

**Zeitschrift:** Bulletin technique de la Suisse romande  
**Band:** 71 (1945)  
**Heft:** 5

**Artikel:** Comment déterminer la puissance des treuils d'une vanne  
**Autor:** Perrenoud, J.-L.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-54084>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

### **Conditions d'utilisation**

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

### **Terms of use**

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

**Download PDF:** 30.03.2025

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>**

# BULLETIN TECHNIQUE

## DE LA SUISSE ROMANDE

Paraissant tous les 15 jours

## ABONNEMENTS :

Suisse : 1 an, 13.50 francs

Etranger : 16 francs

## Pour sociétaires :

Suisse : 1 an, 11 francs

Etranger : 13.50 francs

## Prix du numéro :

75 centimes.

Pour les abonnements  
s'adresser à la librairie  
F. Rouge & C<sup>ie</sup>, à Lausanne.

Organe de la Société suisse des ingénieurs et des architectes, des Sociétés vaudoise et genevoise des ingénieurs et des architectes, de l'Association des anciens élèves de l'Ecole d'ingénieurs de l'Université de Lausanne et des Groupes romands des anciens élèves de l'Ecole polytechnique fédérale.

COMITÉ DE PATRONAGE. — Président : R. NEESER, ingénieur, à Genève ; Vice-président : G. EPITAUX, architecte, à Lausanne ; secrétaire : J. CALAME, ingénieur, à Genève. Membres : *Fribourg* : MM. L. HERTLING, architecte ; P. JOYE, professeur ; *Vaud* : MM. F. CHENAUX, ingénieur ; E. ELSKES, ingénieur ; E. JOST, architecte ; A. PARIS, ingénieur ; CH. THÉVENAZ, architecte ; *Genève* : MM. L. ARCHINARD, ingénieur ; E. MARTIN, architecte ; E. ODIER, architecte ; *Neuchâtel* : MM. J. BÉGUIN, architecte ; R. GUYE, ingénieur ; A. MÉAN, ingénieur ; *Valais* : M. J. DUBUIS, ingénieur ; A. DE KALBERMATTEN, architecte.

RÉDACTION : D. BONNARD, ingénieur, Case postale Chauderon 475, LAUSANNE.

Publicité :  
TARIF DES ANNONCES

Le millimètre  
(larg. 47 mm.) 20 cts.  
Tarif spécial pour fractions  
de pages.

En plus 20 % de majoration de guerre.

Rabais pour annonces  
répétées.



ANNONCES-SUISSES S.A.

5, Rue Centrale,  
LAUSANNE  
& Succursales.

## CONSEIL D'ADMINISTRATION DE LA SOCIÉTÉ ANONYME DU BULLETIN TECHNIQUE

A. STUCKY, ingénieur, président ; M. BRIDEL ; G. EPITAUX, architecte.

SOMMAIRE : *Comment déterminer la puissance des treuils d'une vanne*, par J.-L. PERRENOUD, ingénieur. — *Concours pour la construction d'une grande salle à Pully*. — *Société suisse des ingénieurs et des architectes* : Extrait du procès-verbal de la 1<sup>re</sup> séance du Comité central du 16 janvier 1945 ; Groupe professionnel des architectes SIA pour les relations internationales ; Communiqué du secrétariat central. — NÉCROLOGIE : Jean Cuénod, ingénieur. — BIBLIOGRAPHIE. — COMMUNIQUÉS. — SERVICE DE PLACEMENT. — DOCUMENTATION.

## Comment déterminer la puissance des treuils d'une vanne

par J.-L. PERRENOUD, ingénieur  
de la S. A. C. Zschokke, ateliers de construction métallique,  
Döttingen.

### 1. Généralités.

Un barrage à vanne se compose en général de trois parties bien distinctes les unes des autres, autant par leurs fonctions que par leur genre et leur matériau de construction :

1<sup>o</sup> les constructions fixes solidement implantées dans le sol tels que les fondations, les seuils, les piles et les culées ;

2<sup>o</sup> le corps de la vanne avec ses dispositifs d'étanchéité et ses appareils d'appuis et de roulement ;

3<sup>o</sup> les parties électro-mécaniques, comprenant les treuils, les moteurs et tous les appareils de mise en marche et de sécurité.

Le coût des parties fixes dépend des conditions locales et du projet en général, celui des corps de vanne en première ligne de la grandeur de la passe et de la pression d'eau, tandis que celui des appareils de levage est fonction de la puissance pour laquelle ils doivent être dimensionnés. En général, la vitesse verticale des vannes est fixée en se basant sur les expériences faites : par exemple pour les barrages de nos grandes rivières on a admis ces dernières années une vitesse de l'ordre de grandeur de 20 cm/min, pour autant que les conditions locales ne justifient pas une vitesse différente. Dès que cette vitesse est prescrite, admise ou déterminée, le coût des treuils sera fonction de la force nécessaire pour lever et abaisser les vannes. Si l'on veut obtenir une installation économique, il est absolument nécessaire de déterminer cette force aussi exactement que possible : si cette force est

trop grande toute la partie électro-mécanique, dont la valeur peut atteindre dans certains cas à peu près celle des corps des vannes, sera excessive et aura une influence non négligeable sur le coût de tout le barrage ; d'autre part, si cette force est trop petite il en résultera des accidents de service ou pour le moins une usure prématurée des treuils et des moteurs.

Pour calculer cette force au droit du point d'attache des chaînes à la vanne, nous pouvons la décomposer comme suit : *le poids propre de la vanne, les forces hydrostatiques, les forces hydrodynamiques, les résistances au frottement, les résistances accidentelles.*

Ces composantes dépendent en première ligne des dimensions du pertuis, de la pression de l'eau et de certaines conditions hydrauliques à prescrire, telles que la possibilité d'utiliser la vanne comme déversoir jusqu'à une certaine profondeur, de permettre simultanément l'écoulement par le fond et en déversoir, etc. Mais la grandeur de ces composantes dépend aussi, dans une mesure qui n'est pas négligeable, du système choisi, de la réalisation judicieuse de certains détails de construction ainsi que des matériaux employés.

### 2. Le poids propre.

Différents auteurs ont donné des formules empiriques pour déterminer le poids propre des vannes : ainsi les formules de Moser<sup>1</sup>, de Kulka<sup>2</sup>, de Schäfer<sup>3</sup> et de Karlson<sup>4</sup> ; elles ont le grand désavantage de n'être valables que pour certaines dimensions et certains genres de construction et les unes et les autres semblent être largement dépassées par

<sup>1</sup> Dr ing. MOSER, *Schweiz. Ingenieurkalender*, Kap. Wasserbau.

<sup>2</sup> KULKA, *Eisenwasserbau*, Band I, p. 134.

<sup>3</sup> SCHÄFER, *Auf dem Wege zum idealen Wehrverschluss*, Die Bautechnik 1940 p. 186.

<sup>4</sup> Source inconnue, citée par H. Bucher.

les progrès techniques. H. Bucher<sup>1</sup> a développé une nouvelle formule

$$G = 4 + 0,0875 L^{4/3} H^{3/2}$$

où  $G$  est le poids de la vanne,  $L$  la largeur de l'ouverture du pertuis et  $H$  la hauteur de la vanne. Cette formule a l'avantage d'être simple et valable pour toutes les dimensions. De par sa forme même elle n'est qu'approximative, car elle ne peut tenir compte ni du genre de construction, ni du matériau employé (les aciers à haute résistance ont été utilisés à plusieurs reprises), ni des conditions hydrauliques prescrites citées plus haut ou du coefficient de sécurité choisis. Elle rendra de précieux services lors de comparaisons pour l'établissement d'avant-projets, mais n'est pas suffisamment exacte dans notre cas où le poids de la vanne représente, en général, la composante principale de la force des treuils. Il serait possible d'établir de nouvelles formules de la même forme pour chaque genre de vanne en déterminant comme le fait H. Bucher dans chaque cas de nouveaux coefficients et exposants. Ces formules seraient suffisamment exactes si l'on pouvait se baser sur un assez grand nombre d'exécutions analogues; ceci sera rarement le cas actuellement où les progrès techniques sont si rapides.

Nous avons cherché à établir une formule qui tienne compte de ces critiques en comparant une vanne déjà exécutée à une vanne à construire du même type et du même matériau. Pour cela, nous sommes partis de la notion de poids par tonne de pression  $D$ . Si le poids de la vanne est  $P$ , la pression hydrostatique sur toute la vanne  $W$  en  $t$  (dans le cas le plus simple d'un pertuis rectangulaire où la cote de retenue se confond avec l'arête supérieure  $W = \frac{LH^2}{2}$ )

nous aurons  $D = \frac{P}{W}$ .

Dans la figure 1 nous avons porté le poids par tonne de pression en fonction de la largeur libre du pertuis  $L$  pour un certain nombre de vannes en notant en chaque point la hauteur maximale de la pression de l'eau  $H$ . En interpolant, on constate que les vannes de même genre et de même matériau se trouvent à peu près sur une famille de droites parallèles

$$D = 2,5 L + a$$

où  $a$  est fonction de la hauteur et prend la forme

$$a = 0,4 H^2 - 16 H + b$$

d'où nous déduisons la formule :

$$D = D_0 - 2,5 (L_0 - L) - 0,4 (H_0^2 - H^2) + 16 (H_0 - H)$$

$D_0$  = poids par tonne de pression de la vanne connue

$D$  = poids par tonne de pression de la nouvelle vanne

$L_0$  = largeur libre du pertuis de la vanne connue

$L$  = largeur libre du pertuis de la nouvelle vanne

$H_0$  = hauteur max. de la pression de l'eau de la vanne connue

$H$  = hauteur max. de la pression de l'eau de la nouvelle vanne.

L'exactitude de cette formule sera d'autant plus grande que les objets comparés seront de construction analogue et atteint, pour des vannes de même type dont seules les dimensions générales  $L$  et  $H$  sont différentes, l'ordre de grandeur des tolérances de laminage. Les limites dans lesquelles elle est valable seront données automatiquement par la possibilité de construire des vannes du même type pour différentes dimensions.

Par voie de comparaison il sera ainsi possible de déterminer le poids propre sans avoir besoin d'établir les listes des pièces

<sup>1</sup> H. BUCHER, Schw. Techn. Zeitung, 1943, n° 43.

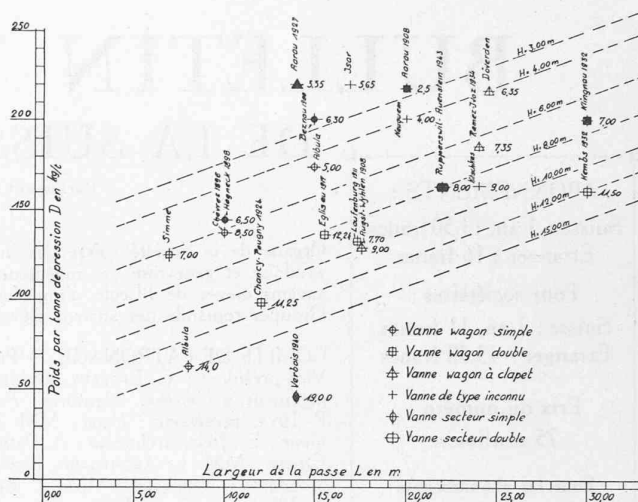


Fig. 1. — Poids par tonne de pression en fonction de la largeur de la vanne; à droite du symbole la pression d'eau au seuil en m. (Les vannes dont les symboles sont pleins ont été projetées et construites par la S. A. C. Zschokke, Döttingen).

à l'aide de dessins de détail et de calculs statiques qui, dans tous les autres cas, est le seul moyen d'obtenir un poids suffisamment exact.

### 3. Les forces hydrostatiques.

Aussi longtemps qu'une vanne est fermée, c'est-à-dire qu'il n'y a pas d'écoulement d'eau, les forces qui agissent sur elle sont purement statiques. La pression d'eau, qui peut être calculée d'après la figure 2, n'a d'influence directe sur la force des treuils que si sa direction n'est pas perpendiculaire à la direction de levage. En formant le bordage de façon convenable, il sera toujours possible d'obtenir ou une poussée de bas en haut ou une surcharge qui peut être utile si le poids propre de la vanne est soit trop grand, soit insuffisant pour en assurer un bon fonctionnement.

Indirectement, la pression hydrostatique a toujours une influence sur la force des treuils, car les résistances au frottement sont dans une large mesure proportionnelles à cette pression ainsi que nous le verrons plus loin.

### 4. Les forces hydrodynamiques.

Dès qu'un écoulement a lieu dans la passe de la vanne, la détermination de la pression de l'eau devient beaucoup plus compliquée: s'il est souvent possible pour les calculs de résis-

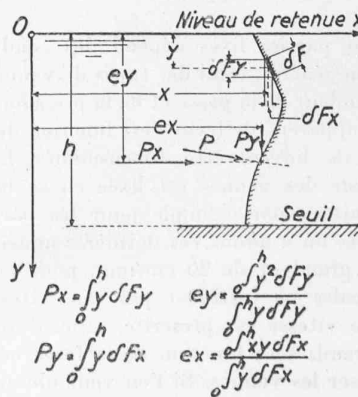


Fig. 2. — Calcul de la pression hydrostatique et de son point d'attaque.

tance des pièces de la vanne de se contenter en première approximation d'admettre comme charge la pression hydrostatique, il est en général absolument nécessaire de connaître les forces hydrodynamiques pour déterminer la puissance des treuils.

Le problème de la détermination de ces forces n'est pas entièrement résolu aujourd'hui : l'influence des frottements du liquide et de la formation de tourbillons ne peut pas être exprimée mathématiquement pour le cas général. Toutefois, en appliquant la théorie des écoulements plans à potentiel de vitesse à ce problème, il est possible de se faire une idée de la répartition des pressions sur la vanne. Des essais sur modèles réduits et sur objets de grandeur naturelle permettront d'obtenir certaines valeurs qu'il n'est pas possible de déterminer autrement et confirmeront les calculs qui ne sont qu'approximatifs.

L'équation de la pression s'écrit :

$$p = h - \frac{\rho^2}{2g} - \Delta z_e$$

où on peut admettre

$$\Delta z_e \simeq c \rho^2$$

La grande difficulté consiste à déterminer la vitesse de l'eau  $v$ . Pour cela il faut tout d'abord calculer le débit qui, pour un déversoir, a la valeur :

$$Q_0 = \frac{2}{3} \mu_0 L h_0 \sqrt{2g h_0} \quad (\text{fig. 3})$$

et pour un écoulement par le fond :

$$Q_u = \frac{2}{3} \mu_u L \sqrt{2g} (h_1^{3/2} - h_2^{3/2})$$

ou si  $\frac{t}{h_m} < 1$   $Q_u = \mu_u L t \sqrt{2g h_m}$  (fig. 3)

pour autant que dans les trois cas la nappe d'eau aval soit assez basse pour ne pas influencer l'écoulement.

- $Q_0$  = débit du déversoir
- $h_0$  = hauteur entre la nappe d'eau et la crête du déversoir
- $g$  = attraction terrestre = 9,81 m/sec<sup>2</sup>
- $L$  = largeur libre de la passe
- $Q_u$  = débit pour écoulement par le fond
- $h_1$  = hauteur entre la nappe d'eau et la partie inférieure de la vanne
- $h_2$  = hauteur entre la nappe d'eau et le seuil
- $t$  = ouverture de la vanne
- $h_m = \frac{h_1 + h_2}{2}$ .

Les coefficients  $\mu_0$  et  $\mu_u$  doivent être déterminés par des essais ou, si l'on a suffisamment de valeurs à sa disposition, évalués par comparaison. Ils varient suivant la forme et la grandeur de l'ouverture libre, ne sont en général pas des

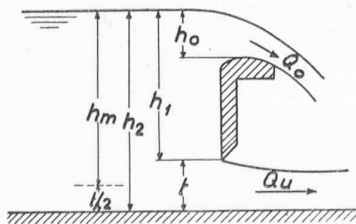


Fig. 3. — Déversoir et écoulement par le fond.

valeurs constantes pour la même vanne, mais sont fonction de l'ouverture et de la pression d'eau. Pour un déversoir à arête vive aéré (un déversoir non aéré est à déconseiller, car l'instabilité de son jet produit des vibrations dangereuses pour une construction métallique) le coefficient d'écoulement d'après Bazin<sup>1</sup> prend la valeur  $\mu_0 = 0,6075 + \frac{0,0045}{h}$ .

En choisissant une forme hydrodynamique appropriée  $\mu_0$  peut augmenter presque jusqu'à 1,0. Pour l'écoulement par le fond, les valeurs du coefficient varient de  $\mu_u = 0,6$  à 0,98.

Pour obtenir la vitesse d'écoulement de l'eau on peut employer une méthode, issue de la théorie des écoulements plans à potentiel de vitesse, d'après laquelle il suffit de partager l'aire d'écoulement de façon que les lignes équipotentielles et leurs normales forment des carrés déformés<sup>2</sup>; c'est-à-dire que si l'on dessine une infinité de lignes équipotentielles et une infinité de normales à celles-ci, les figures découpées seront toutes des carrés infiniment petits.

Pour certains cas simples, il est possible, à l'aide de transformations conformes, de trouver des expressions analytiques pour les lignes équipotentielles et leurs normales. La figure 4 montre comment à l'aide de la transformation conforme  $w = \ln z$  on obtient les valeurs cherchées pour une vanne à bordage droit et à écoulement par le fond sur un seuil horizontal :

Dans le plan des  $z$  on aura comme limites de l'aire d'écoulement pour le bordage de la vanne la droite  $x = 0$  et pour le seuil la droite  $y = 0$ ,  $t$  sera la hauteur de l'ouverture d'écoulement. Si l'on transforme  $w = \ln z$  par  $u = \ln r$  et  $v = \varphi$ , le cercle ayant son centre à l'origine et le rayon  $t$  se transforme en droite  $u = \ln t$ ,  $x = 0$  devient  $v = 0$  et  $y = 0$  devient  $v = \frac{\pi}{2}$ . On obtient donc, dans le plan des  $w$  et délimité par ces droites et la droite  $u = \infty$ , un rectangle qu'il est possible de décomposer en carrés de même dimension et de côté  $= \frac{\pi}{2n}$ . On obtient donc deux familles de droites parallèles

$$v = \frac{k\pi}{2n} \quad \text{et} \quad u = \ln t + \frac{k\pi}{2n}$$

qui, en les transformant dans le plan des  $z$ , donnent les droites passant par l'origine et formant l'angle  $\frac{k\pi}{2n}$  avec l'axe des  $x$  et les cercles ayant leur centre à l'origine et le rayon  $t.e^{\frac{k\pi}{2n}}$ .

<sup>1</sup> TOLKMITT ZANDER, *Grundlagen der Wasserbaukunst*, p. 74.

<sup>2</sup> KULKA, *Der Eisenwasserbau*, Band I, p. 30. — FR. PRÁŠIL, *Technische Hydromechanik*. — BRUNO ECK, *Technische Strömungslehre*, p. 60.

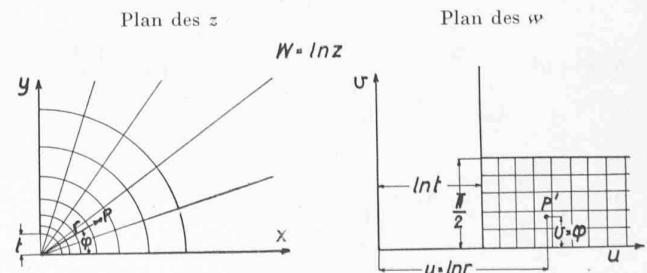


Fig. 4. — Détermination des lignes équipotentielles et des lignes de courant pour une vanne à bordage droit et à seuil horizontal.

La figure 5 montre comment, par deux transformations conformes successives, on trouve les équations des lignes équipotentiellées et de leurs normales, qui sont toutes des cercles, pour une vanne dont le bordage est un arc de cercle et dont le seuil est horizontal.

Si le bordage de la vanne et le seuil n'ont pas une forme géométrique simple (droites ou arcs de cercles), il devient très difficile sinon impossible de trouver ces expressions analytiques des lignes équipotentiellées. Il sera toutefois possible, moyennant quelques tâtonnements, de dessiner le champ de l'écoulement en se basant sur le fait que les éléments découpés par lignes de courants et équipotentiellées se coupant normalement doivent être des carrés déformés. Avec une certaine habitude on arrive relativement vite au but, surtout si l'on peut partir d'un cas simple déterminé analytiquement et qu'on fasse le contrôle avec les diagonales (celles-ci coupent les lignes principales sous un angle de 45°), figure 6.

Dès que les canevas des lignes équipotentiellées et de leurs normales est connu on peut calculer la vitesse qui est inversement proportionnelle à la longueur du côté des carrés : on peut écrire :

$$v = \frac{Q}{n a}$$

où  $Q$  est le débit,

$n$  le nombre de carrés sur une ligne équipotentielle,  $a$  la longueur du côté du carré.

Le coefficient de frottement  $c$  peut être déterminé de la façon suivante :

A l'endroit où le jet se détache de la vanne, la pression  $p = 0$  et la vitesse,  $v_k$ , on aura :

$$p = h_k - \frac{v_k^2}{2g} - c v_k^2 = 0 \quad \text{et}$$

$$c = \frac{h_k}{v_k^2} - \frac{1}{2g}$$

Il est dès maintenant possible de calculer la pression sur toute la surface du bordage pour n'importe quelle position de la vanne et d'en déterminer la résultante. La figure 6 montre comme exemple la détermination de la résultante pour une vanne secteur double.

La composante parallèle à la direction des chaînes sera la force qui nous intéresse pour le calcul des treuils.

**5. Les résistances au frottement.**

Les résistances au frottement d'une vanne peuvent être classées en deux catégories : d'une part, les résistances des appareils de roulement, d'autre part, les résistances des dispositifs d'étanchéité.

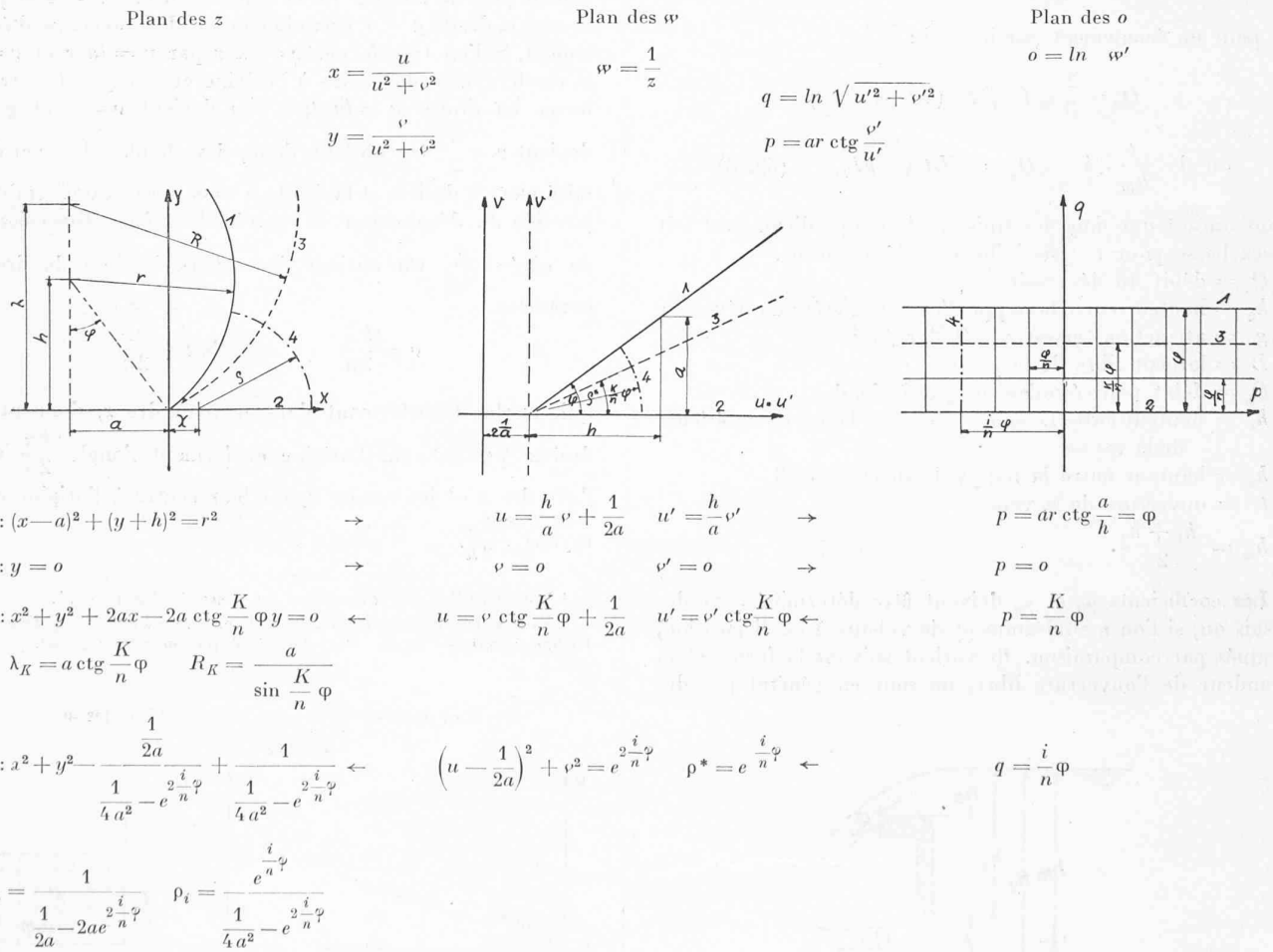


Fig. 5. — Détermination des lignes équipotentiellées et des lignes de courant pour une vanne dont le bordage est un arc de cercle et le seuil horizontal.

1 : Bordage de la vanne ; 2 : seuil ; 3 : ligne de courant ; 4 : ligne équipotentielle.

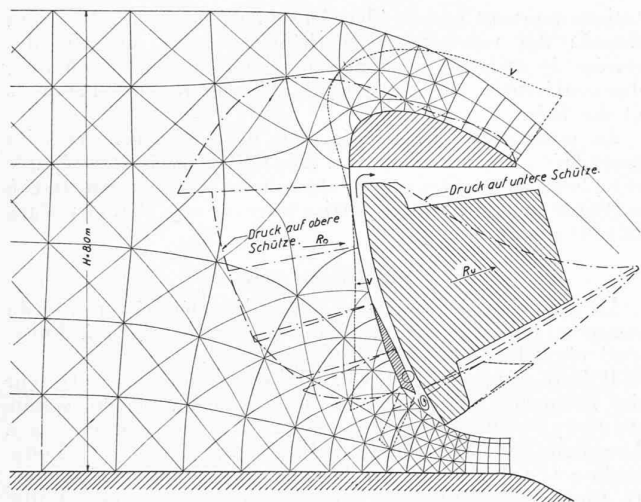


Fig. 6. — Pression hydrodynamique sur une vanne secteur double.  
 - - - - - vitesse au droit du bordage  
 - . . . - . pression sur la vanne

Les résistances des appareils de roulement dépendent du genre et des matériaux employés. La figure 7 donne les résistances pour galets avec coussinets en bronze, pour galets avec roulement à billes ou à rouleaux, pour galets d'échelles Stoney et pour vanne tournant directement sur un axe. Les coefficients de frottement  $\mu_1$  et de roulement  $f$  sont fonction de la précision de l'usinage et du graissage. La vitesse de roulement étant toujours minime, celle-ci ne joue pas de rôle.  $\mu_1$  varie de 0,08 pour un bon coussinet, bien entretenu, à 0,20 pour un coussinet bon marché et mal graissé;  $f$  de 0,05 pour un matériau dur et peu sollicité, à 0,15 pour un matériau de dureté moyenne et fortement sollicité. Les expériences faites avec les échelles de galets Stoney ont été peu concluantes et il s'est avéré qu'avec le temps les résistances augmentent fortement jusqu'à devenir  $R = W f$ .

Pour les dispositifs d'étanchéité agissant par la pression de l'eau  $W'$  et une pression supplémentaire de ressorts  $F$  on aura :

$$R' = (W' + F) \mu_2$$

où  $\mu_2$  varie de 0,25 à 0,5 suivant le matériau du dispositif d'étanchéité et son état d'entretien.

**6. Les résistances accidentelles.**

On appelle résistances accidentelles toutes les influences n'agissant sur la vanne que sous certaines conditions et de façon tout à fait intermittente. Ce sont, par exemple, les surcharges dues à des corps flottants et au gel, soit qu'une couche de glace se forme sur la vanne même et l'alourdisse ou soit que les parties mobiles gèlent et adhèrent aux parties fixes. On peut aussi concevoir que de grandes quantités d'alluvions viennent entraver le bon fonctionnement de la vanne ou que des corps étrangers se coincent dans les niches.

Il n'est en général pas possible de donner la valeur exacte de ces influences qui n'agiront pas simultanément. D'autre part, c'est au constructeur de concevoir sa vanne de telle façon que ces surcharges accidentelles tendent vers un minimum pour autant qu'il ne soit pas possible de les neutraliser complètement. En choisissant les profils judicieusement, en réduisant les contreventements à un strict minimum, en supprimant complètement les diagonales des poutres triangulées (poutres Vierendeel) et en formant un déversoir éventuel de

telle façon qu'aucune partie de la vanne ne soit touchée par le jet, on aura bien réduit les possibilités de surcharge dues aux corps flottants et aux alluvions. De bons dispositifs d'étanchéité, surtout au droit des appareils de roulement, sont le meilleur moyen de combattre la formation de blocs de glace qui alourdissent considérablement la construction pendant les périodes froides. Le chauffage de toutes les surfaces de frottement (étanchéités, roulements de galets, etc.) assure non seulement une mobilité constante de la vanne, mais prévient aussi la détérioration de parties qu'il n'est pas toujours possible de construire assez robustes pour résister à certaines sollicitations. Ainsi, si les dispositifs d'étanchéité restent gelés sur leurs appuis et que les vannes soient mises en mouvement, le décollage n'aura pas lieu sans provoquer des détériorations plus ou moins graves.

S'il est théoriquement impossible de déterminer les résistances accidentelles même approximativement, l'expérience a permis de rassembler quelques valeurs et il est aujourd'hui d'usage d'admettre que ces résistances atteignent environ le 25 % de la somme de toutes les autres forces.

**7. La somme des forces.**

Une fois les différentes composantes déterminées, il n'y a plus qu'à les additionner pour en trouver la somme. Il ne suffira pas en général de former cette somme pour une seule position de la vanne, mais il sera nécessaire de procéder point par point pour toute la hauteur de levage; un graphique dans lequel on portera la somme des forces en fonction de la hauteur rendra de bons services et permettra de déterminer facilement la valeur la plus grande de cette somme qui sera déterminante pour fixer la force des treuils cherchée. Il peut aussi être utile de porter sur le graphique les forces qui

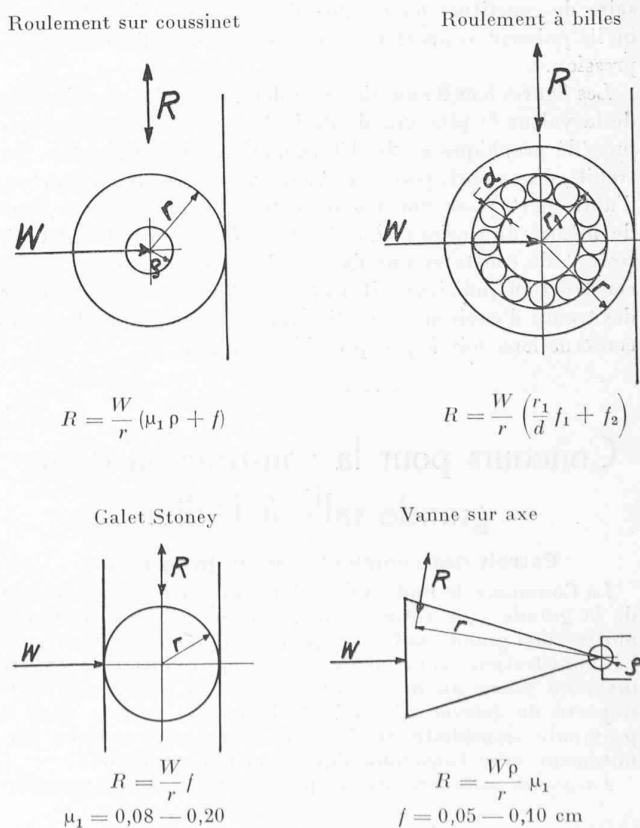


Fig. 7. — Résistance au frottement des appareils de roulement.

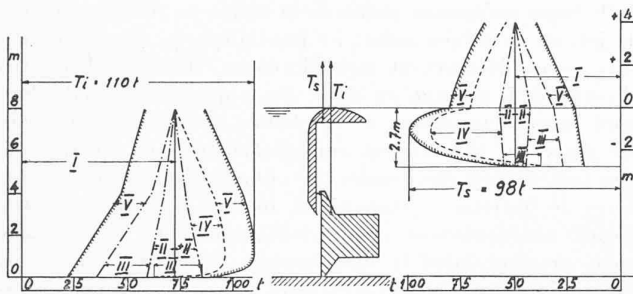


Fig. 8. — Force de levage pour une vanne-wagon double à crochet.

Vanne inférieure.

Vanne supérieure.

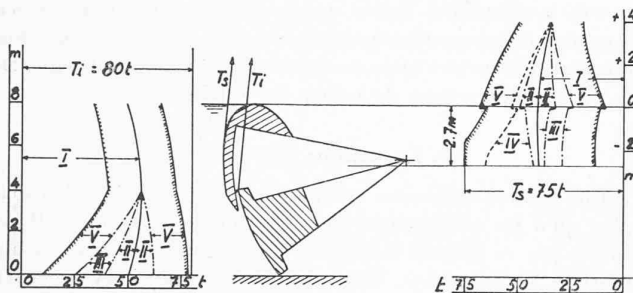


Fig. 9. — Force de levage pour une vanne secteur double.

I : Poids propre ; II : résistances au frottement ; III : forces hydrostatiques ; IV : forces hydrodynamiques ; V : résistances accidentelles ;  $T_i$  : force de levage de la vanne inférieure ;  $T_s$  : force de levage de la vanne supérieure.

agissent quand on ferme les vannes (les résistances au frottement, par exemple, deviennent négatives !) et de vérifier si la vanne se fermera par son poids propre ou s'il sera nécessaire de constituer les organes de manœuvre de telle façon qu'ils puissent supporter et transmettre des efforts de compression.

Les figures 8 et 9 nous donnent deux exemples de recherche de la valeur la plus grande de la force totale de levage par procédé graphique et de détermination de la puissance des treuils, d'une part, pour une vanne-wagon double à crochet, d'autre part, pour une vanne secteur double<sup>1</sup>, toutes deux de mêmes dimensions ( $L = 22,0$  m,  $H = 8$  m). Il est intéressant de constater que dans le deuxième cas, grâce à une construction judicieuse, il a été possible de réduire la force des treuils d'environ 25 %, bien que le poids propre des deux constructions soit à peu près identique.

## Concours pour la construction d'une grande salle à Pully.

### Extrait des commentaires du programme.

La Commune de Pully a décidé d'édifier, sur l'emplacement de la grande salle actuelle, un bâtiment nouveau destiné à abriter une grande salle, une petite salle et des locaux pour l'administration communale (Services industriels). Cette diversité donne au projet un caractère de complexité qu'il importe de relever. Cependant, le nouvel édifice, situé à proximité immédiate du Prieuré, devra s'harmoniser parfaitement avec l'ensemble dans lequel il est prévu.

La grande salle sera utilisée pour toutes sortes de manifes-

<sup>1</sup> Brevet déposé par la S. A. C. Zschokke, constructions métalliques, à Döttingen.

tations pouvant se succéder dans la même soirée. Il y sera donné : des représentations théâtrales, des concerts, des soirées de sociétés, des représentations cinématographiques, des conférences, des expositions, des congrès, des banquets et des bals.

La petite salle sera utilisée pour des petits concerts, des assemblées, des votations, etc. Elle doit pouvoir être séparée complètement de tous les autres locaux pour permettre à certaines manifestations particulières de s'y dérouler dans la plus grande tranquillité.

### Rapport du jury.

Le jury chargé d'examiner les projets déposés ensuite du concours pour la construction d'une grande salle à Pully, s'est réuni les 7, 8, 15 et 16 février 1945.

Il était composé de M. Ch. Milliquet, municipal, directeur des bâtiments, président en l'absence de M. Besson, syndic de Pully, mobilisé, de MM. Alph. Laverrière, architecte à Lausanne, Ad. Guyonnet, architecte à Genève, R. Loup, architecte à Lausanne, Cl. Jaccottet, architecte à Lausanne, G. Blanc, président de l'Union des Sociétés locales à Pully, R. Oguey, chef de service à la Direction des travaux, et G. Lerch, architecte à Lausanne, membre suppléant.

Il a constaté que 40 projets avaient été déposés dans les délais prévus, et a pris position dans le cas de deux concurrents, dont l'un a envoyé tardivement le mémoire descriptif demandé, et dont l'autre a omis de remettre les pièces demandées par l'article 13 F. du règlement de concours. Dans le premier cas, le retard étant peu important, le jury a décidé de maintenir pour le jugement le projet du retardataire (devise « Rosamonde ») ; dans le deuxième cas, aggravé par le fait que la perspective est sur papier calque, il a décidé la mise hors concours du projet incriminé (devise « Molière »).

Le jury a statué sur le projet « La Viole » dont le porche d'entrée dépasse l'alignement imposé. A l'unanimité, il a admis que le dépassement en question pouvait être considéré comme étant de peu d'importance au sens de l'article 23 du programme de concours.

Après un échange de vues et une inspection générale des projets présentés, le jury décide de procéder aux différents tours éliminatoires en prenant comme base principale d'appréciation les points suivants :

1. Implantation. Accès et dégagements extérieurs. Entrées.
2. Position relative de la grande salle, de la petite salle et des Services industriels et leur indépendance. Proportions et distribution intérieure des éléments principaux.
3. Circulations, liaisons, foyers et locaux annexes.
4. Les scènes et leurs services.
5. La cuisine-relai, offices et buvette.
6. Aspect extérieur.

Quatre projets sont éliminés au premier tour pour insuffisance générale : N<sup>os</sup> 11 « Ad Gloriam », 27 « V. 11 », 32 « Vivre », 39 « E. T. 1945 ».

Au deuxième tour, les projets suivants sont éliminés pour manque de qualités suffisantes au point de vue architectural ou de compréhension dans l'interprétation du programme : N<sup>os</sup> : 1 « Sufran », 3 « Symphonie », 5 « Terpsichore », 14 « Pierre et bois », 16 « Coquelin », 17 « Voilà », 26 « Ordonné », 28 « Lux », 29 « Le Prieuré », 31 « Oedipe », 33 « Pulliérane », 34 « Pollius 2 », 35 « Amédée », 36 « Lac ».

Dans un troisième tour, le jury élimine les projets suivants qui présentent encore trop de défauts importants tout en témoignant d'une meilleure recherche d'une solution satisfaisante : N<sup>os</sup> 6 « Caro », 7 « Trille », 8 « La comète », 9 « Pollius 1 », 10 « Terre et eau », 13 « Les Monts », 15 « Euterpe », 18 « Vox », 20 « 1945 », 21 « Bacchus », 22 « St-Germain », 24 « Eurydice », 37 « Nimbus », 38 « Rosamonde », 40 « 15 367 m<sup>3</sup> ».

Le jury décide alors de procéder à une analyse détaillée des projets restant en présence après avoir passé encore une fois en revue tous les projets, conformément à l'article 33 des Principes de la S. I. A., y compris celui qui avait été écarté dès le début pour infraction au Règlement.

Il décide de prendre en considération pour un achat éventuel le projet « Molière » qui avait été mis hors concours et d'en faire la critique détaillée.

(Suite à la page 60).