation. Il est donc souhaitable que l'on puisse un jour supprimer complètement cette admission d'air grâce à l'utilisation de pointes perforées.

