

# CALCUL HYDRAULIQUE DES CONDUITS D'AÉRATION DES VIDANGES DE FOND ET DISPOSITIFS DÉVERSANTS

PAR  
L. LEVIN \*

## Exposé du problème

Les galeries, en particulier les vidanges de fond, comportent des vannes (généralement deux). Pour les ouvertures partielles de celles-ci, on note, tout comme au col d'un venturi, une dépression, souvent importante, dans la section contractée, dépression fonction du débit, du degré d'ouverture et de la géométrie des lieux. Il faut généralement prévoir un reniflard (conduit d'air) afin d'obtenir à l'aval immédiat de la vanne une pression voisine de la pression atmosphérique.

Si la galerie, au lieu d'être cylindrique, présente, au droit de la vanne, un rétrécissement progressif suivi d'un élargissement, le processus ci-dessus décrit a lieu même pour l'ouverture totale de la vanne.

La vitesse élevée du courant dans la section contractée, en présence de pulsations d'une fréquence de quelques unités, crée les conditions d'entraînement intense d'air, la couche d'eau étant plus ou moins émulsionnée, sur une épaisseur plus ou moins importante. Il importe de savoir calculer le débit d'air entraîné dans ces conditions et la dépression créée à l'aval immédiat de la vanne.

Les vannes déversantes de surface, tout comme

les clapets et volets (fig. 4) présentent eux aussi un problème d'aération de la nappe, problème pouvant s'apparenter à celui explicité dans les alinéas ci-dessus. En effet, les couches superficielles de la nappe d'eau, aussi bien supérieure qu'inférieure, aidées en cela par leur rugosité, happent l'air ambiant et l'amènent dans le bief aval, où il se dégage sous forme de bulles, fort nombreuses très souvent. L'air entraîné par la surface supérieure est facilement compensé par l'atmosphère ambiante, mais celui en contact avec la surface inférieure doit être renouvelé grâce à des ouvertures, dont il importe de savoir calculer les surfaces. Faute de prendre ces mesures, on peut s'exposer à des inconvénients qui, s'ils entraînent des vibrations, peuvent devenir graves.

Le déversoir de mesure est un dispositif hydraulique d'une bonne précision, de l'ordre de 0,7 à 1 %. On oublie, toutefois, souvent, de souligner que pour garantir cette précision, on est amené à prendre toute une série de mesures, dont les plus importantes consistent, d'une part, en une régularisation parfaite des vitesses, d'autre part, en l'aération suffisante de la surface inférieure de la lame déversante. Quelle dépression peut-on tolérer sous la nappe déversante (car il est impossible de l'éviter)? Cette question n'a jamais été clairement élucidée. Elle ne le sera pas bien davantage aujourd'hui, mais nous nous efforcerons de serrer le problème de plus près

\* Chef du Département Recherches de la Société B.V.S., chargé de cours à l'École N. S. des Mines de Saint-Etienne.

et de donner un ordre de grandeur du débit d'air entraîné eu égard à la dépression tolérée.

**Coefficient d'aération d'un courant d'eau**

Du point de vue hydraulique, il y a lieu de distinguer les ouvrages suivant le degré d'enveloppement du courant liquide, par des parois solides. Dans la pratique, on rencontre les cas extrêmes, à savoir :

- le courant liquide est contenu dans un conduit, tel que la vidange de fond (fig. 1);
- le courant liquide est en chute libre, par exemple la nappe déversante d'un clapet, d'un volet ou d'un déversoir de mesure (fig. 4).

**1. COEFFICIENT D'AÉRATION DANS UNE VIDANGE DE FOND.**

Le coefficient d'aération, défini comme rapport

$$\alpha = \frac{Q_a}{Q}$$

du débit d'air au débit d'eau, est fonction de nombreux paramètres dont les principaux sont :

- a) la forme du conduit à proximité de la vanne;
- b) la forme, plutôt le type, de la vanne elle-même;
- c) la charge H en amont de la vanne;
- d) l'épaisseur  $h_c$  de la lame d'eau dans la section contractée. Ces deux derniers paramètres peuvent être groupés en un nombre sans dimension, le nombre de Reech-Froude :

$$\sqrt{\mathcal{F}} = \frac{V}{\sqrt{gh_c}} = \frac{\sqrt{2gH}}{\sqrt{gh_c}} = \sqrt{\frac{2H}{h_c}} \quad (1)$$

- e) la valeur absolue de la vitesse d'eau; en effet, sur les écoulements sur modèle réduit, les influences secondaires (viscosité, tension superficielle...) s'exercent dans le sens de diminution du coefficient d'aération  $\alpha$ . Ce facteur, important lors de l'extrapolation des résultats sur modèle au prototype, ne sera pas étudié ici; ce qui suit se rapporte donc aux installations industrielles.

Différents hydrauliciens ont cherché à exprimer analytiquement la dépendance du coefficient d'aération  $\alpha$  en fonction du nombre de Reech-Froude  $\mathcal{F}$  (Kalinske et Robertson [1]; Campbell et Guyton [2]; Douma [3]; Goljevscek [4] ...).

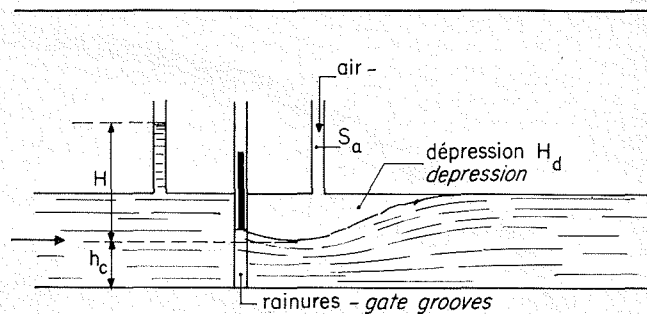
On aboutit ainsi à l'expression générale :

$$\alpha = K(\sqrt{\mathcal{F}} - 1)^n \quad (2)$$

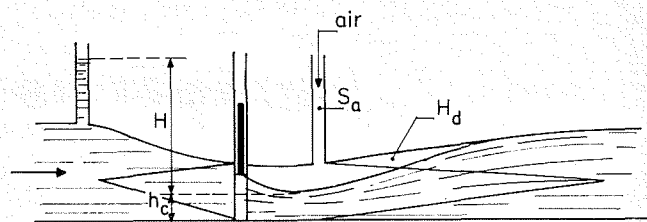
L'exposant  $n$  varie, suivant les auteurs, entre 0,85 et 1,4. Le coefficient K tient compte des paramètres géométrico-hydrauliques a) et b) spécifiés ci-dessus.

Etant donné l'approximation espérée, on peut prendre simplement  $n = 1$  et proposer :

$$\alpha = K(\sqrt{\mathcal{F}} - 1) = K\left(\sqrt{\frac{2H}{h_c}} - 1\right) \quad (3)$$



1/



2/

Nous pensons que dans ces conditions les coefficients géométrico-hydrauliques K peuvent être adoptés suivant les données du tableau I.

TABLEAU I

Valeurs du coefficient de forme K

CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT	K
Vanne plate dans tunnel circulaire (fig. 1) avec rainures bien étudiées.....	0,025 à 0,04
Idem avec passage progressif de la section circulaire à la section rectangulaire au droit de la vanne, suivi d'un passage très progressif (angle au sommet ne dépassant pas 10° environ) à la section circulaire; rainures bien étudiées (fig. 2).....	0,04 à 0,06
Idem avec décollement de veine en aval de la vanne (fig. 3).....	0,08 à 0,12

**2. COEFFICIENT D'AÉRATION D'UN COURANT LIQUIDE EN CHUTE LIBRE.**

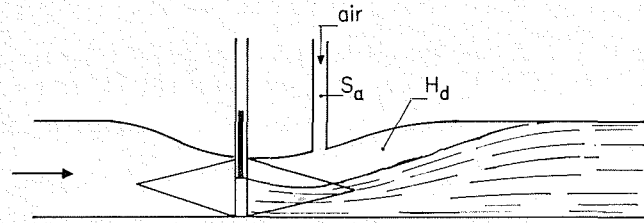
Ce problème a été étudié par Kamenev [5], qui considère, non pas  $\alpha = (Q_a/Q)$ , mais le rapport du débit d'air au débit du mélange :

$$A = \frac{Q_a}{Q_a + Q} \quad (4)$$

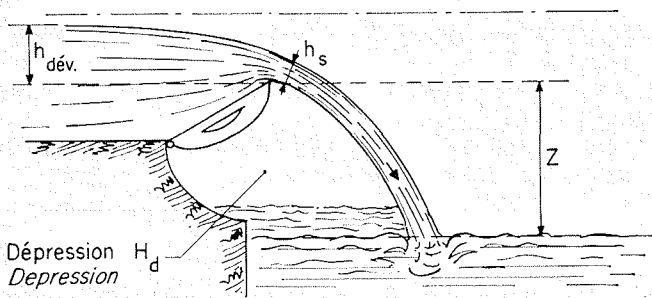
les coefficients  $\alpha$  et A sont liés par :

$$\alpha = \frac{A}{1 - A} \quad (5)$$

les graphiques des figures 5 a et 5 b donnent le



3/



4/

coefficient d'aération en fonction de la hauteur de chute relative :

$$\frac{Z}{h_s}$$

pour différents nombres de Reech-Froude :

$$\mathfrak{F}_r = \frac{V_s^2}{gh_s}$$

avec (fig. 4) :

Z = hauteur de chute entre l'arête aval extrême et le bief aval;

h<sub>s</sub> = la profondeur d'eau dans la section de sortie (au droit de l'arête aval extrême);

V<sub>s</sub> = vitesse moyenne dans cette section.

On voit que l'aération augmente très rapidement avec la hauteur de chute, mais aussi avec l'accroissement de la vitesse de sortie (quittant la paroi solide de l'ouvrage) et la diminution de la profondeur de sortie. A vitesse égale, le coefficient d'aération A diminue donc avec l'augmentation du débit.

La compacité de la nappe est compromise pour A = 0,85 à 0,9 (α = 5,5 à 9) et, pour A = 0,95 (α = 19), la nappe se disloque complètement avec espaces purement aériens entre les parties liquides, elles-mêmes fortement aérées.

### Calcul de la section droite du conduit d'aération

Les éléments du chapitre II donnent les débits d'air demandés par l'installation en question. Le conduit d'aération doit être capable de faire transiter ces débits, moyennant, bien entendu, une certaine perte de charge, qui, par rapport à la pression atmosphérique, se traduira par une dépression à l'aval immédiat de la vanne en galerie ou au-dessous de la nappe tombante en chute libre, si

elle est isolée de l'air ambiant, sur ses côtés, par des bajoyers.

Nous allons discuter plus en détail ces deux cas.

#### 1. CONDUIT D'AÉRATION D'UNE VIDANGE DE FOND.

Soit :

H<sub>d</sub> = la dépression régnant à aval immédiat de la vanne;

S<sub>a</sub> = la surface droite du conduit d'aération;

Le débit d'aération est donné dans ces conditions par :

$$Q_a = m_a S_a \sqrt{2gH_d} \quad (6)$$

$$m_a = \frac{1}{\sqrt{\Sigma \zeta + \lambda(L/D)}} \quad (7)$$

étant le coefficient de débit du conduit d'aération;

Σζ = somme des coefficients de perte de charge singulière, en premier lieu l'entrée et la sortie;

L et D = longueur et diamètre du conduit (si sa section n'est pas circulaire, on prendra D = 4 R, R = rayon hydraulique);

λ = coefficient de perte de charge par frottement continu.

Si, au lieu de prendre H<sub>d</sub> en hauteur d'air, on l'exprime en hauteur d'eau, l'équation (6) devient (pour γ<sub>air</sub> = 1,28 kg/m<sup>3</sup>) (1) :

$$Q_a = 28 m_a S_a \sqrt{2gH_d} \quad (8)$$

Le débit d'eau de la vanne est donné approximativement par :

$$Q = B_c h_c \sqrt{2gH} \quad (9)$$

avec : B<sub>c</sub> et h<sub>c</sub> = respectivement largeur et épaisseur d'eau dans la section contractée;

H = charge à l'amont immédiat de la vanne (fig. 1);

Les grandeurs B<sub>c</sub> et h<sub>c</sub> de la section contractée sont liées à celles au droit de la vanne par des coefficients, fonction avant tout de la forme du couteau de la vanne et des rainures. Le couteau en mince paroi, en l'absence de rainures, conduit à un coefficient de contraction de l'ordre de 0,63. Un couteau arrondi à l'amont augmente sensiblement cette valeur (0,80 et plus); les rainures le réduisent.

Les équations (8) et (9) donnent :

$$\alpha = \frac{Q_a}{Q} = \frac{28 m_a S_a}{B_c h_c} \sqrt{\frac{H_d}{H}} \quad (10)$$

qui, comparée à (3), devient :

$$S_a = \frac{K}{28} \cdot \frac{B_c h_c}{m_a} \sqrt{\frac{H}{H_d}} \left( \sqrt{\frac{2H}{h_c}} - 1 \right) \quad (11)$$

expression donnant la section du conduit d'aération.

La valeur du coefficient de forme K est choisie conformément au tableau I.

(1) Dans d'autres conditions, en très haute altitude notamment, recalculer le facteur  $\sqrt{\gamma_{eau}/\gamma_{air}}$ .

2. AÉRATION D'UNE NAPPE EN CHUTE LIBRE.

La figure 6 représente un déversoir de mesure sans contractions latérales avec, de part et d'autre de la lame déversante à l'aval immédiat du déversoir, les courts conduits d'aération.

Dans les clapets et volets, on aménage, généralement en aval des bajoyers, un espace élargi servant d'orifice d'aération.

Dans les deux cas, le coefficient de débit  $m_a$  est très proche de l'unité; on peut admettre :

$$0,9 < m_a < 1,0$$

la formule (6) reste entièrement en vigueur.

Le débit déversant est, comme on sait, donné par :

$$Q = m_{dév.} B \sqrt{2g} h_{dév.}^{3/2} \quad (12)$$

avec :

$m_{dév.}$  = coefficient de débit du déversoir;

$B$  = largeur du déversoir;

$h_{dév.}$  = épaisseur de la lame déversante.

Les équations (6) et (12) donnent immédiatement :

$$S_a = \frac{0,5 \alpha \cdot m_{dév.} B h_{dév.}}{28 m_a} \sqrt{\frac{h_{dév.}}{H_d}} \quad (13)$$

Le coefficient d'aération  $\alpha$  est calculé à partir de (5) et des graphiques des figures 5 a et 5 b. On pourra prendre, en première approximation,  $\mathcal{F} = 3$ .  $Z$  est défini sur les figures 4 et 6. Quant à la profondeur  $h_s$ , qui est fonction de l'angle d'inclinaison du clapet ou du déversoir, on pourra prendre (dans le but de garder une marge de sécurité) :

$$h_s = 0,60 h_{dév.} \quad (14)$$

Dans la formule (13), figure  $0,5 \alpha$  pour tenir compte du fait que seule l'aération de la surface inférieure de la lame est à assurer.

**Valeurs limite de la dépression  $H_d$  et de la vitesse d'air  $V_a$  dans le conduit**

1. VIDANGES DE FOND.

Il est évident *a priori* que la dépression  $H_d$  ne peut pas dépasser certaines limites. En effet, dans les galeries de vidange, une dépression élevée ne garantirait pas l'absence de cavitation et pourrait aussi être la cause de phénomènes de vibration.

Sorti de cette constatation qualitative, il devient difficile d'indiquer une valeur-limite. Nous avons trouvé dans la littérature technique les valeurs-limites de  $H_d = 1,5$  m [6] et 0,3 m [3]. Nous pensons que la valeur-limite proprement dite n'a pas en soi de sens technique; c'est l'ouvrage dans son ensemble qui détermine la limite à partir de laquelle des pulsations gênantes peuvent apparaître, pulsations conduisant rapidement à une conjoncture de cavitation.

Une installation projetée avec le souci constant d'éviter les décollements et les angles morts contenant des rouleaux hydrauliques, doit pouvoir supporter facilement un vide partiel de 1,5 m d'eau,

TABLEAU II

Vitesses-limites dans les conduits d'air pour vidanges de fond, pour  $m_a = 0,7$

$H_d$ mètres d'eau	0,3	1,0	1,5	2,0
$V_a$ m/s	50	85	100	120

tandis qu'une installation projetée sans précautions spéciales eu égard au problème qui nous intéresse pourra se trouver en difficulté même avec  $H_d = 0,3$  m d'eau.

La vitesse de l'air  $V_a$  dans le conduit dépend directement de la dépression  $H_d$ . La formule (8) donne (pour un nombre de Mach  $< 0,5$  environ) :

$$V_a = 28 m_a \sqrt{2gH_d}$$

L'ordre de grandeur de  $V_a$  limite, avec  $m_a = 0,7$ , est donné dans le tableau II, en fonction de  $H_d$ .

2. CLAPETS, VOILETS ET DÉVERSOIRS.

Il est évident, *a priori*, que les limites discutées pour les vidanges de fond sont très exagérées pour les clapets et volets et, *a fortiori*, pour les déversoirs. En effet, les clapets, très sujets à des oscillations si on n'y prend garde, ne pourraient supporter des dépressions importantes et surtout pas les pulsations qui en découleraient. Nous pensons qu'une dépression de  $H_d = 0,05$  à 0,1 m d'eau (suivant l'importance du clapet) ne devrait pas être dépassée.

Le problème des déversoirs est encore plus difficile, car, en toute rigueur, la précision de mesure est directement influencée par la dépression  $H_d$  qui « déprime » la veine et augmente le coefficient de débit. Nous n'avons pas trouvé d'indication précise à ce sujet dans la littérature technique, mais la longue pratique de ces dispositifs de mesure conduirait à penser qu'une dépression de l'ordre de  $H_d = 0,01$  à 0,02 m d'eau peut être tolérée.

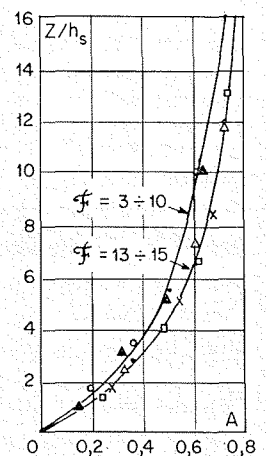
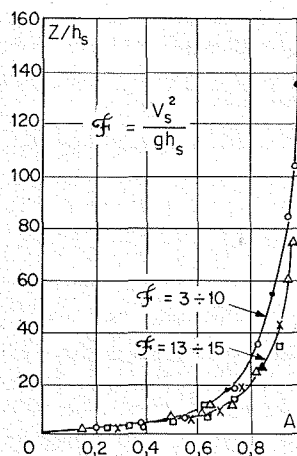


TABLEAU III

Valeurs-limites dans les orifices d'air des clapets et déversoirs de mesure pour  $m_a = 0,95$

$H_a$ mètres d'eau	0,01	0,02	0,05	0,10
$V_a$ m/s	12,0	16,5	26,5	37

Le tableau III donne la vitesse  $V_a$  en fonction de la dépression  $H_a$ , pour  $m_a = 0,95$ .

**Exemples numériques**

1. VIDANGE DE FOND.

Une vanne plate de dimensions :

$$B = 3, \quad h = 2,8 \text{ m}$$

est installée dans une vidange de fond de diamètre 3,5 m, suivant le schéma de la figure 3. Les convergent et divergent sont à fort angle au sommet, de sorte qu'un décollement de veine ne peut être évité à l'aval de la vanne.

L'essai sur modèle a montré que le ressaut se forme pour les ouvertures de vanne comprises entre 75 et 85 % de sa hauteur, soit en moyenne :

$$h_{0,s} = 0,8 \times 2,8 = 2,24 \text{ m}$$

Le coefficient de débit de la vanne est alors :  $m = 0,65$ .

on a donc :

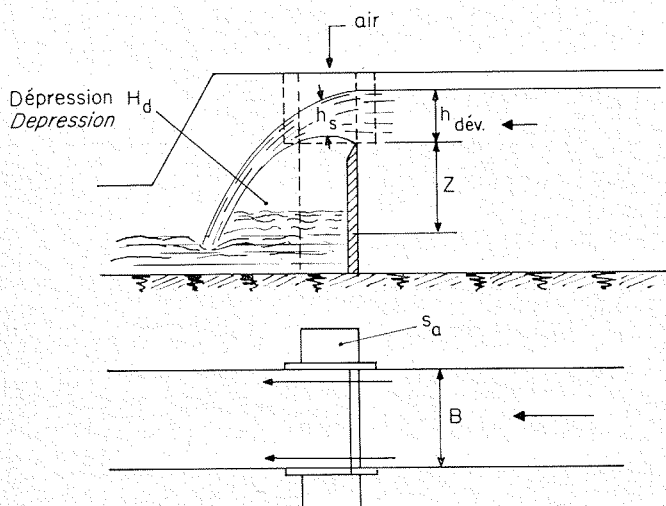
$$h_c = 0,65 \times 2,24 = 1,45 \text{ m}$$

La largeur est contractée de 0,9 environ, soit :

$$B_c = 0,9 \times 3 = 2,70 \text{ m}$$

La charge hydraulique à l'amont immédiat de la vanne est :

$$H = 53 \text{ m}$$



l'équation (1) donne :

$$\sqrt{\mathcal{F}} = \sqrt{\frac{2H}{h_c}} = \sqrt{\frac{106}{1,45}} = 8,55$$

l'équation (3) conduit à :

$$\alpha = K(\sqrt{\mathcal{F}} - 1) = 0,10 \times 7,55 = 0,755$$

Nous avons pris le coefficient de forme K du tableau I.

Le calcul du coefficient de débit du conduit d'air  $m_a$  ne peut être effectué que par approximations successives.

La longueur du conduit est (courbes comprises) :  $L = 75 \text{ m}$ .

Première approximation :

$$D = 1 \text{ m, on a } \frac{L}{D} = 75;$$

avec :

$$\lambda = 0,02, \text{ on a : } \lambda \frac{L}{D} = 1,5$$

Pertes de charge singulières :

- à l'entrée. . . . .  $\zeta_e = 0,50$
- à la sortie. . . . .  $\zeta_s = 1,00$

les courbes étant très proches de l'entrée et de la sortie, leur perte de charge est négligée

$$\Sigma \zeta = 1,50$$

l'équation (7) donne :

$$m_a = \frac{1}{\sqrt{\Sigma \zeta + \lambda(L/D)}} = \frac{1}{\sqrt{3}} = 0,58$$

les équations (3) et (1) conduisent à :

(avec  $H_a = 1 \text{ m}$ ) :

$$S_a = \frac{\alpha}{28} \frac{B_c h_c}{m_a} \sqrt{\frac{H}{H_a}} = \frac{0,755 \times 2,7 \times 1,45 \sqrt{53}}{28 \times 0,58} = 1,33 \text{ m}^2$$

soit  $D = 1,30 \text{ m}$ .

Deuxième approximation :

$$D = 1,20 \text{ m; } \frac{L}{D} = \frac{75}{1,2} = 62,5; \quad \lambda \frac{L}{D} = 1,25$$

$$\Sigma \xi + \lambda \frac{L}{D} = 1,5 + 1,25 = 2,75$$

l'équation (7) donne :

$$m_a = 0,605 \quad \text{et } S_a = 1,26 \text{ m}^2,$$

soit  $D = 1,27 \text{ m}$ .

On adopte :

$$D = 1,25 \text{ m}$$

l'équation (8) donne le débit d'air :

$$Q_a = 28 \times 0,605 \times 1,23 \times 4,43 = 94 \text{ m}^3/\text{s}$$

la vitesse de l'air dans le conduit est, par conséquent :

$$V_a = \frac{Q_a}{S_a} = \frac{94}{1,23} = 75 \text{ m/s}$$

## 2. DÉVERSOIR DE MESURE.

Soit un déversoir de Bazin de largeur  $B = 4$  m, l'épaisseur de la lame déversante étant :

$$h_{\text{dév.}} = 0,85 \text{ m.}$$

La hauteur de chute (suivant fig. 6) étant :

$$Z = 1,80 \text{ m,}$$

l'équation (14) donne :

$$h_s = 0,6 h_{\text{dév.}} = 0,6 \times 0,85 = 0,51 \text{ m}$$

$$\frac{Z}{h_s} = \frac{1,8}{0,51} = 3,50$$

Pour  $\mathcal{F} = 3$ , le graphique de la figure 5 donne :

$$A = 0,4$$

l'équation (5) conduit à :

$$\alpha = \frac{0,4}{1 - 0,4} = 0,67$$

Nous allons faire intervenir maintenant l'équation (13), mais comme il ne s'agit que de la face inférieure de la lame, nous prendrons  $0,5 \alpha \approx 0,34$ ; d'autre part, le déversoir étant aéré de deux côtés, nous prendrons encore seulement  $(B/2) = 2$  m.

On a, avec  $m_{\text{dév.}} = 0,44$  et  $H_d = 0,01$  m :

$$S_a = \frac{0,34 \times 0,44 \times 2 \times 0,85}{28 \times 0,95} \sqrt{\frac{0,85}{0,01}} = 0,09 \text{ m}^2$$

soit, de chaque côté, un puits de section :

$$0,3 \times 0,3 \text{ m}^2.$$

Le débit d'eau du déversoir est le suivant (12) :

$$Q = 0,44 \times 4 \times 4,43 \times 0,85 \sqrt{0,85} = 6,12 \text{ m}^3/\text{s}$$

Le débit d'air absorbé seulement par la surface inférieure de la lame d'eau est :

$$Q_a = \frac{\alpha}{2} Q = 0,34 \times 6,12 = 2,10 \text{ m}^3/\text{s}$$

## Bibliographie

- [1] KALINSKE and ROBERTSON. — Entrainment of Air in Flowing Water-closed Conduit Flow, *Transactions ASCE*, vol. 108, pp. 1435-1447, 1943.
- [2] CAMPBELL and GUYTON. — Air demand in gated outlet works — *Proceedings Minnesota Intern. Hydr. Convention*, pp. 529-533, septembre 1953.
- [3] DOUMA. — Hydraulic Design Criteria for Reservoir-Outlets, VI<sup>e</sup> Congrès A.I.R.H. à La Haye. p. C10, 1 à C10, 20, 1955.
- [4] GOLJEVSEK. — Influence de l'aération sur le fonctionnement des vidanges de fond (en serbo-croate), 4<sup>e</sup> Assemblée des Grands Barrages yougoslaves à Skoplje, pp. 38-46, 1957.
- [5] KAMENEV. — Aération d'une nappe d'eau en chute libre (en russe), *Construction Hydrotechnique*, n<sup>o</sup> 8, 1964, pp. 45-49.
- [6] DETTMERS. — Beitrag zur Frage der Belüftung von Tiefschützen (Contribution au problème d'aération des vannes de fond), (en allemand), *Mitteilungen der Hannoverschen Versuchsanstalt für Grundbau und Wasserbau*, H. 4., 1953.

**Abstract**  
**Hydraulic design of aeration ducts  
 for weirs and bottom outlets**

by  
**L. Levin \***

Hydraulically speaking, two extreme cases can be distinguished, depending on the degree of envelopment of the flow by solid walls, i.e.

- a) the flow is completely surrounded by the walls, e.g. as in a bottom outlet (Fig. 1);
- b) the liquid is in free fall through the air (Figs. 4 and 6).

The aeration coefficient  $\alpha$  (ratio of air flow rate to liquid flow rate) is given by equation (3) for case (a) and by graphs 5 a and 5 b for case (b) \*\*. Symbols  $H$  and  $h_c$  are explained in Figures 1 and 2 and the coefficient  $K$  is given by table No. 1, in terms of the geometric and hydraulic characteristics of the bottom outlet. The symbols used in graphs 5 a and 5 b are explained in Figures 4 and 6.

The vent cross-sectional area for a bottom outlet (case a) is found from equation (11), in which the number 28 is found from  $\sqrt{(\gamma_{\text{water}}/\gamma_{\text{air}})}$ ,  $m_a$  is given by (7),  $B_c$  and  $h_c$  are the width and depth respectively of the contracted section of the jet of water immediately downstream of the gate and  $H_d$  the permissible depression in metres of water.

Equation (13) gives the area of the aeration ducting for case (b).  $\alpha$  is taken as  $0.5 \alpha$  to allow for the fact that aeration need only affect the lower part of the sheet of water.  $m_{\text{dev.}}$  = the weir discharge coefficient. The other symbols are indicated on Figures 4 and 6.

The critical negative pressures and corresponding air velocities for cases (a) and (b) are shown in tables Nos. 2 and 3 respectively, the former with  $m_a = 0.7$  and the latter with  $m_a = 0.95$ .

Paragraph V consists of two complete numerical examples, i.e.

Case (a) : a 3.5 m diameter bottom outlet with a flat 3 by 2.8 m gate. The critical opening is about 80 %.

Case (b) : rectangular weir of width  $B = 4$  m, head of water  $h_{\text{dev.}} = 0.85$  m. Vertical distance between weir crest and downstream channel  $Z = 1.80$  m.

The dimensions of the shafts on each size of the weir can be calculated from Figure 6.

A very short bibliography is appended.

\* Chef du Département Recherches de la Société B.V.S., Chargé de cours à l'École Nationale Supérieure des Mines de Saint-Etienne.

\*\* The ratio of air flow rate to total air/water mixture flow rate  $\{A = [\alpha/(1 + \alpha)]\}$  is plotted on the x-axis on these graphs.