PHÉNOMÈNES VIBRATOIRES OBSERVÉS SUR DES VANNES-SEGMENT DÉVERSANTES

par **L. LEVIN**

Docteur ès Sciences
Chargé de cours à l'Ecole Nationale Supérieure des Mines de
Saint-Etienne
Chef du Département Recherches de la Société B.V.S. à Grenoble.

Notations

Q = débit déversant (m^3/s);
 $q = \frac{Q}{B_v}$ débit par unité de largeur (m^2/s);
 h_0 = épaisseur de la lame au niveau du bief aval
 (m);
 V_0 = vitesse correspondante (m/s);
 $h_{cr} = \sqrt[3]{\frac{\alpha q^2}{g}}$ (m);
 α = coefficient de Coriolis;
 V_t = vitesse moyenne le long de l'axe du barrage,
 entre vanne et nappe tombante (m/s);
 B_v = longueur du volet (m);
 B = longueur de la vanne (m);

h'' = seconde profondeur, conjuguée de h_0 ;
 ϕ = coefficient de vitesse entre deux sections
 consécutifs (voir tableau 1).
 m = coefficient de débit du déversoir;
 R = réaction du fond;
 R_x = projection de R sur l'axe (horizontal) des x ;
 β = angle formé par le fond et l'axe de la
 veine, à proximité du fond;
 θ = angle formé par l'horizontale et le fond;
 q_1 et q_2 = débits respectivement normal et dévié au
 droit d'impact de la veine sur le fond;
 $S_t = \frac{f \cdot a}{V_t}$ = nombre de Strouhal;
 f = fréquence des tourbillons (Hz);
 a = largeur des nervures sur laquelle agit V_t .

1. — Exposé du problème

Une vanne-segment déversante est généralement composée de deux organes : le corps de la vanne et le volet déversant articulé sur le premier. Le corps de vanne est fixé, au moyen de deux bras longeant les piles, aux tourillons fortement ancrés dans ces piles.

Le corps de vanne se compose d'un bordé amont transmettant les poussées à une série de poutres maîtresses horizontales situées à l'aval. La plus basse de ces poutres ne peut être placée au bas de la vanne pour plusieurs raisons. La partie de la vanne située au-dessous de cette dernière

s'appelle *couteau*. Cet organe, vaguement triangulaire en coupe, est limité à l'amont par le bordé, en haut par la dernière poutre, en bas par l'étanchéité du seuil. Sa stabilité exige l'agencement d'une série de raidisseurs verticaux soudés au bordé et reliant la dernière poutre à la pièce portant l'étanchéité basse. Ces raidisseurs vont jouer le rôle principal dans le phénomène qui nous préoccupe.

La longueur B_v du volet déversant est dans la pratique toujours inférieure à celle B du corps de vanne. Cette disposition s'impose pour soustraire les bras de la vanne à l'action de la nappe tombante et des corps flottants. Cette particularité constructive a des conséquences hydrauliques importantes.

En effet, pour un débit déversant spécifique q , la veine tombante, au point d'impact du radier, se partage en deux parties; une s'écoulant normalement vers l'aval, l'autre, au contraire, se dirigeant vers la vanne, supposée dans ce cas posée sur son seuil. Ce débit dévié, une fois la vanne atteinte, tourne de 90° environ et, de part et d'autre de l'axe de la vanne, se dirige vers les piles, où il tourne de nouveau de 90° et s'échappe dans le bief aval pour les deux espaces libres de veine tombante de largeur : $0,5 (B - B_v)$.

Les deux courants longeant la vanne à partir de son axe seront dits *courants transversaux*. Ces courants balaient les raidisseurs verticaux du couteau; en aval de chaque raidisseur se forme un sillage de tourbillons extrêmement irréguliers, de fréquence et d'amplitude aléatoires. L'expérience confirme ce fait, mais fait apparaître toutefois deux fréquences dominantes, une, basse, directement liée aux battements du ressaut noyé; l'autre, haute, apparentée aux « tourbillons alternés » de Bérard-Karman.

Le présent rapport cherche à mettre de la clarté dans ce phénomène complexe et fournit une méthode de calcul applicable en première approximation. Des essais sur modèle réduit au $1/20^e$ et sur prototype ne semblent pas contredire cette méthode.

Il va de soi que l'excitation hydraulique, définie ci-dessus est intimement liée au tracé du radier. Ce dernier est généralement projeté de façon la plus économique possible en vue de mettre le sol naturel à son aval à l'abri d'érosions inadmissibles. La présente étude montre pour la première fois, nous semble-t-il, le second rôle du tracé de la cuvette, en ce qui concerne les efforts vibratoires s'exerçant, à partir des excitations hydrauliques, sur le couteau de la vanne posée sur son seuil.

Les chapitres qui suivent traitent plus en détail de toutes les questions explicitées ci-dessus.

2. — Conditions hydrauliques du déversement pour $B_v = B$

2.1 Ressaut libre. Pente du fond nulle ($i = 0$) (fig. 1).

Les hypothèses du calcul sont les suivantes :

a) Ressaut non noyé, c'est-à-dire :

$$H_{av} < h''$$

h'' étant la profondeur conjuguée de h_0 , profondeur contractée au point d'impact sur le fond de la lame déversante (fig. 1).

b) Le fond est de pente nulle ($i = 0$).

Si on applique à la masse d'eau comprise entre les sections 1-1 (correspondant à la profondeur critique), 2-2 (pro-

fondeur contractée) et la paroi amont le théorème des quantités de mouvement projetées, on trouve (l'axe de projection étant horizontal) :

$$d^2 = \frac{2 h_{cr}^3}{h_0} - 3 h_{cr}^2 + h_0^2 \quad (1)$$

L'équation (1) confirme le fait, expérimentalement connu, que le niveau de la surface libre de l'espace compris entre lame et vanne est toujours supérieur à celui de l'aval, et ceci d'autant plus que ce niveau est bas.

L'équation (1), comportant l'inconnue h_0 , peut être complétée par la formule de Bernoulli, appliquée entre les sections 1 et 2 :

$$H_0 + p = h_0 + \frac{h_{cr}^3}{2 \varphi^2 h_0^2} \quad (2)$$

avec :

φ = coefficient de vitesse, donné par le tableau 1.

Tableau 1 Valeur du coefficient de vitesse φ de la formule (2) pour lame déversante	
$p - H_{av} (*)$ h_{cr}	φ
0	1,0
1	0,99
2	0,95
3	0,90
4	0,85
5	0,82
6	0,78
7	0,76
8	0,73
9	0,70
10	0,675
(*) Pour $H_{av} < h''$ on mettra $H_{av} = 0$.	

Les équations (1) et (2) se résolvent très facilement par approximations successives. Il existe d'ailleurs une équation explicite de h_0 .

2.2 Ressaut libre. Pente du fond $i \neq 0$ (fig. 2 a et 2 b).

Pour radier avec dispositions identiques aux précédentes, sauf en ce qui concerne la pente du fond qui est soit positive (fig. 2 a), soit négative (fig. 2 b), une nouvelle force est à prendre en considération, celle de la réaction du fond R sur la masse considérée. On trouve dans ce cas :

$$d^2 = \frac{2 h_{cr}^3}{h_0} (\cos \theta \pm \sin \beta \sin \theta) - 3 h_{cr}^2 + h_0^2 \cos \theta \quad (3)$$

Les signes — et + valant respectivement pour $i > 0$ (fig. 2 a) et $i < 0$ (fig. 2 b).

2.3 Ressaut noyé.

Si on se reporte pour le schéma de l'écoulement et pour les symboles aux « notations » et en appliquant le même théorème, on aboutit, pour $i = 0$, à l'équation :

$$d^2 = \frac{2h_{cr}^3}{h_0} - 3h_{cr}^2 + H_{av}^2 \quad (4)$$

formule différant de (1) non seulement par le remplacement de h_0 par H_{av} dans le dernier terme, mais encore par le fait que le « h_0 » de l'équation (4) est supérieur à « h_0 » de l'équation (1). En effet, pour ressaut libre, h_0 correspond à toute la chute T_0 , tandis que, pour ressaut noyé, h_0 se rapporte à la chute ($T_0 - H_{av}$).

Pour $i \neq 0$, l'analyse se complique du fait de l'intervention de la réaction R , (fig. 2) qui, dans ce cas, la veine étant noyée, décroît très rapidement avec H_{av} . En effet, la veine grossit aux dépens des filets entraînés du milieu environnant et la vitesse moyenne de la veine, au lieu de croître, diminue, avec l'abscisse.

L'analyse dans ce cas, bien que complexe, est réalisable; son résultat garde la précision des formules précédentes. Dans un but d'allègement, on ne l'expose pas ici.

3. — Conditions hydrauliques du déversement pour $B_v < B$

(fig. 3 et 4)

La figure 3 représente un plan schématique de l'installation. La surélévation d ne peut plus exister dans ce cas, car l'espace entre veine et vanne communique avec le bief aval par les deux demi-largeurs $(B - B_v)/2$, de part et d'autre du volet.

La nappe déversante se partage, au contact du fond, en deux courants (fig. 4); le principal descend vers l'aval, comme dans le cas $B = B_v$; le second, non contrebalancé par la charge d , remonte, sous la nappe, vers la vanne, s'y infléchit de 90° environ, longe le bordé de la vanne et s'échappe dans la cuvette parallèlement aux piles.

Pour calculer les deux débits q_1 et q_2 , on admet, en première approximation que les vitesses des jets entrant q et sortants q_1 et q_2 , se conservent et valent V (fig. 4). Les quantités de mouvement et forces extérieures, projetées sur l'axe I - I, conduisent à :

$$\frac{\gamma}{g} V^2 (e_1 \cos \beta - e_2 \cos \beta - e) = R \sin \beta \quad (5)$$

(les poussées hydrostatiques étant négligées).

La projection des mêmes grandeurs sur l'axe II - II conduit à :

$$-\frac{\gamma}{g} V^2 e \sin \beta = R \quad (6)$$

Les équations (5) et (6), avec $e = e_1 + e_2$, donnent immédiatement :

$$e_1 = \frac{1 + \cos \beta}{2} e$$

$$e_2 = \frac{1 - \cos \beta}{2} e$$

ou bien :

$$q_1 = \frac{1 + \cos \beta}{2} q$$

$$q_2 = \frac{1 - \cos \beta}{2} q \quad (7)$$

EXEMPLE NUMÉRIQUE.

Pour $\beta = 45^\circ$; $\cos \beta = 0,707$,

$$q_1 = 0,855 q$$

$$q_2 = 0,145 q$$

soit 14,5 % du débit déversant est dévié vers l'amont. Pour une vanne d'une quinzaine de m de longueur, équipée d'un volet d'une douzaine de m de longueur avec lame déversante de 2,5 m tombant de 12 à 14 m, c'est un débit de 15 m³/s environ qui est dévié vers le bordé.

4. — Excitations hydrauliques engendrées par le débit dévié q_2

4.1 Agitation de fond.

Si nous avons dit dans le chapitre III que les vitesses V , à l'entrée et aux deux sorties du jet frappant le fond, sont du même ordre, cela n'est vrai que sur une longueur très courte. Quand on a affaire à une longueur importante, telle que celle séparant l'impact du jet de la vanne, les vitesses subissent une décroissance rapide, dont la loi a été étudiée pour les jets immergés.

Un jet immergé s'élargit, aux dépens du milieu ambiant, sous un demi-angle au sommet de $\alpha/2 = 9^\circ 30'$ environ ($\tan \alpha/2 = 0,17$). La répartition transversale des vitesses, parfaitement uniforme au départ, suit, en fonction du chemin x , une loi exponentielle.

Sur l'axe du jet, la vitesse est maxi : $V_{x \max}$. La vitesse moyenne V_x du jet est liée à la vitesse maxi par une loi simple, confirmée expérimentalement :

$$V_x/V_{x \max} = \text{Cte} \quad (8)$$

La vitesse V_x est liée à la vitesse à l'origine V_0 (pour $x = 0$) par :

$$V_0^2 e_0 = K V_x^2 e_x \quad (9)$$

avec un coefficient K un peu supérieur à 1,00.

Si on applique ces formules au cas qui nous intéresse, on peut dire que V_0 et e_0 sont respectivement la vitesse et l'épaisseur du jet dévié et que V_x et e_x les mêmes grandeurs à proximité de la vanne. La profondeur à proximité de la vanne n'étant généralement pas importante, l'épaisseur e_x est atteinte au bout de quelques mètres et la vitesse V_x du jet devient simplement celle de toute la profondeur. On peut dès lors la désigner par V_t .

Le courant, animé de la vitesse V_t , s'infléchit à proximité de la vanne et longe cette dernière. Les bords des nervures verticales du couteau sont happés par le courant de vitesse V_t , à la suite de quoi des tourbillons prennent naissance sur la face aval de ces nervures, c'est-à-dire sur la face tournée vers la pile, le point de départ étant l'axe de la vanne.

Le tableau brossé serait tout-à-fait incomplet si on se limitait simplement aux phénomènes moyens décrits dans le schéma ci-dessus. Dans la réalité, tous ces phénomènes ont lieu sur un fond d'une surturbulence très grande, une des plus grandes que l'on rencontre dans la pratique industrielle. En effet, le ressaut, noyé en général faiblement par le matelas aval, est le siège d'une agitation intense, se traduisant par des pulsations de basses fréquences, avec une fréquence

dominante de l'ordre de 0,25 à 1,5 Hz, et des amplitudes d'importance exceptionnelle.

Les pulsations du ressaut se transmettent intégralement aux courants transversaux, dont les vitesses subissent des variations importantes. Les données bibliographiques et notre expérience permettent, dans certaines conditions, d'estimer la vitesse *instantanée* maximum à un multiple de la vitesse moyenne.

D'autre part, ce courant déjà éminemment pulsatoire, aborde ensuite l'échelle des nervures verticales qui contribue encore à l'accroissement de l'agitation. Cette influence, pensons-nous, si elle n'est que modérée quant aux amplitudes, *marque profondément le spectre des fréquences* en l'étendant vers le haut et y introduisant un second pic, de fréquence nettement supérieur à celle due au ressaut noyé.

Nous allons maintenant essayer de définir cette seconde fréquence dominante.

4.2 Agitation secondaire aux nervures.

Le nombre de Strouhal.

$$S_t = \frac{f \cdot a}{V} \quad (10)$$

a été défini pour un obstacle de dimension transversale (diamètre, par exemple) a placé dans un champ uniforme et infini de vitesse V . Les tourbillons alternés se détachent alors à une fréquence très régulière f .

Nous avons pensé que cette théorie pouvait encore s'appliquer à notre cas et avons demandé pour cela la sanction de l'expérience. La fréquence recherchée serait la fréquence dominante apparaissant sur une agitation de fond, ou « bruit de fond ». La vitesse serait la vitesse V_t longeant le bordé, et la dimension linéaire a , la portion de largeur de la nervure sur laquelle agit la vitesse V_t . Elle est de l'ordre de 12 % de l'écartement entre nervures, soit dans la pratique industrielle, $a = 0,20$ à $0,30$ m, en chiffres ronds.

Quant au nombre S_t , l'expérience a montré qu'il vaut, dans des conditions proches des nôtres :

$$S_t = 0,25 \text{ à } 0,30$$

EXEMPLE NUMÉRIQUE.

Soit :

$$e_0 = 0,14 \text{ m environ}$$

$$V_0 = 12 \text{ m/s environ}$$

L'équation (9), avec $K = 1,10$ et sachant que e_x est limitée à 0,6 à 0,70 m environ, donne :

$$V_x = \frac{12}{\sqrt{1,1}} \sqrt{\frac{0,14}{0,65}} = 5,33 \text{ m/s}$$

Il s'agit maintenant d'introduire les pulsations. Nous avons vu que, pour les dures conditions régnant au pied de la vanne, on peut admettre des pulsations de l'ordre des valeurs moyennes, soit, en chiffres ronds, des *vitesses instantanées comprises entre 0 et 10 m/s*. Les fréquences étant liées aux vitesses par l'équation (10) varieraient, dans le temps, entre une bande très basse renforçant celle due au ressaut noyé et une bande élevée atteignant :

$$f_{\max} = \frac{S_t \times V_{\max}}{a} \approx \frac{0,25 \times 10}{0,25} = 10 \text{ Hz}$$

5/

Enregistrement des vitesses instantanées mesurées à l'anémomètre à film chaud (la courbe donne les fluctuations de tension en volts). Température 12°, vitesse moyenne donnée par le voltmètre intégrateur quadratique moyen (R.M.S.) de l'anémomètre = 6 V, soit : 2,20 m/s. Echelle enregistrement : 73 mm pour 2,6 V soit $73/2,6 = 28$ mm pour 1 V.

5. — Essais sur modèle réduit 1/20^e (fig. 5)

Une demi-vanne avec une pile a été construite à l'échelle 1/20^e, le plan axial de la vanne étant représenté par une paroi vitrée.

On a effectué des mesures précises des *vitesses moyennes* au moyen d'un *micro-moulinet* Delft Ø 15 mm et des *vitesses instantanées* au moyen d'un *anémomètre à film chaud*, soigneusement étalonné.

Les mesures ont été effectuées pour cinq ouvertures du volet (comprises entre 1,50 m et 2,50 m) et trois niveaux du bief aval (40,50; 39,70; et 39,00, la cote du seuil de la vanne étant 38,50 et celle du fond de la cuvette 35,00).

Pour l'ouverture du volet de 2,10 m (85 %), et le niveau aval 39,70 (conditions conduisant à une agitation proche du maximum), on a mesuré :

a) Dans le centre de la section placée contre la pile de largeur $(B - B_v)/2$ une vitesse du débit dévié rejoignant le bief aval de 1 m/s (peu dépendante du niveau du bief aval). La section correspondante étant 5,25 m², le demi-débit dévié est donc 5,25 m³/s. Pour les deux orifices de sortie, on a 10,5 m³/s, pour un débit déversant de 70 m³/s, soit 15 % de débit dévié.

b) La vitesse moyenne du débit dévié longeant le bordé a été mesurée. Elle est égale à 2,2 m/s environ.

c) Les vitesses instantanées ont été mesurées en un point aux coordonnées suivantes :

— distance à la pile	3,50 m
— distance à la vanne	0,20 m
— distance au seuil	0,50 m

La figure 5 donne l'enregistrement obtenu pour cote amont = 52 m, cote aval = 39,70 m et ouverture du volet = 2,10 m (70 m³/s déversés). Cet enregistrement conduit aux résultats suivants, obtenus grâce à la courbe d'étalonnage.

— vitesse moyenne	2,20 m/s
— vitesse mini	0,00 m/s
— vitesse instantanée maximum	9,8 m/s

Sur un « bruit de fond », on distingue nettement une fréquence dominante comprise sur modèle entre 5 et 6 Hz, soit pour prototype (à diviser par $\sqrt{20}$) 1,1 à 1,3 Hz. Une seconde fréquence dominante, il est vrai moins nette, se dégage pour 35 à 45 Hz sur modèle, soit 8 à 10 Hz pour prototype.

6. — Essais mécaniques sur maquette 1/4 (fig. 6)

Le Laboratoire d'Hydraulique B.V.S. a effectué, en collaboration avec le Laboratoire d'Etude et d'Essais Physiques et Mécaniques de l'Institut Polytechnique de Grenoble et dans ses locaux, (directeur M. R. Sibille), une étude vibratoire sur maquette 1/4 d'une tranche du couteau (fig. 6) de la vanne, tranche comprenant une nervure verticale.

L'excitation de la nervure a été mesurée au moyen de deux procédés (tous deux ayant donné des résultats pratiquement analogues) :

- un ou deux électro-aimants, à position variable;
- un haut-parleur agissant globalement sur toute la surface de la nervure.

La réponse de la nervure a été enregistrée au moyen d'une jauge de contrainte, dont l'emplacement est donné sur la figure 6.

On a effectué les essais dans l'air et dans l'eau. Dans l'air on a obtenu une fréquence propre de la nervure sur modèle égale à 117 Hz. La similitude étant celle de Cauchy, la fréquence propre du prototype vaut dans l'air : 29,3 Hz.

On a excité le modèle également aux moyens des harmoniques, jusqu'au 31^e. Celui-ci vaut sur modèle 3,8 Hz. La réponse du raidisseur correspondait toujours à la fréquence

558

tallation essayée, l'énergie d'excitation et l'amortissement sont tels que les amplitudes des vibrations restent toujours faibles.

La basse fréquence au contraire introduit des fluctuations de contraintes nettement perceptibles au centre de la tôle et atteignant des valeurs élevées en certains points de son pourtour : la nervure est soumise à une flexion latérale de grandeur variable sous l'effet des courants transversaux qui pulsent avec le ressaut. La fréquence, de l'ordre de 0,25 à 0,5 Hz, est inférieure à celle trouvée sur modèle. Cela est dû au fait que, si les vannes sont identiques, les cuvettes d'amortissement où naît l'excitation, sont quelque peu différentes; l'influence de ce facteur est examinée au paragraphe suivant.

On relève enfin la présence « d'à-coups » (brusques impulsions visibles sur la figure 8) formés d'un brusque mouvement latéral de la nervure, suivi de deux à quatre oscillations amorties sur sa fréquence propre. Le rapport d'essai de la D.T.G. montre qu'ils sont provoqués par

7/ Position des jauges.

l'établissement, sur l'une ou l'autre des faces de la nervure, d'une brève surpression provoquée par la pulsation du ressaut dans des conditions défavorables de cote aval. Les variations de contraintes durant un à-coup sont comparables à celles provoquées par les fluctuations lentes décrites ci-dessus, mais la différence entre les points extrêmes est notablement plus élevée, car la flexion initiale s'établit dans les deux sens.

Les nervures étaient dangereusement sollicitées, localement, en raison de leur mauvaise tenue à un effort latéral. Il était donc nécessaire d'améliorer leur résistance en supprimant les points singuliers (tels que A sur la figure 7) et en augmentant leur rigidité, donc leur fréquence propre. Après modification, le comportement des nervures s'est révélé tout à fait satisfaisant.

8. — Influence du tracé de la cuvette d'amortissement sur l'excitation hydraulique

(fig. 9 à 11)

Il est possible d'influer grandement sur l'excitation hydraulique en agissant sur le profil de la cuvette d'amortissement, notamment en l'approfondissant et souvent aussi en l'allongeant. Les modifications du profil doivent être orientées en vue d'obtention des résultats suivants :

- a) abaissement de la cote moyenne de la surface libre à l'aval immédiat de la vanne, pour niveau du bief aval constant;
- b) degré de noyage plus poussé du ressaut;
- c) amélioration de l'angle d'impact entre l'axe du jet et le radier.

Ces mesures ont pour conséquence d'une part, de diminuer et souvent même d'annuler la tranche d'eau au droit du couteau de la vanne; d'autre part, de diminuer considérablement les amplitudes des forces excitatrices et souvent aussi d'abaisser la fréquence de ces forces.

L'exposé des méthodes de calcul de ces cuvettes ressortiraient du cadre de ce travail; une publication spéciale pourait leur être consacrée.

La figure 9 montre les deux profils de cuvette d'amortissement essayées sur modèle réduit au 1/20°. Le profil n° 1 correspond à la cuvette réalisée en vue de la seule protection de l'érosion exagérée du terrain naturel en aval du radier.

Le profil n° 2 protège non seulement le fond du bief aval, mais encore met la vanne à l'abri de toute sollicitation excitatrice dangereuse.

L'expérience a confirmé les considérations théoriques : les figures 10 et 11 reproduisent deux photos prises respectivement avec les profils n°s 1 et 2, toutes autres conditions étant égales (ouverture 2,10 m, niveau aval 39,70). On voit nettement la masse surturbulente d'excitation des nervures dans le premier cas, et pratiquement l'absence de courants transversaux dans le second. L'épaisseur de la couche animée par le courant transversal est compris entre 0,60 et 0,70 m dans le premier cas, alors qu'elle n'atteint même pas 0,10 m dans le second. Le niveau à l'aval immédiat de la vanne a baissé de 0,50 m en chiffres ronds, après modification du profil de la cuvette, toutes autres conditions restant égales.

Il va de soi que le coût de la cuvette n° 2 est très supérieur à celui de la cuvette n° 1.

9/ Schéma comparatif du radier existant et du radier calculé.

10/ Radier actuel. Zone tourbillonnaire entre nappe déversante et vanne, pour pulsation haute ($H = 2,10$ m. Niveau aval = 39,70). A comparer à la figure 11.

11/ Radier normalisé. Conditions d'écoulement identiques à celles de la figure 10. Remarquer le faible mouillage du bas de la vanne.

Conclusions

1. — Les nervures verticales du couteau des vannes-segment déversantes, posées sur leur seuil, sont soumises à des oscillations latérales provoquées par :

- les pulsations du ressaut noyé, qui sont susceptibles d'exercer de brèves surpressions sur les faces dans des conditions défavorables de cote aval;
- les pulsations des courants transversaux d'une part fléchissent les nervures à la fréquence du ressaut, et d'autre part engendrent des tourbillons dans les sillages formés sur la face des nervures tournée vers la pile.

2. — Toutes ces pulsations, aussi bien celles du ressaut que des sillages des courants transversaux, sont de nature aléatoire, tant pour les fréquences que pour les amplitudes. Cela veut dire avant tout que la bande des fréquences intéressées est relativement large. Pour une vanne, dont la nappe tombe d'une dizaine de mètres, avec une lame déversante de 2 à 3 m, on peut noter les ordres de grandeur suivantes :

- pour les pulsations du ressaut : $f = 0,1$ à 3 Hz.
- pour les tourbillons des sillages : $f = 2$ à 12 Hz.

Ainsi, on trouve, si on mesure les pressions et vitesses instantanées, une bande continue de $0,1$ à 12 Hz.

Cependant, la théorie prévoit et l'expérience confirme l'existence de deux fréquences dominantes : $0,5$ à 1 Hz et 8 à 10 Hz. Cette seconde plage peut être calculée par la formule (10), avec le nombre de Strouhal $S_t = 0,25$ à $0,30$.

On note, en outre, des impulsions à une fréquence inférieure à celle du ressaut.

3. — Les amplitudes maxi des deux phénomènes pulsatoires ne sont point égales, celles du ressaut étant supérieures à celles du sillage des courants transversaux (de l'ordre du mètre et plus pour le ressaut).

4. — Pour situer le pourcentage de ces énergies intervenant dans la vibration de la nervure, il importe de connaître la *fréquence propre* de cette nervure. Des essais mécaniques effectués sur maquette $1/4$, ont montré que cette grandeur pour *nervure immergée*, est comprise entre 8 et $8,5$ Hz.

5. — A partir de toutes ces valeurs, il est possible d'effectuer un calcul de stabilité de la nervure, à partir de théories, actuellement au point, de l'excitation aléatoire.

On peut obtenir ainsi la réponse de la structure dans son centre et, si les conditions aux limites sont parfaitement connues, les contraintes sur son pourtour.

6. — Il est possible de projeter des cuvettes, qui, non seulement mettent l'aval à l'abri de toute érosion, mais encore noient mieux le ressaut, calment plus la surturbulence et abaissent le niveau moyen au droit du couteau (fig. 9, profil n° 2 et fig. 11) au point que l'excitation hydraulique, sur les nervures est pratiquement annulée.

Sur le plan économique, l'élévation de la fréquence propre de la structure est de loin moins onéreuse que la réalisation de la cuvette idéale, et il ne fait aucun doute que l'expérience acquise conduit à conclure que désormais il y a lieu de prendre en compte, au niveau des études, les phénomènes d'excitation hydraulique engendrés par la cuvette.

Discussion

Président : M. BINDEL

M. le Président félicite M. LEVIN, à la fois pour la clarté de son exposé et pour son souci de respecter les exigences de l'horaire. Il ouvre ensuite la discussion.

M. CASTEX présente quelques remarques qu'il a résumées comme suit :

1° Il est exact que l'on observe au pied de la vanne fonctionnant en déversement par le clapet, un écoulement moyen transversal du centre vers les piles. Ce courant, des plus irréguliers, se manifeste par à-coups et n'est nullement parallèle au corps de vanne.

2° Il n'est pas possible de parler de « tourbillons alternés ». En effet, dans l'hypothèse — fautive d'ailleurs ainsi que je viens de le préciser — où il existerait un courant transversal constant de vitesse uniforme et parallèle au corps de vanne, il ne pourrait se détacher des extrémités des entretoises qu'une seule file de tourbillons et non deux files alternées. On serait donc en présence des « tourbillons secondaires », étudiés par M. E. Grausse, et il faudrait se référer à ses travaux pour tout ce qui concerne leurs propriétés.

Par ailleurs, la formation des tourbillons alternés ou secondaires ne se produit que lorsque la vitesse est constante et la moindre perturbation rompt la périodicité des tourbillons. Je crains qu'étant donné le caractère de l'écoulement pulsatoire, très irrégulier tant en vitesse qu'en direction au pied de la vanne, il ne soit possible de parler de « périodicité » des tourbillons.

3° La « vibration » des entretoises est donc due à un autre phénomène : instabilité du ressaut, dont les déplacements au pied de la vanne sont générateurs de surpressions. Sur un « à-coup », l'entretoise vibre à sa fréquence propre dans l'eau, mais la vibration est amortie sur trois ou quatre périodes. L'enregistrement *in situ* réalisé par M. Campmas le démontre (fig. 8 enregistrement rapide).

Les enregistrements sur un modèle réduit à l'échelle $1/20$ effectués au Laboratoire de Banlève, ont montré la présence de différences de

pressions entre les deux faces d'une entretoise atteignant parfois $1,80$ m d'eau, mais sans qu'il soit possible de déceler une périodicité quelconque. Le signe de Δp a été trouvé positif ou négatif, ce qui confirme le caractère aléatoire des conditions d'écoulement au pied de la vanne.

4° Le ressaut au pied du barrage est évidemment lié aux caractéristiques du radier. Si ce dernier est « calculé » par les formules empiriques russes ou américaines, on est conduit à lui donner des dimensions exagérées tant en profondeur qu'en longueur.

Pour satisfaire aux conditions imposées concernant la protection contre les affouillements, une étude sérieuse sur modèle réduit permet de dimensionner le radier et de lui donner le volume minimum. Si l'agitation au pied de la vanne est dans ce cas importante, les entretoises devront être renforcées en conséquence.

Du point de vue économique, il ne fait aucun doute que ce renforcement tout en augmentant la fréquence propre de la structure est de très loin moins onéreux que la réalisation d'une cuvette, qui permettrait de réduire l'agitation due au ressaut.

C'est d'ailleurs la solution adoptée a posteriori sur le barrage de Villeneuve-sur-Lot et de la Brioulette, où l'on avait constaté des fissures aux points faibles.

Ce renforcement a nécessité quelques centaines de kilos d'acier. Un radier calculé d'après la méthode exposée dans la communication de M. LEVIN aurait nécessité un supplément de $12\,000$ m³ de terrassement dans le rocher et un supplément d'environ $4\,000$ m³ de béton. Le coût total étant alors sans commune mesure avec le coût du renforcement de la vanne.

M. LEVIN répond à M. CASTEX de la façon suivante :

1° L'écoulement moyen le long de la vanne est bien nettement transversal. Cela se vérifie très simplement par l'introduction dans l'axe de la vanne d'une masse pulvérulente qui disparaît aussitôt en

fuyant vers les deux piles (nous-mêmes avons assisté à une telle expérience dans le laboratoire de M. CASTEX le 9 octobre 1970).

2° Sur ce point, nous ne contredisons nullement M. CASTEX. Il suffit pour cela de relire le texte de notre communication. M. CASTEX ne fait qu'appuyer ce que nous avons dit. L'emploi de la formule 10 se justifie toutefois par son utilité pratique, confirmée expérimentalement.

3° Le rôle des « à-coups » est interprété différemment par M. LEVIN. Ce phénomène, dû au ressaut et à une conjonction favorable d'éléments aléatoires, existe bel et bien et sa valeur absolue maxi, de l'ordre de 1,50 m, a réellement lieu. Mais une telle différence de pression sur les deux faces du raidisseur ne suffit pas à le mettre en danger. Un simple calcul le confirme immédiatement.

D'autre part, un « à-coup » en provenance du ressaut et agissant normalement au bordé, donc parallèlement aux raidisseurs, n'aurait rigoureusement aucun effet, car les pressions sur les deux faces s'équilibreraient parfaitement. Il faut donc que le mouvement des « à-coups » se fasse non pas normalement à la vanne, mais parallèlement à celle-ci, ce qui est une nouvelle preuve des courants transversaux. L'effort statique en résultant, n'est pas suffisant pour mettre

en danger les raidisseurs. Il faut forcément arriver à un effort dynamique, donc à une juxtaposition de fréquences.

4° Sur ce point, M. LEVIN est d'accord avec M. CASTEX, car ses dires ne font que confirmer le texte de la communication. Le problème est simplement de savoir avant toute construction quels sont les risques encourus. L'objet de la communication est d'apporter sa contribution à cette connaissance.

M. LEVIN a toutefois jugé bon de reproduire sur modèle le profil appelé N° 2, celui-ci étant exactement conforme aux normes russes et américaines.

Peut-être la position et la direction des fissures (de fatigue vraisemblablement) observées sur les raidisseurs pourrait-elle orienter la recherche des causes de celles-ci, suggère M. RÉMÉNIÉRAS.

Il est temps de conclure, dit M. le Président. Si au début de cette Session nous avons constaté quelques difficultés de définition des phénomènes d'aéro et d'hydroélasticité, tous les conférenciers sont tombés d'accord sur leur importance dans les industries modernes. Je remercie tous ceux qui ont contribué au succès de nos séances et déclare close la 92^e Session de notre Comité Technique.

La séance est levée à 19 h 05.

Abstract

New vibration effects observed on overspilling radial gates

Vibrations in the vertical stiffeners of the gate lip (section located below the last main girder) have been discovered on a 15 m wide, 11.30 m high radial gate topped with a 12 m wide, 2.50 m high overflowing flap.

It is known that for an overflowing jet as wide as the channel, a free surface higher than the tail-bay level under river flow conditions is created within the space between the spillway gate and the jet (Figs. 1 and 2). This increase in level, which can be calculated by formulae (3) or (4), depends on the discharge, the head and the angle between the jet axis and the invert at the impact point.

For an overflowing jet less wide than the channel (Figs. 3 and 4), there can be no increase in level because the flow diverted towards the upstream side is divided into two parts on either side of the sluice axis; then it passes along the gate towards the two banks where it deviates and flows away into the tail-bay through the two side passages between the overflowing jet and the channel walls.

Thus, two cross currents sweep the gate-lip and all its vertical stiffeners. A "Karman street" type of eddy wake appears downstream of each stiffener but not exactly with the same periodicity. In fact, the vortices concerned are affected not only by the movements of the jump but also by the random pulsations peculiar to the separation points due to asymmetrical singularities.

However, experience has shown the presence of a prevailing frequency which can be defined by the theory of "periodic wakes" and which satisfactorily complies, with Strouhal's law. By simplifying

the phenomenon, it can be said that the hydraulic excitation exists about the lower frequency of the jump (0.5 to 1.5 Hz) and the higher frequency of "periodic wakes" (8 to 11 Hz for the gate concerned).

If the natural frequency of the vertical stiffeners is much greater than the excitation frequencies, the resulting oscillations are forced and consequently these structures are rarely endangered.

On the contrary, if the natural frequency of the stiffeners is close to the excitation frequency, there is some risk of failure even if the resonance is intermittent over short periods.

This paper gives the methods of calculation to avoid such risks of failure. The results have been confirmed by model and prototype tests.

The velocity pulsations of the cross currents along the gate can be found on the diagram measured on a 1:20 scale model (Fig. 5). The two prevailing frequencies can be clearly seen and the transverse velocities at the vertical stiffeners vary from 0 to 9.8 m/sec.

The measurements made on the prototype (Figs. 7 and 8) have confirmed the prevailing frequencies on the model.

The natural frequency of stiffeners has been measured on a 1/4 scale model (Fig. 6). It amounts to 8.5 Hz, which varies somewhat from the steel plate prestressing data (Table n° 2).

The excitation magnitude is considerably influenced by the profile of the stilling basin. The two profiles tested are shown in Figure 9. Profile 1 leads to the failure of the structure (Fig. 10), while profile 2 causes no appreciable stress on the structure (Fig. 11).