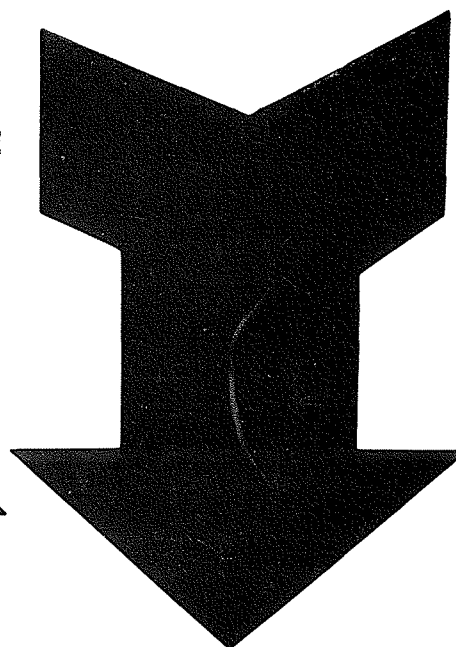
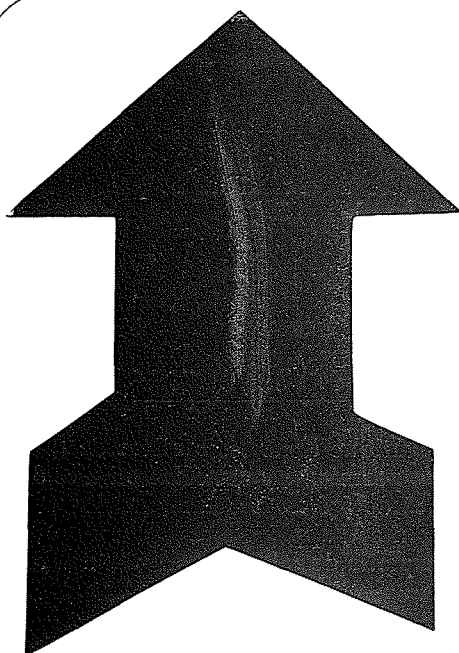


**ÉTUDE
DU COMPORTEMENT
MÉCANIQUE D'UNE PALE
DE TURBINE KAPLAN
EN RÉGIME
TRANSITOIRE**



Communication
présentée au Comité technique
de la Société Hydrotechnique de France
le 16 novembre 1967

PAR J. CHEVALIER *
ET J. L'HERMITTE *

I. — Introduction

Cette communication rend compte d'essais mécaniques effectués directement sur les pales d'une grosse turbine Kaplan à l'usine de Beauchastel sur le Rhône. Dans le cadre général de l'étude du comportement mécanique d'une grosse machine hydraulique lors de fonctionnements permanents ou transitoires, ces essais présentaient trois intérêts différents :

- d'une part, ils conduisaient à la mise au point de divers procédés expérimentaux relativement au collage des jauges travaillant dans un courant d'eau rapide, au passage de câbles multi-conducteurs dans un moyeu de turbine Kaplan au milieu des bielles de commande, puis dans le tube mobile de commande des pales, à la réalisation d'un collecteur sans bruit de fond, à la transmission d'informations par voie radio à travers un milieu liquide, etc.;
- d'autre part, ils donnaient l'occasion de contrôler directement les taux de contrainte dans les parties vives de la machine;
- enfin, ils permettaient de comparer ces taux de contrainte pour différents types de fonctionnement, dont certains sont réputés normaux parce qu'ils sont utilisés obligatoirement sur toutes

les machines de ce type (fonctionnements à vide, en charge, déclenchements, arrêts), tandis que d'autres peuvent être réputés anormaux, soit en raison de leur caractère exceptionnel (emballement), soit en raison de la nouveauté de leur emploi (marche en déchargeur).

C'est notamment pour l'intérêt de ces comparaisons et plus spécialement à propos des fonctionnements en déchargeur que la Compagnie Nationale du Rhône, E.D.F. et le constructeur ont convenu d'un commun accord d'entreprendre ces essais.

Nous nous attacherons essentiellement dans ce rapport à l'aspect mesure et interprétation des contraintes dues aux efforts hydrodynamiques s'exerçant sur les pales de la roue pour les différents régimes. L'objet de notre recherche tend à couvrir les aspects suivants du comportement mécanique de la pale :

- mesure des contraintes locales dues aux efforts hydrodynamiques en des points particuliers de la pale (raccordement pale-moyeu, point de flexion maximale, etc.) caractéristiques de son comportement mécanique au cours de fonctionnements spéciaux. Sur ce type de pales, particulièrement minces, il est en effet important de connaître les valeurs maximales atteintes par les contraintes pendant les transitoires et les fonctionnements anormaux;
- détermination par le calcul des composantes de l'effort hydrodynamique global à partir de l'ensemble des mesures locales de contraintes et d'un étalonnage statique. La comparaison des

* Electricité de France, Direction des Etudes et Recherches, 6, quai Watier, 78 - Chatou.

éléments de réduction ainsi calculés avec les valeurs obtenues directement sur modèle réduit permet ainsi d'utiliser les résultats fournis par le modèle pour les régimes où il n'est pas possible de faire fonctionner la machine industrielle.

II. — Description sommaire des dispositifs de mesure utilisés

L'ensemble de l'équipement de mesure du groupe est représenté sur la figure 1.

La pale choisie était équipée de treize ponts de jauges de contraintes disposés sur l'extrados et l'intrados selon la répartition de la figure 2.

Le procédé de collage a été choisi après plusieurs campagnes d'essais de collage sur une turbine industrielle. Ces expériences nous permettent *a priori* de garantir la tenue des jauges en immersion pendant plusieurs mois et en rotation de la machine pendant environ 100 h.

Sur ces treize jauges, cinq pilotaient les sous-porteuses d'un équipement de télémessure en modulation de fréquence dont l'émetteur était logé dans un container étanche fixé dans le cône de l'ogive, l'antenne émettrice étant fixée sur le cône. L'antenne réceptrice était fixée sur la porte de la galerie d'accès à la roue, la distance à parcourir à travers l'eau étant environ 3 m. Le récepteur lié à l'antenne de réception permettait après démodulation d'obtenir une observation oscillographique de chaque voie et un enregistrement continu par galvanomètres optiques de fréquence propre à 175 Hz. Les huit autres jauges étaient raccordées par fil à travers la machine à un collecteur tournant à contacts glissants argent/argent fixé sur l'arbre entre la turbine et l'alternateur. La partie fixe du collecteur était raccordée à un pont de mesure dynamique travaillant sur le même enregistreur galvanométrique de l'autre série de jauges.

L'utilisation de deux procédés différents de transmission des indications des jauges tenait compte d'une part de la limitation du nombre de voies possibles sur le collecteur, d'autre part de la nécessité de mettre au point la transmission d'information par radio en vue d'essais ultérieurs sur les groupes bulbes de la Rance pour lesquels il n'est plus possible de sortir des informations au moyen d'un collecteur, faute de pouvoir passer un câble de la roue vers le bulbe.

III. — Mesure des contraintes locales

1. Sensibilité des mesures et étalonnage.

La fidélité des lots de jauges utilisées a été expérimentée avant essai par collages sur un barreau témoin, ainsi d'ailleurs que l'influence de la pression sur les jauges collées et recouvertes de résine. Pour une mise en pression de 25 m d'eau, l'indication des jauges subissait une variation inférieure à 1 microdéformation (Déformation égale à 10^{-6} en valeur relative.)

Le collecteur induisait pour sa part un bruit de fond dont il a toujours été possible de réduire l'amplitude à une valeur correspondant à la mesure de moins de 1 microdéformation.

Les caractéristiques du métal de la pale étaient les suivantes :

— acier 13 % Cr.	1 % Ni
— limite de rupture.	75 kg/mm ²
— limite d'élasticité.	55 kg/mm ²
— module d'Young.	21 000 kg/mm ²
— coefficient de Poisson.	$\sigma = 0,29$

Un étalonnage statique dans les ateliers de fabrication de la pale a permis, par application d'efforts connus et variables de 5 à 20 t au moyen de vérins répartis en 17 points d'application, de relever les indications des 13 ponts de jauges et de vérifier leur sensibilité.

Un contrôle d'étalonnage supplémentaire a eu lieu avant essais, la pale et tout le dispositif de mesure étant en place dans la turbine. Des efforts connus ont alors été appliqués à la périphérie de la pale et les indications des jauges comparées à celles obtenues par le premier étalonnage statique.

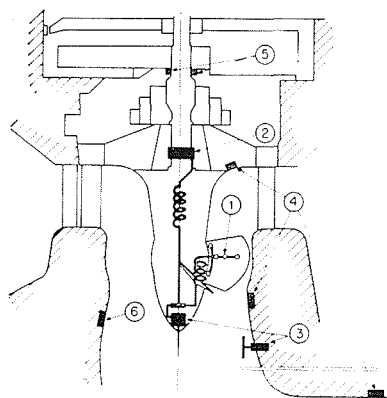
2. Définition des résultats présentés.

De l'ensemble des résultats obtenus, les valeurs élémentaires suivantes peuvent être examinées comme paramètres caractéristiques du comportement de la pale :

- σ_1 contrainte due à la flexion de la pale au point 1 obtenue par la valeur moyenne des mesures extrados et intrados et de ce fait, compensée de l'influence de la torsion en ce point. Le point de mesure 1 a été choisi grâce à l'étalonnage statique de la pale aux ateliers du constructeur. Il correspond sensiblement au point de flexion maximale;
- σ_2 et σ_3 contraintes au raccordement de la pale sur le plateau côté bord d'attaque à l'extrados et à l'intrados. σ_2 correspond à un travail d'extension et σ_3 de compression. L'étalonnage statique a permis de montrer que l'influence du cisaillement en ces points était très faible;
- T contrainte de cisaillement en bout de pale déduite des indications de deux jauges montées à 90° symétriquement par rapport à l'axe de pivotement de la pale. Cette contrainte est provoquée par la torsion de la pale autour de son axe de pivotement.

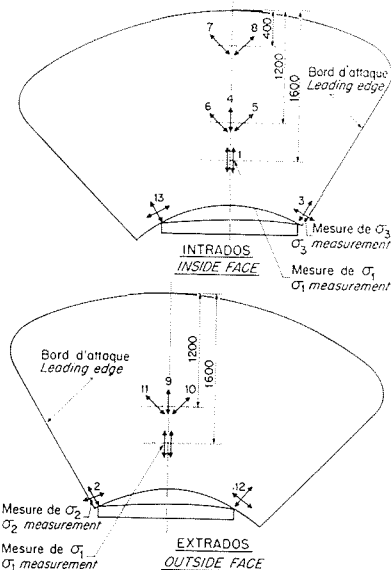
3. Régimes de fonctionnement explorés.

- a) Régimes d'exploitation normaux sous la chute d'essai $H_n = 12,40$ m :
 - marche à vide;
 - charges partielles : 8 MW, 16 MW, 24 MW;
 - pleine charge : 32 MW.
- b) Arrêt de la machine :
 - déclenchement et retour en marche à vide (arrêt normal) à partir des différentes charges d'exploitation du § I;

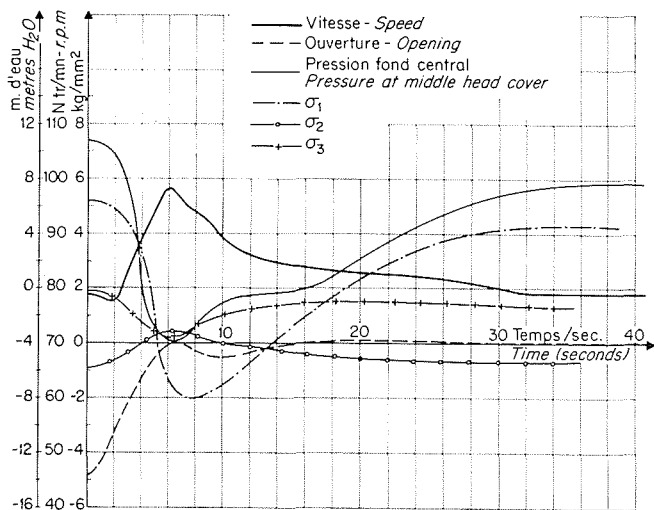


- (1) Jauges d'extensométrie et câblage.
Strain gauges and leads.
- (2) Collecteur tournant.
Slip ring.
- (3) Emetteur et antennes de la télémessure.
Remote measurement transmitter and antenna.
- (4) Capteurs de pression.
Pressure pick-ups.
- (5) Mesure des déplacements de l'arbre.
Shaft float measurement.
- (6) Capteurs de bruit et de vibrations.
Noise and vibration pick-ups.

1/ Ensemble de l'installation de mesure.
General instrumentation layout.



2/ Emplacement des jauges.
Strain gauge positions.



3/ Disjonction 3/4 24 MW.
3/4 24 MW disconnection condition.

— déclenchement et arrêt du groupe par fermeture du distributeur (arrêt d'urgence) à partir de la marche à vide et des différentes charges précédentes.

c) Emballements :

- montée progressive manuelle de la vitesse jusqu'à 160 tr/mn ($2 n_0$);
- emballement réel par déclenchement à 11 MW, distributeur bloqué, fermeture des pales, coupure du débit par la vanne aval.

d) Marche en déchargeur à un débit moitié du débit nominal :

- par déconjugaison entre le distributeur et la roue;
- par batardage grâce à la vanne aval;
- transitoires de liaison entre la marche en déchargeur et les régimes permanents d'exploitation.

4. Présentation des résultats.

a) Régimes permanents d'exploitation normaux sous la chute de 12,40 m :

Les valeurs des contraintes figurant dans le tableau ci-après sont rapportées aux valeurs initiales obtenues sur les pales lorsque la machine est en eau à l'arrêt, donc soumise à un effort hydrodynamique nul.

	MARCHE A VIDE	8 MW	16 MW	24 MW	32 MW
σ_1 (kg/mm ²).	4,04	5,56	5,35	5,28	5,27
σ_2 (kg/mm ²).	0,55	0,95	0,90	0,80	0,75
σ_3 (kg/mm ²).	1,25	2,34	2,18	2,00	1,85
T (kg/mm ²).	0,03	0,08	0,10	0,15	0,21

On peut noter que les contraintes évoluent peu avec la charge et, sauf la torsion en bout de pale, diminuent quand la charge augmente. Elles sont cependant systématiquement plus faibles en marche à vide qu'en charge. L'augmentation de T en valeur absolue traduit, ainsi que nous l'avons vu, une tendance à l'ouverture de la roue.

La fluctuation de ces grandeurs en régime permanent est faible; elle est pratiquement nulle pour T et atteint $\pm 2\%$ à pleine charge pour σ_1 , $\pm 5\%$ pour σ_2 et σ_3 .

A 8 MW, une modulation générale des contraintes à la fréquence de rotation de la machine et d'amplitude 10 % des contraintes de pleine charge a été décelée, probablement due à l'influence du bec de bêche sur l'alimentation de la machine.

b) Déclenchement et retour en marche à vide :

La figure 3 représente l'évolution des contraintes σ_1 , σ_2 , σ_3 pour le déclenchement à trois quarts de charge. Sur le même graphique sont représentés le mouvement de vannage, la vitesse du groupe et la pression mesurée sur le fond central de la turbine, entre le distributeur et la roue.

On voit très nettement la liaison qui existe entre la variation de pression à l'amont de la roue due à la fermeture du vannage, la vitesse du groupe et l'évolution des contraintes caractéristiques de flexion (σ_1), d'extension (σ_2) et de compression (σ_3). Chacune d'elles passe par un extremum au moment où la pression sur le fond central est minimale et où la survitesse est maximale (fin de fermeture du vannage) et atteint sa valeur de régime permanent au bout de 30 s environ quand la machine se retrouve en marche à vide.

La fluctuation des contraintes durant ce transitoire est plus importante qu'en régime permanent; elle atteint $\pm 0,75 \text{ kg/mm}^2$ pour σ_1 au moment du passage au minimum.

La figure 4 montre l'évolution de la contrainte σ_1 pour les différents déclenchements réalisés aux essais.

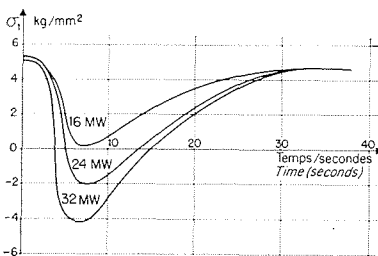
c) Arrêt d'urgence de la turbine :

Sur la figure 5 sont représentées les évolutions des contraintes $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ pour un arrêt d'urgence à la pleine charge. Sur le même graphique, on a tracé le mouvement du vannage, la vitesse du groupe et la pression sur le fond central. Là encore, on voit la liaison étroite entre les contraintes appliquées à

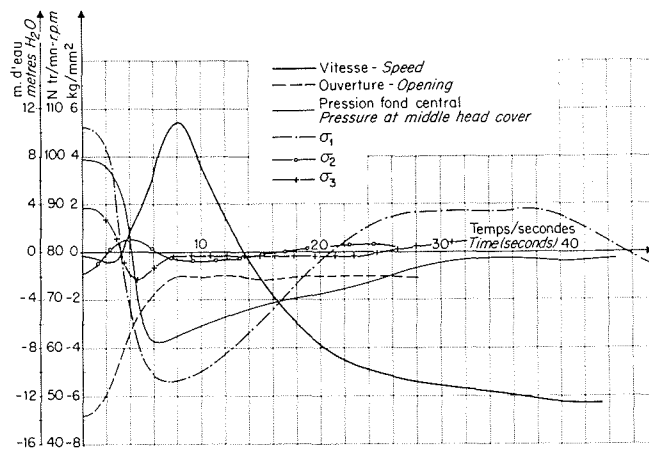
la pale et les extremums de vitesse et de pression sur la roue. Dans cet essai, la turbine va à l'arrêt et l'ensemble des contraintes tend vers la valeur 0 correspondant à un effort hydrodynamique nul.

Dans cette manœuvre, la flexion de la pale est légèrement plus importante que pour la disjonction avec retour en marche à vide puisque la contrainte σ_1 passe de $5,3 \text{ kg/mm}^2$ à $-5,25 \text{ kg/mm}^2$ au lieu de $-4,2 \text{ kg/mm}^2$.

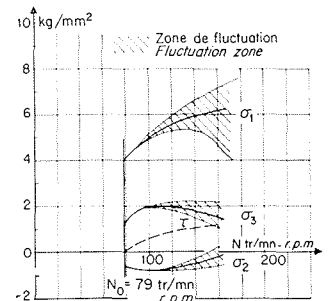
Dans ces deux types de fonctionnement, cependant, on peut remarquer que la flexion diminue et tend à changer de sens sur la pale dans les premières secondes de la manœuvre, ce qui correspond à la phase d'accélération du groupe lorsque la charge sur la pale s'annule et tend à s'inverser. Cette charge inversée de la pale correspondant à un soulèvement du rotor et à un pompage dans l'aspirateur est donc importante, puisque la contrainte σ_1 ne varie que de 4 à $5,3 \text{ kg/mm}^2$ entre la marche à vide et la pleine charge turbine, alors qu'elle varie de $5,3 \text{ kg/mm}^2$ à $5,2 \text{ kg/mm}^2$ entre la pleine charge turbine et le fonctionnement en survitesse. Les contraintes au pied de la pale cependant ne semblent pas affectées par ces transitoires, leurs fluctuations autour de 0 restant toujours inférieures à la valeur de régime permanent de pleine charge.



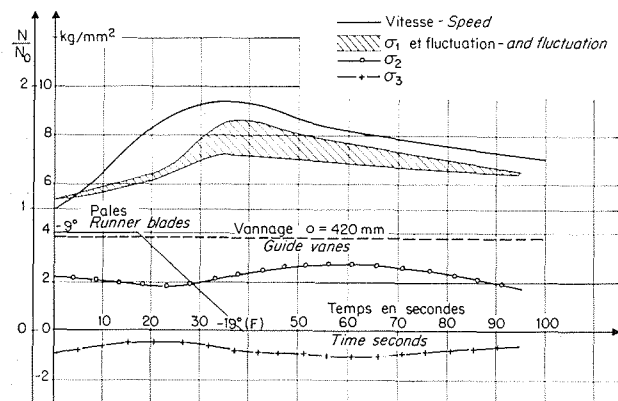
4/ Evolution de la contrainte σ_1 lors des disjonctions.
Stress curves σ_1 for disconnection condition.



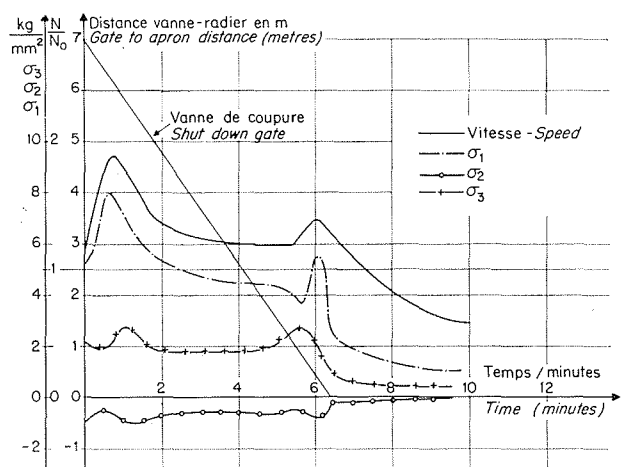
5/ Arrêt d'urgence à 32 MW / 32 MW emergency shut-down.



6/ Emballement. Montée progressive en vitesse à $2n_0$.
Runaway condition. Gradual speed increase to $2n_0$.



7/ Emballement à 11 MW / 11 MW runaway condition.



8/ Emballement à 11 MW. Fermeture de la vanne aval.
11 MW runaway condition. Downstream gate closure.

d) *Emballlement* :

Dans un premier essai, la vitesse du groupe a été montée à partir de la marche à vide en agissant manuellement sur le régulateur jusqu'à 160 tr/mn, soit deux fois la vitesse normale. L'évolution des paramètres σ_1 , σ_2 , σ_3 et τ est représentée sur la figure 6. On peut y constater l'évolution rapide de la fluctuation des contraintes qui atteint $\pm 25\%$ pour σ_1 à la vitesse maximale et sous une fréquence de quelques cycles par seconde.

Compte tenu des résultats satisfaisants obtenus au cours de cet essai, un emballlement réel a été réalisé sous la chute de 11,70 m et en partant d'une ouverture du groupe correspondant à une puissance de 11 MW. Au cours de cette manœuvre, l'ordre de fermeture des pales est donné dès le déclenchement, le vannage reste bloqué ouvert, la vanne de coupure aval descend sur un ordre donné par un relais de survitesse « stade ». Les figures 7 et 8 montrent l'évolution de la vitesse du groupe et des contraintes σ_1 , σ_2 et σ_3 au cours de la manœuvre. On peut constater que les valeurs atteintes sont supérieures, à vitesse égale, aux valeurs correspondant à l'essai précédent; la contrainte maximale de flexion due à l'effort hydrodynamique sur la pale atteint 8,5 kg/mm² avec une fluctuation de $\pm 10\%$ pour la vitesse maximale atteinte de 147 tr/mn (1,88 n_0). Ceci s'explique par le fait que le débit dans cet essai (170 m³/s) correspond au débit d'emballlement déterminé par le réglage des pales et du distributeur avant la coupure. Il est donc bien supérieur au débit correspondant à la marche à vide à la même vitesse (70 m³/s).

En fin de manœuvre (fig. 8), lorsque la hauteur libre sous la vanne aval atteint 1,20 m, les pales se sont accidentellement ouvertes puis refermées immédiatement après. On constate de ce fait l'existence d'une zone de perturbations importantes; pressions et contraintes subissent des variations accidentelles anormales et brutales. Les pales étant refermées, la vanne aval descendant de 0,40 m à 0, les contraintes décroissent progressivement. Après la fermeture de la vanne, le groupe continue à tourner sur son inertie en se ralentissant par pompage dans l'aspirateur, mais les contraintes relatives à cette marche tendent rapidement vers zéro, compte tenu de la décroissance rapide de la vitesse.

e) *Marche en déchargeur* :

Les manœuvres correspondant au passage à la marche en déchargeur à partir d'un fonctionnement en charge ne donnent pas lieu à des contraintes remarquables, comparativement aux coupures en charge que nous avons analysées. Qu'il s'agisse de marche en déchargeur par déconjugaison ou par balardage aval, les contraintes dues aux efforts hydrodynamiques n'ont jamais dépassé dans ces essais 1,5 kg/mm².

IV. — Détermination des composantes de l'effort hydrodynamique global

Les contraintes locales et les déformations correspondantes sont directement liées au champ de force hydrodynamique agissant sur la pale.

En particulier, nous avons cherché, à partir des enregistrements, à obtenir une représentation précise de la variation des efforts hydrodynamiques agissant sur les pales durant les marches transitoires.

On a ainsi essayé de calculer la composante de l'effort hydrodynamique normale à la pale ainsi que la position du point d'application de cette composante. Pour des angles d'incidences faibles, cette composante normale est d'ailleurs très voisine de la portance normale à la direction de l'écoulement à l'entrée de la roue. La valeur de la traînée n'est pas recherchée par suite des imprécisions relatives à la méthode expérimentale.

Principe du calcul.

Le champ de forces hydrodynamiques agissant sur la pale peut être réduit à une force résultante et un moment résultant. En supposant que ce champ de forces soit un champ de forces parallèles perpendiculaire au bord marginal de la pale, il se réduit par rapport à un point situé sur l'axe de rotation au pied de la pale à une résultante :

$$\vec{R} = \sum_i \vec{F}_i$$

et un moment :

$$\vec{M} = \sum_i 0\vec{G}_i \wedge \vec{F}_i$$

avec :

$$\vec{F}_i \left\{ \begin{array}{l} 0 \\ Q \\ Zi \end{array} \right. \quad G \left\{ \begin{array}{l} x \\ y \\ z \end{array} \right.$$

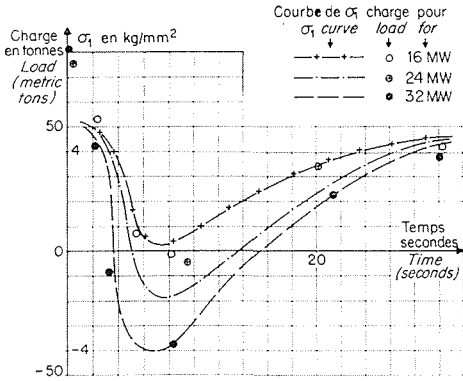
le moment résultant devient :

$$\vec{M} \left\{ \begin{array}{l} C_x = \sum_i y_i Z_i \\ C_y = \sum_i -x_i Z_i \\ C_z = \sum_i y_i Z_i \end{array} \right.$$

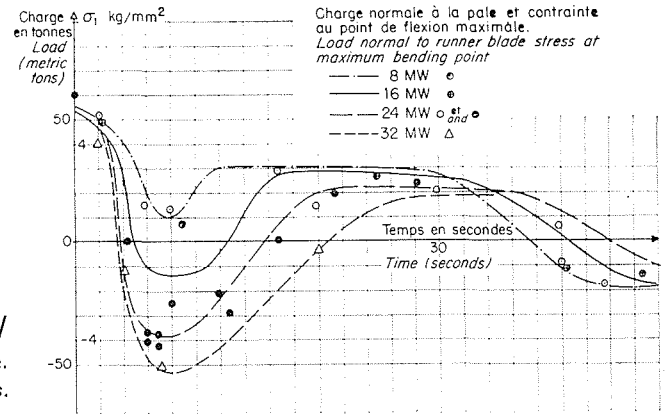
Le calcul consiste donc à trouver une fonction linéaire des déformations permettant la détermination d'une force et de deux couples. Ce calcul peut être abordé par la théorie des plaques fléchies et l'utilisation de la méthode de Ritz qui consiste à rechercher le minimum de l'intégrale exprimant la variation d'énergie totale mise en jeu dans la déformation. Par suite de la forme de la pale, ces calculs deviennent rapidement inextricables et de ce fait on a cherché une expression approchée de cette relation entre les déformations et la charge en utilisant les résultats obtenus par un essai en charges statiques. Les coefficients de cette relation ont été obtenus en appliquant la méthode des moindres carrés aux indications fournies par les jauges de contraintes dans la marche en turbines et au cours de l'étalement statique.

Étalonnages statiques.

Deux sortes d'étalement ont été effectués. Le premier a été réalisé aux ateliers du constructeur au cours duquel des forces de 10 à 50 t ont été appliquées à la pale en dix-sept points répartis sur sa surface. Le second étalement a été effectué sur place, avant les essais, roue dénoyée et dispositif de



9/
Déclenchements.
Disconnection condition.



10/

Arrêts d'urgence.
Emergency shut-downs.

mesure complet sur place. Pour ce dernier étalonnage, des efforts de 10 t ont été appliqués sur sept points à la périphérie de la pale.

De ces deux étalonnages on a obtenu les relations suivantes :

$$R_{\text{tonnes}} = 10^{-2} (0,167 e_1 - 0,090 e_4 + 0,035 e_5 + 0,012 e_7 + 0,003 e_8)$$

$$C_y \text{ tonnes-mètres} = 10^{-2} (0,087 e_1 - 0,187 e_4 + 0,703 e_5 - 0,188 e_7 + 0,070 e_8)$$

$$C_z \text{ tonnes-mètres} = 10^{-2} (0,219 e_1 - 0,075 e_4 - 0,111 e_5 + 0,005 e_7 + 0,003 e_8)$$

en minimisant l'écart quadratique moyen entre les valeurs réelles des forces appliquées et les valeurs

déduites des résultats expérimentaux et des relations linéaires appliquées.

Les résultats du tableau 1, comparant les résultats des mesures aux résultats du calcul sur R_1 , C_x et C_y sont relativement satisfaisants.

Résultats tirés des essais.

A partir des relations (1) obtenues ainsi que nous l'avons indiqué, il a été possible de calculer en régime permanent la résultante des efforts hydrodynamiques et la localisation de son point d'application sur la pale (voir tableau 2).

Le centre de poussée se trouve donc sur l'axe de rotation de la pale et sur un profil à 1,3 m du moyeu calé entre 19° et 20°.

A titre de contrôle de l'ordre de grandeur des résultats obtenus, on a également calculé à partir de ces résultats la poussée axiale sur la roue et la puissance hydraulique transmise à l'arbre par la roue. Les écarts entre les résultats de ce calcul et la valeur réelle n'excédant pas 10%, ce résultat satisfaisant justifie à la fois les résultats du calcul et les hypothèses faites pour y parvenir.

De la même manière, les variations de la résultante R et de son point d'application ont pu être calculées pendant les régimes transitoires.

On constate sur les figures 9 et 10, relatives aux déclenchements et aux arrêts d'urgence, que l'évolution de la portance suit les mêmes courbes que la contrainte de flexion au point de flexion maximale, ce qui traduit bien l'importance prépondérante de la flexion sur la torsion. Pour analyser plus finement les phénomènes apparaissant lors d'un arrêt d'urgence, nous avons dépouillé point par point l'essai correspondant à un arrêt d'urgence à 3/4 de charge en calculant de seconde en seconde l'évolution de la portance et de son point d'application. Les fluctuations des déformations élémentaires se trouvant pratiquement en phase, on a pu effectuer le calcul pour les valeurs extrêmes de ces fluctuations.

La figure 11 représente l'évolution de fonction du temps de ces différents paramètres; la figure 12 représente les déplacements sur la pale du point d'application de cette résultante. Cet examen est particulièrement intéressant dans la période où se produit une inversion des forces agissant sur la pale traduisant le fonctionnement en pompe de la roue entraînée par son inertie mécanique. Quelques

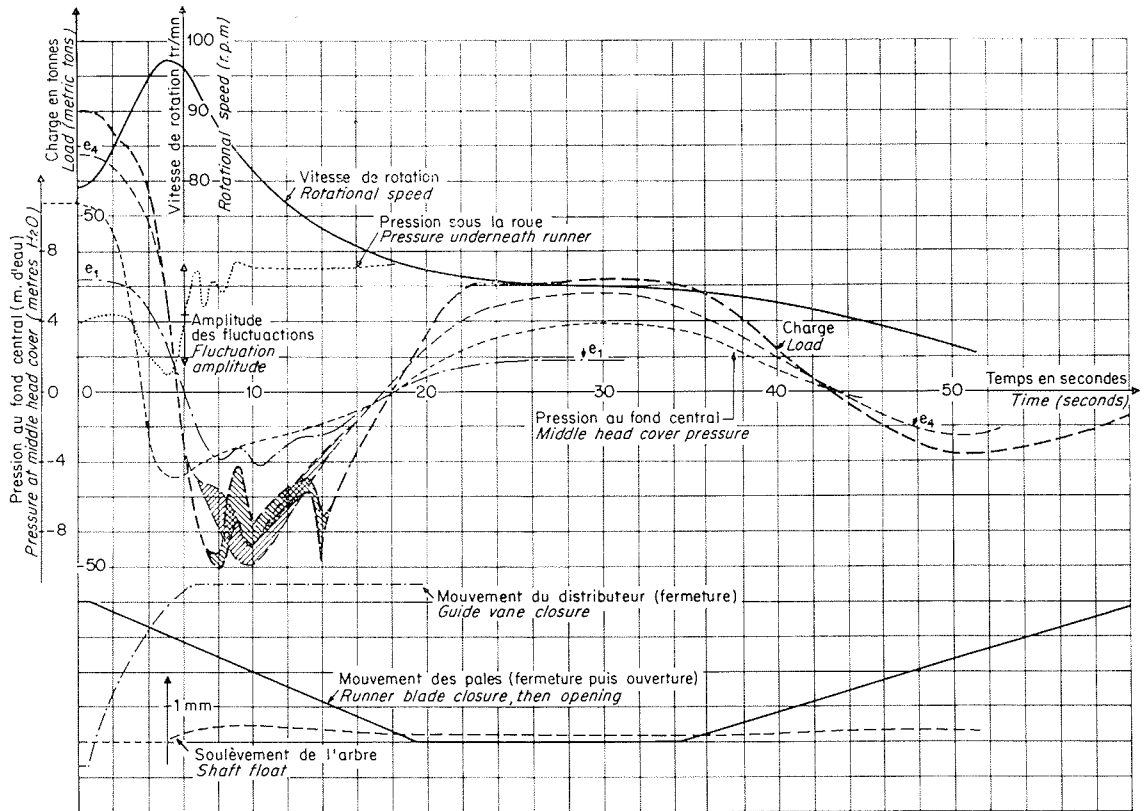
Tableau 1

R CALCULÉ (T)	R APPLIQUÉ (T)	X=Cy/R CALCULÉ (m)	X APPLIQUÉ (m)	Y=Cx/R CALCULÉ (m)	Y APPLIQUÉ (m)
9,535	10	0,935	1,110	1,540	1,615
10,465	10	1,010	0,750	1,795	1,715
9,970	10	0,375	0,500	1,755	1,765
10,030	10	0,000	0	1,800	1,800
9,130	10	-0,410	-0,390	1,640	1,770
10,850	10	-0,660	-0,600	1,860	1,740
9,820	10	-0,990	-1,100	1,590	1,615

Tableau 2

Régimes permanents

PUISSANCE TURBINE (MW)	EFFORT (T)	X (m)	Y (m)
0	54,0	0,00	1,30
8	72,5	0,00	1,30
16	67,01	0,00	1,35
24	75,0	0,05	1,30
32	85,5	0,00	1,15



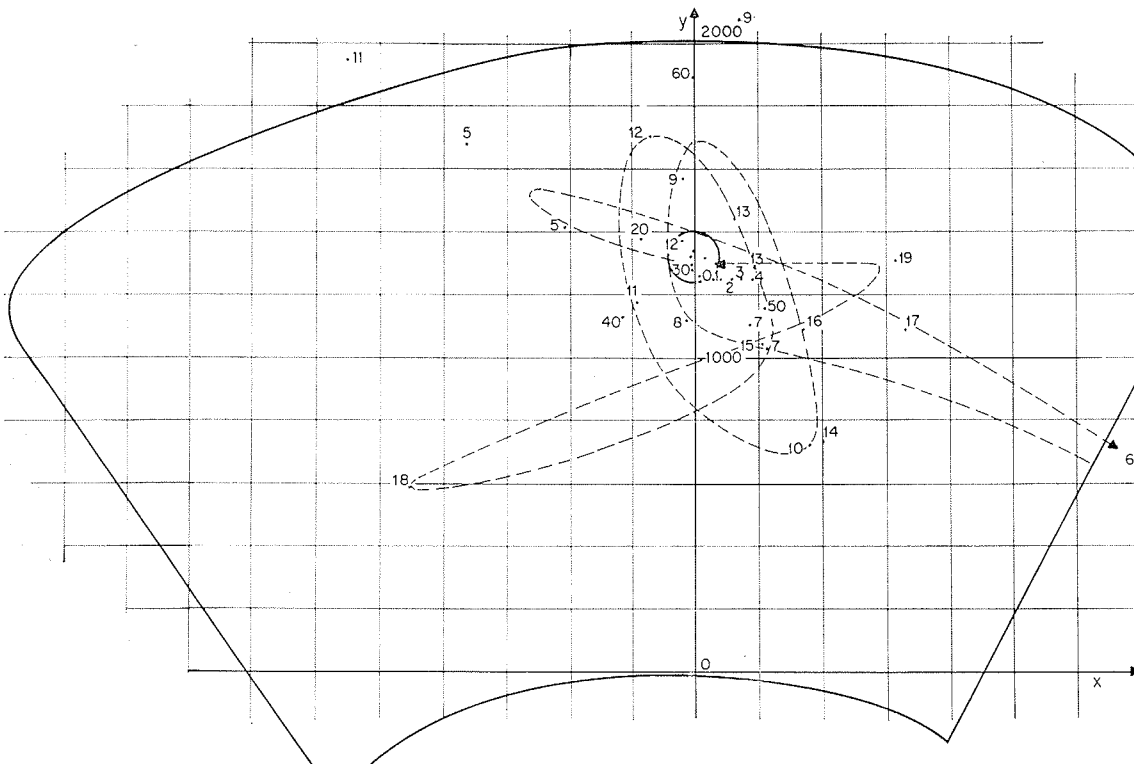
11/
Arrêt d'urgence à
24 MW.
24 MW emergency shut-
down condition.

exemples de régimes transitoires sont analysés dans les tableaux 3 à 6, à la page suivante.

Toutes ces manœuvres ont été effectuées sans que la machine présente de réactions anormales. Le centre de poussée reste de toute façon au voisinage de l'axe de rotation et en général légèrement en avant

de celui-ci, ce qui tend à donner une tendance aux pales à fermer naturellement et constitue une réaction d'autostabilité.

Les passages en déchargeur ainsi que la coupure du débit par la vanne aval ne provoquent pas de charges importantes sur la pale.



12/
Déplacement du centre
de poussée.
Thrust centre shift.

Tableau 3

Passage en déchargeur par vanne aval à partir de la pleine charge

	EFFORT (T)	X (m)	Y (m)	OBSER- VATIONS
Disjonction :				
$t = 0$ s.	85,5	0,10	1,15	moy
$t = 5$ s.	— 43,5 — 9,5	0,25 0,80	1,30 1,85	min max
$t = 18$ s.	— 10,0 + 18,5	0,20 — 0,30	1,70 1,40	min max
$t = 55$ s.	2,5 31,0	0,90 0,00	— 0,05 1,00	min max
Vanne à 2 m du fond.	6,5 13,0	— 0,10 — 0,05	0,50 1,50	min max
Vanne à 1,30 m du fond.	— 3,0 13,5	— 0,10 — 0,10	1,80 1,30	min max
Régime établi en déchargeur.	3,0 — 10,0	1,00 — 0,15	0,10 — 0,15	min max

Tableau 4

Passage en déchargeur par déconjugaison à partir de la marche à vide

	EFFORT (T)	X (m)	Y (m)	OBSER- VATIONS
Marche à vide :				
$t = 0$ s.	54,0	0,00	1,30	
Ouverture des pales :				
$t = 6$ s.	60,5	0,20	1,15	
$t = 11$ s.	32,0	0,20	1,10	
$t = 44$ s.	— 2,5 14,0	— 0,75 0,10	1,55 1,25	min max
$t = 60$ s.	1,8 12,0 5,5	0,30 0,25 0,25	1,10 1,00 1,00	min max moy
Marche en déchargeur.	5,0 16,0	0,75 0,20	0,30 1,10	min max

Tableau 5

Emballlement sur came montée progressive en vitesse

	EFFORT (T)	X (m)	Y (m)	OBSER- VATIONS
120 t/mn.	80,5	0,10	1,20	min
1,52 No.	91,5	0,10	1,20	max
130 t/mn.	78,0	0,10	1,20	min
1,65 No.	89,2	0,10	1,20	max
140 t/mn.	79,0	0,05	1,20	min
1,77 No.	89,5	0,05	1,25	max
150 t/mn.	63,5	— 0,05	1,30	min
1,90 No.	100,5	0,10	1,20	max
160 t/mn.	48,0	— 0,10	1,35	min
2,03 No.	96,1	0,00	1,25	max

Tableau 6

Emballlement réel sur came par déclenchement à 11 MW

	EFFORT (T)	X (m)	Y (m)	OBSER- VATIONS
Disjonction :				
$t = 0$ s.	70,0	0,00	1,30	moyenne
$t = 27$ s.	99,0	0,05	1,20	Vitesse max 146 t/mn
$t = 36$ s.	109,0 137,5 123,5	0,10 0,10 0,10	1,15 1,15 1,15	min fin de max fermeture moy des pales

V. — Conclusion

L'ensemble des résultats que nous avons présentés forme un tout cohérent et permet de formuler les remarques suivantes :

- d'une manière générale, les contraintes mesurées dues aux efforts hydrodynamiques sur la pale restent modérées;
- les contraintes d'extension et compression au raccordement de la pale sur son plateau, côté bord d'attaque, restent pratiquement toujours inférieures dans les régimes transitoires aux valeurs des régimes permanents de pleine charge.
- les extremums constatés dans l'évolution de toutes ces contraintes correspondent toujours aux régimes pour lesquels les conditions hydrodynamiques subissent des variations importantes : fin de fermeture du vannage, coupure du débit par la vanne aval, extremums de vitesse, etc.;
- des efforts alternés supportés par la pale peuvent apparaître à des fréquences relativement élevées. En effet, si les fluctuations de contrainte que nous avons notées dans les essais précédents atteignent des valeurs de $\pm 25\%$ sous des fréquences de 1 à 2 Hz, il est apparu pour certains régimes une oscillation d'efforts à fréquence élevée variant entre 30 et 60 Hz, superposée en général à une fréquence plus basse de 6 à 10 Hz due vraisemblablement à un couplage entre la vibration de flexion et la vibration de torsion. Ce phénomène affectant les indications de toutes les jauges apparaît principalement quand la machine ralentit d'elle-même, à des vitesses inférieures à la vitesse de synchronisme ($0,75$ à $0,85 n_0$), lorsque la vanne de coupure est fermée. Son amplitude reste faible et ne dépasse pas en général $\pm 0,3$ kg/mm² pour la contrainte de flexion par exemple, ce qui ne peut être une cause de fatigue notable pour la pale.

On peut s'étonner de la valeur relativement faible des contraintes mesurées en général, puisque la valeur maximale atteinte au cours de l'essai d'emballement pour la contrainte de flexion ne dépasse pas 8,5 kg/mm². Il ne faudrait cependant pas en

déduire que les pales sont très surdimensionnées. En effet, les essais ont volontairement été limités, par prudence, à des conditions qui ne conduisaient encore qu'à des vitesses et des débits assez faibles : c'est ainsi que la vitesse maximale atteinte au cours des essais était de deux fois la vitesse nominale, alors que dans les conditions les plus défavorables la vitesse d'emballlement peut atteindre trois fois la vitesse nominale. De la même façon, le débit d'emballlement maximal atteint aux essais était de 200 m³/s, alors qu'il peut en emballlement à gueule bée dépasser 400 m³/s. Les contraintes peuvent dépasser notablement, pour les emballlements maximaux qui servent de base au calcul de la machine, les valeurs mesurées au cours de ces essais.

Ces essais ont permis d'autre part de mettre au point un appareillage de mesure spécialement adapté au problème de la transmission d'informations en régime variable à partir d'une roue de turbine.

Ce matériel satisfaisant par sa sensibilité et sa fidélité fut développé pour réaliser en juillet et août 1967 l'exploration du champ de pression sur une pale de la roue du groupe A_{3N} de la Rance, puis des essais mécaniques comparables à ceux de Beauchastel.

Sur l'une des cinq voies FM-FM, étaient commutés 64 points de mesure. La commande de marche-arrêt ainsi que l'avance du sélecteur se faisait par télécommande avec en retour réception des adresses. Ceci permettait de définir une mesure instantanée dans le temps et l'espace et d'obtenir un effet stroboscopique. L'extensométrie était identique à celle décrite précédemment; par contre, la mesure de pression était faite par le matériel embarqué et le résultat transmis sous forme numérique.

Les antennes, disposées en boucle au joint des parties fixe et tournante, assuraient une transmission confortable malgré un affaiblissement important dans l'eau de mer dont le calcul prévisionnel s'est avéré correct.

Le dispositif possédait une alimentation autonome comportant un alternateur à aimant permanent dont l'inducteur est fixé dans l'espace par un balourd sans bagues ni balais puisque l'utilisation tourne avec l'induit.

Discussion

Président : M. POUSSE

M. le Président remercie M. L'HERMITE pour son exposé très documenté.

M. WEGNER a noté, avec beaucoup d'intérêt, que l'on était parvenu à déterminer la position du centre de poussée par une méthode combinée d'essais et de calculs; il demande s'il est possible de résumer la séquence des essais (tant statiques que dynamiques) et des calculs qui ont conduit à ce résultat.

M. L'HERMITE répond que, seuls des essais statiques ont été faits. Tout d'abord, on a appliqué en divers points de la pale dix-sept charges croissantes, à seule fin d'enregistrer les courbes « efforts-déformations » et de vérifier la linéarité de celles-ci pour toute la gamme de charge expérimentée. Ensuite, on a déterminé l'action résultante du

champ des forces hydrodynamiques agissant sur la pale en admettant que celui-ci peut être réduit à une force résultante et à un moment résultant que l'on décompose en un couple sur l'axe de la machine et un autre couple sur l'axe de la pale.

On suppose alors que la disposition des jauges de contraintes est telle que les trois éléments ci-dessus peuvent être exprimés en fonction des contraintes mesurées par des expressions linéaires indépendantes. Le nombre des équations ainsi écrites étant plus grand que le nombre des inconnues, on calcule leurs coefficients par une méthode des « moindres carrés ». On a pu vérifier que la valeur du couple hydraulique — ainsi calculé — sur l'axe de la machine coïncidait raisonnablement bien avec la puissance mesurée par les méthodes classiques.

M. OSTERWALDER fait observer que certains cas de fonctionnement impliquent des phénomènes de cavitation qui ne se manifestent pas pour d'autres régimes; il est donc important, dans ce genre d'essai, de définir la valeur du coefficient σ de Thoma qui caractérise, en première approximation, l'apparition de la cavitation.

M. PESTRE demande quelle interprétation physique on peut donner au fait que le centre de poussée se déplace en dehors de la surface de la pale lors d'un déclenchement.

M. L'HERMITE explique qu'il se produit, à un moment donné, une inversion de la poussée sur l'arbre due au fait qu'à un certain moment, après le déclenchement, la machine, tournant sur son inertie, passe d'un fonctionnement en turbine à un fonctionnement en pompe.

M. CASACCI signale que les efforts hydrauliques sur une pale Kaplan peuvent pour certains régimes se réduire pratiquement à un couple pur. La poussée hydraulique (ou la portance, est très faible, tandis que le couple reste important. Le centre de poussée s'éloigne très fortement de l'axe de tourbillonnement de la pale, mais il n'a plus alors beaucoup de signification. M. CASACCI félicite vivement les auteurs pour les résultats qu'ils viennent d'exposer. Ces mesures, dit-il, ont nécessité la mise au point d'un matériel expérimental délicat et coûteux que les constructeurs ne pouvaient envisager d'étudier et de construire eux-mêmes. L'aide technique considérable qu'apporte ainsi E.D.F. aux constructeurs français leur permettra de rester parmi les meilleurs constructeurs mondiaux, et par conséquent, parmi les premiers exportateurs. Les équipements des grands fleuves d'Amérique du Nord, du Brésil, de l'Afrique, etc., comporteront des machines de puissances unitaires très élevées (en Kaplan, les diamètres sont déjà supérieurs à 10 m; en Francis, les puissances dépassent actuellement 500 MW).

Les problèmes que posent la conception et la fabrication de telles unités changent d'échelle et nécessiteront des essais importants sur machines industrielles. Les travaux exposés viennent donc bien à leur heure pour les constructeurs français. Les seuls essais sur des turbines Kaplan de grandes dimensions sont, à notre connaissance, ceux effectués par les ingénieurs soviétiques, et notamment ceux concernant les turbines de la centrale Volzskaja qui comporte des machines de 9,30 m de diamètre; ces essais en centrale, comparés aux mesures effectuées sur la plateforme aérodynamique de l'Institut Polytechnique de Léningrad, montrent un assez bon accord entre les mesures industrielles et sur modèle. En ce qui concerne les répartitions des pressions le long des profils, l'accord assez bon pour deux sections cylindriques, l'une au voisinage du moyeu et l'autre au milieu de la pale, se révèle par contre moins satisfaisant pour la section située au voisinage de la périphérie de la pale; on constate là des divergences assez importantes que les auteurs soviétiques attribuent au fait que dans le modèle aérodynamique, le jeu entre la pale et la ceinture est relativement plus important que dans la machine industrielle. M. CHEVALIER et M. L'HERMITE pourraient peut-être préciser si, dans leurs essais sur la turbine de Beauchastel et sur le groupe « A 3 H » de la Rance, de telles comparaisons ont été faites.

La mise au point de l'appareillage permettant de réaliser des mesures sur les roues des turbines Kaplan de grandes dimensions permettra de faire progresser nos connaissances sur les problèmes difficiles que posent la conception et la bonne tenue de ces machines. Les procédés de mesures employés pourront ainsi être utilisés sur les turbines Francis de grandes dimensions pour étudier les vibrations et les déformations des aubes qui risquent d'avoir une influence sur la tenue à la cavitation.

Répondant à M. CASACCI, M. L'HERMITTE indique que les essais de la Rance — où il fut procédé à une exploration du champ des pressions sur une pale d'un groupe bulbe — n'étant pas encore entièrement dépouillés, il ne peut fournir de renseignements concernant les divergences signalées par les ingénieurs soviétiques au voisinage de la périphérie de la pale; celles-ci lui paraissent très vraisemblables eu égard aux difficultés qu'il a éprouvées pour mesurer les pressions dans ces zones marginales par suite de la cavitation.

Revenant sur la demande de M. le Président, à la question soulevée par M. OSTERWALDER, M. CAMPAS indique qu'au cours de ses divers essais, le rôle du niveau aval n'est pas apparu; mais M. CAMPAS n'a jamais exécuté de mesures sur les pales proprement dites.

Sur une question de M. OSTERWALDER, M. L'HERMITTE précise que, lors du fonctionnement en déchargeur, présenté par M. CAZENAVE, les contraintes trouvées ont été faibles; les contraintes maximales ont été observées au cours d'un emballement par déclenchement normal sous une puissance de 11 MW correspondant à un débit de 270 m³/s; il est cer-

tain qu'un emballement « à gueule bée » dans ces conditions, aurait conduit à des contraintes plus importantes.

M. OSTERWALDER observe que, pour le calcul de la résistance de la machine, il convient d'estimer les contraintes dans les conditions de fonctionnement les plus défavorables. Les forces exercées sur la pale dépendent de la distribution de la pression statique. On sait bien que, suivant les conditions d'emballement actuelles, la distribution de la pression est très différente de celle-ci en cas de marche normale. D'une part, elle peut conduire à des contraintes très élevées, d'autre part, l'apparition de cavitation a pour effet de limiter la dépression; c'est par là que le paramètre de cavitation influe sur les contraintes intéressantes. Par conséquent, les recherches visées doivent comprendre l'influence de la cavitation.

Avant de lever la séance, M. le Président remercie à nouveau tous les conférenciers et fait applaudir M. CAZENAVE dont l'action personnelle a joué un grand rôle dans l'heureux aboutissement d'une technique encore pleine de promesse.

La séance est levée à 12 h 15.

Abstract

A study of the mechanical operation of a Kaplan runner blade under transient conditions

by J. Chevalier * and J. L'Hermitte *

A very comprehensive series of tests has been run on a big Kaplan turbine at the Beauchastel power plant on the Rhone with the following main objects in view:—

(i) To try out special techniques, for example sticking strain gauges in high velocity flows, fitting multi-conductor wires inside the turbine hub, among the blade control links and through the governor tube, designing a slip ring for low background noise or a radio transmission system between the turbine runner and power house, etc.;

(ii) Direct turbine runner blade load and stress measurement ;

(iii) Comparison of stresses measured under various normal and abnormal operating conditions. Normal (i.e. everyday) operation is considered to include no-load running, stopping, emergency shut-down, and routine running, whilst cases of abnormal operation either seldom occur (runaway) or are of a new kind (relief or sluice operation).

With the results of these tests, blade behaviour can be investigated as follows:—

a) By measurement of local stresses due to hydrodynamic forces acting on the blade;

b) By calculation of the total hydrodynamic load components from measured local dynamic data and static calibration results. This also enables a link to be established between these results and the model data, and the model tests to be used for types of operation liable to be dangerous on the prototype.

Special instrumentation used comprised thirteen strain gauge bridges connected to five-channel frequency modulation transmitting equipment and an eight-channel slip ring providing data straight from the blade. All this information was recorded for both steady and transient conditions. As a general rule, the measured hydrodynamic stresses were low. At partial runaway condition with twice the normal running speed and half the rated discharge, the highest bending stress was 8.5 kg/sq.mm at a point on the blade centre-line a quarter of a runner radius in from the blade tip. These values would certainly be very much higher at the absolute maximum runaway condition.

All the extreme values recorded were associated with major variations in the hydrodynamic operating conditions, e.g. with the guide vanes near the end of their closing travel, the flow cut off by the gate, maximum speed, etc.

Compression and tensile stresses recorded under transient conditions at the blade leading edge near the root of the blade were low and invariably less than those observed for steady operation. Normal stress fluctuations were up to $\pm 25\%$ at low frequency (1 to 2 cycles/second). Alternating stresses were apt to occur with comparatively high frequencies (30 to 60 cycles/second), being of a low level (± 0.3 kg/sq.mm). They were recorded by all the gauges simultaneously when the turbine cut out at low speed ($0.75 n_0$) and acted as a pump in the draught tube with the downstream in the process of closing.

The components of the total hydrodynamic load acting on the blade and the coordinates of its P.O.A. were calculated from these results for both steady and transient conditions.

A check on the values found in this way showed them to be representative to within 10 % of the actual blade stress values. The inference from these calculations is that the total hydrodynamic load component normal to the blade depends on the same relationships as bending stress, confirming that the latter play a decisive part compared to torsional stresses.

* *Electricité de France*, Direction des Etudes et Recherches, 6, quai Watier, 78 - Chatou.