

Notes sur un problème d'hydraulique

Autor(en): **Chavannes, Roger**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Bulletin de la Société vaudoise des ingénieurs et des architectes**

Band (Jahr): **18 (1892)**

Heft 3 & 4

PDF erstellt am: **22.05.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-16934>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

BULLETIN

DE LA SOCIÉTÉ VAUDOISE

DES INGÉNIEURS ET DES ARCHITECTES

PARAISANT 8 FOIS PAR AN

Sommaire : Note sur un problème d'hydraulique, par Roger Chavannes, ingénieur. — Les accidents dans les mines, par Ch. de Sinner, ingénieur. (Seconde partie.) Avec planche N° 5. — Données expérimentales sur la construction des chaussées et des trottoirs dans les grandes villes. — Procédé pour conserver et durcir la molasse d'Ostermundingen. — Société vaudoise des Ingénieurs et des Architectes.

NOTES SUR UN PROBLÈME D'HYDRAULIQUE

par Roger CHAVANNES, ingénieur.

Un des problèmes que l'on rencontre le plus fréquemment dans l'hydraulique est le suivant :

Etant donné une conduite circulaire dont on connaît la longueur, le diamètre et le degré d'incrustation, ainsi que la pression statique, quelle est la puissance la plus grande que puisse fournir un moteur branché sur cette conduite et absorbant toute l'eau qu'elle peut fournir. On suppose la source d'eau illimitée en quantité.

Un second problème qui peut, comme nous le verrons, se ramener au premier, est :

Etant donné qu'on veuille obtenir un moteur d'une puissance déterminée, quel sera le diamètre minimum de la conduite d'eau aboutissant à ce moteur, la longueur de la conduite et la charge statique étant connues.

Reprenons le premier problème et appelons :

- P la pression statique sur le moteur en mètres d'eau ;
- I la perte de charge totale, en mètres ; c'est-à-dire le produit de la perte de charge par mètre courant i par la longueur des tuyaux L ;
- $P - I$ = charge disponible à l'extrémité de la conduite ;
- T la puissance du moteur en chevaux-vapeur ;
- η le rendement du moteur ;
- b un coefficient ;
- q le débit en litres par seconde ;
- Q le débit en mètres cubes par seconde.

Définissons d'abord le coefficient b . Dans le remarquable travail de M. H. Vallot : *Du mouvement de l'eau dans les conduites circulaires* (Paris, 1888, Steinheil éditeur), l'auteur s'appuie dans ses calculs sur les formules de M. Maurice Lévy, formules plus exactes que celle de Darcy.

Appelant R le rayon de la conduite, la formule de M. Lévy est :

$$\mu = 20.5 \sqrt{R(1 + 3\sqrt{R})}$$

pour des tuyaux à légère incrustation ; soit ce qu'on appelle tuyaux usagés

$$\beta = \frac{Q}{\sqrt{i}}$$

Appelant ensuite ω la section du tuyau, D son diamètre, U la vitesse moyenne de l'eau, on a

$$U = \mu \sqrt{i}$$

$$Q = \omega U = \frac{\pi D^2}{4} U$$

$$Q = \mu \omega \sqrt{i} = \beta \sqrt{i}$$

Ainsi β est le produit d'un coefficient μ qui ne dépend que du diamètre de la conduite par la section de celle-ci. L'ouvrage précité donne des tables complètes de β .

Nous pouvons écrire :

$$q = b \sqrt{I} = b \sqrt{i} L$$

ou

$$\frac{Q}{1000} = q = b \sqrt{L} \sqrt{i}$$

d'où

$$\beta = 1000 b \sqrt{L}$$

$$b = \frac{\beta}{1000 \sqrt{L}}$$

Si le diamètre est déterminé, ainsi que la longueur, ce qui est le cas dans le premier problème, b est une *constante*.

Cela dit cherchons l'équation du travail

$$T = q (P - I) \eta \frac{1}{75}$$

$$T = \eta b \sqrt{I} (P - I) \frac{1}{75}$$

ou en réunissant les constantes

$$T = C \sqrt{I} (P - I)$$

Le maximum de cette expression sera donné par

$$\frac{dT}{dI} = 0$$

T est nul pour $I = 0$ et pour $I = P$

$$\frac{dT}{dI} = C \left[\frac{1}{2} \frac{P - I}{\sqrt{I}} - \sqrt{I} \right] = 0$$

d'où

$$\frac{1}{2} (P - I) = I$$

$$P = 3I$$

Ainsi le maximum de puissance du moteur est obtenu quand la perte de charge est égale au $\frac{1}{3}$ de la pression statique. Autrement dit le moteur devra être calculé pour une pression dynamique égale aux $\frac{2}{3}$ de la pression statique.

Ce résultat a cela de remarquable que le rapport trouvé est

complètement indépendant de la longueur de la conduite, de son diamètre, du degré d'incrustation et de la pression. La conduite pourra être formée de tuyaux de tous les diamètres possibles, avec des coudes et rétrécissements quelconques. Le maximum de force obtenue s'obtiendra toujours pour une perte de charge égale au $\frac{1}{3}$ de la pression statique.

Il va sans dire que la grandeur absolue du travail obtenu dépend du tuyau et de la pression ; et il ne faut pas oublier que nous avons supposé la source d'eau illimitée.

Dans le cas où le débit est limité, le problème change de nature. Le maximum de travail peut correspondre à un débit supérieur à la limite. Le problème se pose alors ainsi : Etant donné une conduite déterminée aboutissant à une source limitée, quel est le maximum de travail qu'on puisse obtenir ? Il suffit alors de calculer la perte de charge pour ce débit limité.

Si cette perte est inférieure au $\frac{1}{3}$ de la pression statique le travail devient une constante et n'est plus susceptible d'un maximum proprement dit.

La plus grande quantité d'eau que puisse fournir une conduite déterminée correspond à $I = P$. Si nous appelons M cette quantité, et m le débit correspondant au maximum de puissance on aura

$$\frac{m}{M} = \sqrt{\frac{1}{3}} = 0.578$$

Nous avons résolu le premier problème. Reste le second, où le travail est donné et le diamètre inconnu.

Mais puisqu'au travail maximum correspond $\frac{I}{P} = \frac{1}{3}$ quand le diamètre est connu, il en résulte que ce diamètre est le minimum pour la puissance T trouvée. Par conséquent le second problème revient au premier, et le minimum du diamètre correspondra à celui qui est déterminé par la condition

$$\frac{I}{P} = \frac{1}{3}$$

Afin d'appuyer nos déductions théoriques nous allons examiner quelques applications, en faisant le détail des calculs.

1^{er} exemple.

On dispose de deux conduites ajoutées bout à bout, dont la première a un diamètre de 200 mm. réduit par l'incrustation à 170 mm. Sa longueur est de 175 mètres. La seconde a 160 mm. réduit par l'incrustation à 130 mm., et une longueur de 280 mètres.

On supposera nulles les pertes de charge par rétrécissements et coudes.

La pression statique est au bas de la seconde conduite de 64 mètres.

On demande quelle est la puissance maximale du moteur placé à l'extrémité de la seconde conduite, en supposant au moteur un rendement de 60 %.

$$\frac{P}{3} = \frac{64}{3} = 21.33 \text{ m.}$$

Le moteur devra donc être construit pour une pression de $64 - 21.33 = 42.7$ mètres.

L'équation de continuité, c'est-à-dire l'égalité du débit des deux tuyaux conduit à ce résultat que leurs pertes de charge

respectives doivent être proportionnelles à leurs longueurs et à l'inverse des carrés des coefficients β qui sont

$$\begin{aligned} \text{pour } D &= 0.170 & \beta &= 0.18575 \\ D &= 0.130 & \beta &= 0.09216 \end{aligned}$$

$$\left(\frac{1}{0.18575}\right)^2 = 29.16$$

$$\left(\frac{1}{0.09216}\right)^2 = 118.8$$

Appelons i_1 la perte par mètre de la 1^{re} conduite.

$$\begin{array}{llll} i_2 & \gg & \gg & 2^{\text{de}} \gg \\ I_1 & \gg & \text{totale} & \gg 1^{\text{re}} \gg \\ I_2 & \gg & \gg & \gg 2^{\text{de}} \gg \end{array}$$

On aura

$$\frac{i_1}{i_2} = \frac{29.16}{118.8} = 0.245$$

$$\frac{I_1}{I_2} = \frac{175}{280} \times 0.245 = 0.153$$

$$I_1 + I_2 = 21.33$$

$$\text{d'où } I_1 = 2.82 \quad I_2 = 18.51$$

Il reste à calculer le débit pour ces pertes de charge. Les deux calculs doivent donner le même résultat.

1^{re} conduite :

$$I_1 = 2.82 \quad i_1 = \frac{I_1}{175} = 0.0161 \quad \sqrt{i_1} = 0.1269$$

$$Q = \beta \sqrt{i} = 0.18575 \times 0.1269 = 23.6 \text{ litres par seconde.}$$

2^{de} conduite :

$$I_2 = 18.51 \quad i_2 = \frac{I_2}{280} = 0.066 \quad \sqrt{i_2} = 0.2569$$

$$Q = \beta \sqrt{i} = 0.09216 \times 0.2569 = 23.6 \text{ litres par seconde.}$$

La puissance maximale du moteur sera donc :

$$23.6 \times \frac{0.60}{75} \times 42.7 = 8.06 \text{ chevaux.}$$

On aurait pu trouver le même résultat par tâtonnement, en formant le tableau à la page suivante.

On retrouve ainsi, par de longs calculs, ce qu'on aurait pu trouver immédiatement, comme nous l'avons fait ci-dessus.

Près du maximum on peut admettre une variation assez grande du débit sans que la force obtenue varie beaucoup. Le tableau montre qu'on peut obtenir 7.1 chevaux entre 17 et 30 litres par seconde, avec un maximum de 8.06. S'il s'agissait de calculer une turbine de 6 chevaux par exemple, on pourrait prendre une perte de charge de 12 à 15 mètres sur 64, et la marge pour l'encrassement subséquent des tuyaux serait encore suffisante pour quelques années.

2^d exemple.

Une conduite neuve vient d'être posée. Elle a 395 mètres de longueur et 200 mm. de diamètre. On veut placer à l'extrémité une turbine de 15 chevaux à 0.6 de rendement. La pression statique est de 57 mètres. On demande qu'elle est l'incrustation limite pour laquelle la force de 15 chevaux sera encore obtenue.

La turbine devra être construite pour une pression de $57 \times \frac{2}{3} = 38$ mètres, pour obtenir la plus grande marge possible.

Le débit correspondant sera :

Débit q litres par seconde	$\sqrt{i_1}$ $= \frac{Q}{\beta}$ en mètres	i_1 mm. par mètre	I_1 en mètres	$\sqrt{i_2}$ $= \frac{Q}{\beta}$ en mètres	i_2 mm. par mètre	I_2 en mètres	Perte totale en mètre	T en chevaux
	1 ^{re} conduite L = 175 m. $\beta = 0.18575$			2 ^e conduite L = 280 m. $\beta = 0.09216$			2 conduites ensemble	
1	0.0054	0.0290	0.005	0.011	1.18	0.033	0.038	0.5
5	0.02690	0.7236	0.127	0.054	2.95	0.82	0.95	2.5
10	0.0538	2.894	0.508	0.109	11.88	3.34	3.85	4.8
11.5	0.0620	3.844	0.675	0.126	15.8	4.42	5.09	5.5
15	0.0870	6.512	1.145	0.163	26.6	7.15	8.29	6.7
17	0.0915	8.372	1.45	0.185	34.2	9.6	11.05	7.2
20	0.1076	11.576	2.03	0.218	47.5	13.3	15.3	7.8
23	0.1240	15.376	2.67	0.252	63.5	17.8	20.5	8.—
23.6	0.1269	16.1	2.82	0.257	66.—	18.51	21.3	8.06
30	0.1614	26.0	4.58	0.326	106.—	29.7	34.3	7.15
40	0.2152	46.3	8.13	0.436	190.—	53.—	61.1	0.96

$$q = 15 \times \frac{75}{0.6} \frac{1}{38} = 49.3 \text{ litres par seconde.}$$

Il reste à déterminer le diamètre des tuyaux pour ce débit de 49.3 litres et une perte de charge de $57 - 38 = 19$ mètres.

$$I = 19 \quad i = \frac{19}{395} = 0.0482$$

$$\sqrt{i} = 0.2195$$

$$\beta = \frac{Q}{\sqrt{i}} = \frac{0.0493}{0.2195} = 0.225$$

Les tables de M. Vallot fournissent le diamètre correspondant de 182 mm.

Ainsi, dès que l'incrustation aura réduit le diamètre du tuyau de 200 à 182 mm. on ne pourra plus obtenir 15 chevaux.

182 mm. est le diamètre *minimum*.

3^e exemple.

On dispose d'une chute de 39 mètres dans une rivière entre deux points distants de 500 m., le long d'un chemin où l'on peut placer une canalisation.

L'eau n'est pas incrustante. On demande le diamètre minimum de la conduite pour une force de 52 chevaux à obtenir avec une turbine de 60 % de rendement.

La rivière fournit au minimum 1700 litres à la seconde.

La conduite sera naturellement calculée comme usagée, c'est-à-dire dans l'état où elle sera après quelques années de fonctionnement, sans incrustation réduisant le diamètre.

Faisons d'abord un tableau comme ci-dessus. On aura :

Perte de charge		Chute disponible m.	Débit pour 52 chevaux		Diamètre du tuyau en mm.
sur 500 m.	mm. par m.		minute	seconde	
0	0	39	10.000	167	∞
2	4	37	10.700	178	500
8	16	31	12.600	210	390
10	20	29	13.400	224	385
12	24	27	14.400	240	382
14	28	25	15.600	260	383
16	32	23	17.000	284	385

Nous trouvons un diamètre minimum de 382 mm. pour une pression dynamique de 27 m.

Le calcul direct donne

$$P \times \frac{2}{3} = 39 \times \frac{2}{3} = 26 \text{ m.} \quad i = \frac{13}{500} = 26 \text{ mm.}$$

$$q = \frac{75 \times 52}{26 \times 0.6} = 250$$

$$\beta = \frac{Q}{\sqrt{i}} = \frac{0.0493}{\sqrt{0.026}} = \frac{0.250}{0.161} = 1.55$$

Le diamètre correspondant est 381.60 mm.

Dans le cas particulier il est plus instructif de faire un tableau de quelques valeurs ; mais la connaissance du maximum est précieuse pour empêcher des calculs inutiles.

Neuchâtel, février 1892.

LES ACCIDENTS DANS LES MINES

par CH. DE SINNER, ingénieur.

(Seconde partie. Planche N° 5.)

II. MOYENS PROPRES A PRÉVENIR LES ACCIDENTS¹

Après avoir étudié les données statistiques sur les accidents de mines aux divers points de vue de leurs causes, de leurs conséquences et de leur fréquence croissante ou décroissante entre deux périodes consécutives, nous allons rechercher les principales causes de ces tristes accidents et surtout les moyens les plus propres à prévenir leur retour, ceux qui ont le plus contribué à abaisser le risque des mineurs.

Pour les causes, nous devons nous borner à résumer ce que les travaux des savants et des ingénieurs les plus compétents nous apprennent à leur sujet, en dégagant autant que possible de ces nombreuses et volumineuses études les résultats pratiques et définitivement acquis à la science des mines. Dans l'é-

¹ La 1^{re} partie a paru dans le *Bulletin* de 1891, page 265.