Zeitschrift: Bulletin de la Société vaudoise des ingénieurs et des architectes
Band: 24 (1898)
Heft: 1

Artikel: Sur les tuyauteries d'aspiration des pompes à mouvement alternatif
Autor: Belmont, Ch.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-20326

24e ANNEE — 1898 — N° 1

BULLETIN

DE LA SOCIÉTÉ VAUDOISE

DES INGÉNIEURS ET DES ARCHITECTES

PARAISSANT A LAUSANNE 8 FOIS PAR AN

Administration : Place de la Louve. (GEORGES BRIDEL & Cie éditeurs.)

Rédaction : Rue Pépinet, 1. (M. A. VAN MUYDEN, ing.)

Volume V

Sommaire : Sur les tuyauteries d'aspiration des pompes à mouvement alternatif, par Ch. Belmont, ingénieur. — Inspectorat des installations électriques — Documents administratifs. Cahier des charges: conditions générales pour la soumission et l'exécution des travaux publics de la Confédération.

SUR LES TUYAUTERIES D'ASPIRATION

DES POMPES A MOUVEMENT ALTERNATIF

par CH. BELMONT, ingénieur.

Quoique la pompe à mouvement alternatif soit un engin d'application courante dont les règles de construction sont bien connues de tous les techniciens, les déceptions auxquelles elle donne lieu dans la pratique n'en sont pas moins nombreuses et sérieuses. Le fonctionnement défectueux de ces pompes se traduit par des coups de bélier et par un mauvais rendement en volume.

Ces phénomènes ont presque toujours leur cause dans la tuyauterie d'aspiration de la pompe pour l'établissement de laquelle on n'a pas observé les lois de la mécanique. Ces lois qui relient le mouvement de la pompe avec les conditions de sa tuyauterie d'aspiration nous paraissant peu connues, nous croyons faire œuvre utile à tous en les établissant d'une manière complète pour nos collègues.

Cette théorie a été donnée sommairement en premier lieu par M. Widmann, ingénieur de la marine française. Nous l'avons développée et complétée en tenant compte des pertes de charge dans la tuyauterie d'aspiration ainsi que des divers facteurs pouvant jouer un rôle appréciable.

Nous rappelons la loi fondamentale du mouvement des corps

$$F = mf \qquad \text{d'où} \qquad f = \frac{F}{m}, \qquad (1)$$

où F = force qui agit sur un corps en mouvement;
m = masse de ce corps;
f = accélération de ce corps;
v = vitesse du corps;
t = temps d'action de la force.

Considérons une conduite d'eau aboutissant à une pompe à mouvement alternatif et appliquons-lui la formule ci-dessus sous sa seconde forme qui donne la valeur de l'accélération.

Soit :

H = la pression du milieu dans lequel se fait l'aspiration.
h_1 = la hauteur d'aspiration.
h_0 = la hauteur d'eau nécessaire pour soulever le clapet d'aspiration.
h_2 = les pertes de charge dans la conduite d'aspiration.
$\frac{v_0^2}{2g}$ = la charge génératrice de la vitesse dans la conduite.

Toutes ces quantités exprimées en mètres de hauteur d'eau.

La charge d'eau disponible pour produire le mouvement de l'eau dans la conduite d'aspiration est de :

$$h' = H - (h_0 + h_1) - \left(h_2 + \frac{v_0^2}{2g}\right).$$

La pression effective sur la conduite d'un diamètre d exprimé en mètres, est donc de :

$$F = \frac{\pi d^2}{4} h'\gamma = \frac{\pi d^2}{4} h' \times 1000,$$

γ = densité du liquide.

Cette pression F est précisément la force qui agit sur la masse d'eau contenue dans la conduite d'aspiration. Si l = longueur de cette conduite en mètres, la masse est de :

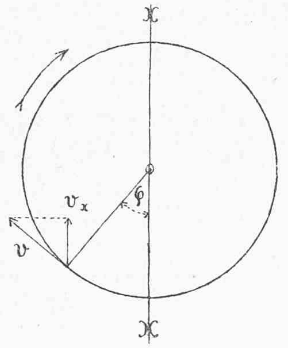
$$m = \frac{\pi d^2}{4} l . \gamma \frac{1}{g} = \frac{\pi d^2}{4} \frac{l}{g} . 1000.$$

Ces quantités, introduites dans la formule (1) donnent :

$$f = \frac{F}{m} = \frac{\frac{\pi d^2}{4} . h' . \gamma}{\frac{\pi d^2}{4} . \frac{l}{g} . \gamma} = h' . \frac{g}{l} . \qquad (2)$$

La pompe est commandée par une bielle attelée sur un maneton animé d'un mouvement de rotation uniforme ; pour simplifier nous supposerons cette bielle de longueur infinie : le mouvement du piston se confond alors avec le mouvement de la projection du maneton sur l'axe $x.x$ de la pompe (figure ci-après).

Dans ces conditions soit :



ω_0 = la vitesse angulaire uniforme du maneton ou l'angle décrit en une seconde par ce maneton.

r = le rayon du maneton, en mètres.

v = la vitesse du maneton, en mètres $= r\omega_0 =$ constante.

φ = l'angle variable du rayon de manivelle avec l'axe $x.x$ de la pompe.

v_x = la vitesse du piston, en mètres.

On a : $$v_x = v \sin\varphi = r\omega_0 \sin\varphi$$

mais $\varphi = \omega_0 t$ d'où $v_x = r\omega_0 \sin \omega_0 t$.

Si nous appelons f' l'accélération du piston, on a :

$$f' = \frac{dv_x}{dt} = r\omega_0 \cos(\omega_0 t) \times \omega_0 = r\omega_0^2 \cos(\omega_0 t) = r\omega_0^2 \cos\varphi.$$

On voit que f' est maximum pour $\cos\varphi = 1$ soit pour $\varphi = 0$ et 180°, c'est-à-dire aux deux points morts.

Pour qu'il n'y ait pas de coups de bélier à l'aspiration il faut que l'eau suive toujours le piston de la pompe, c'est-à-dire qu'à aucun moment le débit du piston ne soit supérieur à celui que peut donner la tuyauterie ; en d'autres termes il faut que l'on ait toujours :

$$f \geqq f'.$$

Remplaçant f et f' par les valeurs trouvées plus haut, il faut :

$$h' \frac{g}{l} \geqq r\omega_0^2 \cos\varphi, \qquad (3)$$

ou $$h' \geqq \frac{l}{g} r\omega_0^2 \cos\varphi,$$

où comme nous l'avons dit :

$$h' = \mathrm{H} - (h_0 + h_1) - \left(h_2 + \frac{v_0^2}{2g}\right).$$

H, h_0, h_1 sont des constantes, tandis que h_2 et $\frac{v_0^2}{2g}$ sont des variables dépendant de la vitesse de l'eau dans la conduite et par conséquent du mouvement de la pompe.

Si v_0 = vitesse de l'eau dans la conduite on sait qu'on a :

$$h_2 = \frac{2b \cdot v_0^2}{d} l,$$

avec $b = 0{,}001$ en moyenne pour tuyaux vieux.

Outre d = diamètre de la tuyauterie d'aspiration, posons

d_1 = diamètre du piston de la pompe, en mètres [1].

Alors : $$v_0 = v_x \left(\frac{d^1}{d}\right)^2,$$

et l'on a par suite :

$$h' = \mathrm{H} - (h_0 + h_1) - \left(\frac{d_1}{d}\right)^4 v_x^2 \left(\frac{2b.l}{d} + \frac{1}{2g}\right).$$

Avec cette valeur de h' l'équation (3) devient :

$$\mathrm{H} - (h_0 + h_1) - \left(\frac{d_1}{d}\right)^4 \left(\frac{2b.l}{d} + \frac{1}{2g}\right) v_x^2 \geqq \frac{l}{g} r\omega_0^2 \cos\varphi.$$

Pour simplifier les écritures, posons :

$$\left(\frac{d_1}{d}\right)^4 \left(\frac{2bl}{d} + \frac{1}{2g}\right) = \mathrm{C},$$

et remplaçons v_x par sa valeur $r\omega_0 \sin\varphi$; il vient :

$$\mathrm{H} - (h_0 + h_1) \geqq \mathrm{C}r^2\omega_0^2 \sin^2\varphi + \frac{l}{g} r\omega_0^2 \cos\varphi. \qquad (4)$$

φ étant variable il faut introduire dans le second membre la valeur spéciale de φ qui le rend maximum. Pour trouver ce maximum il suffit, comme on sait, de prendre la dérivée par rapport à φ et de l'égaler à zéro.

Soit $$d\left[\mathrm{C}r^2\omega_0^2 \sin^2\varphi + \frac{l}{g} r\omega_0^2 \cos\varphi\right] = 0,$$

ou $$2.\mathrm{C}r^2\omega_0^2 \sin\varphi \cos\varphi - \frac{l}{g} r\omega_0^2 \sin\varphi = 0,$$

ou $$\sin\varphi \left[2\mathrm{C}r^2\omega_0^2 \cos\varphi - \frac{l}{g} r\omega_0^2\right] = 0.$$

On obtient une première solution pour $\sin\varphi = 0$ soit pour $\varphi = 0$ ou 180° ; alors $\cos\varphi = 1$ et l'équation (4) devient :

$$\mathrm{H} - (h_0 + h_1) \geqq \frac{l}{g} r\omega_0^2.$$

Nous verrons plus loin que cette condition est *indispensable, mais non suffisante*.

Le deuxième maximum a lieu pour :

$$2\mathrm{C}r^2\omega_0^2 \cos\varphi = \frac{l}{g} r\omega_0^2$$

ou $$\cos\varphi = \frac{l}{2g\mathrm{C}r}, \qquad \text{et} \qquad \sin^2\varphi = 1 - \frac{l^2}{(2g\mathrm{C}r)^2}.$$

Introduisant ces valeurs dans l'équation (4) il vient :

$$\mathrm{H} - (h_0 + h_1) \geqq \mathrm{C}r^2\omega_0^2 + \frac{\left(\frac{l}{2g}\right)^2}{\mathrm{C}} \omega_0^2,$$

ou encore $$\frac{\mathrm{H} - (h_0 + h_1)}{\omega_0^2} \geqq \mathrm{C}r^2 + \frac{\left(\frac{l}{2g}\right)^2}{\mathrm{C}}, \qquad (5)$$

avec, comme nous l'avons posé :

$$\mathrm{C} = \left(\frac{d_1}{d}\right)^4 \left(\frac{2b.l}{d} + \frac{1}{2g}\right).$$

Telle est la formule à laquelle doivent satisfaire les différents

[1] Nous avons admis ici pour simplifier que le diamètre de la soupape d'aspiration était égal au diamètre de la tuyauterie d'aspiration ; quoique ce soit généralement le cas cette condition n'est pas nécessaire ; mais il est facile de voir la correction à apporter aux formules pour tenir compte de la différence de ces diamètres, si elle existe.

éléments de la pompe et de la tuyauterie si l'on veut éviter les coups de bélier et le rendement réduit.

Dans cette formule (5) il peut arriver que C se présente comme inconnue, les autres quantités H, h_0, h_1, ω_0, r et l étant connues. Cherchons la valeur de C en fonction de ces données.

Dans (5) multiplions tous les membres par C

$$\frac{H-(h_0+h_1)}{\omega_0^2}\,C \geqq C^2r^2+\left(\frac{l}{2g}\right)^2,$$

ou encore $$C^2r^2 - C\,\frac{H-(h_0+h_1)}{\omega_0^2}+\left(\frac{l}{2g}\right)^2 \leqq 0.$$

Equation du second degré qui donne pour C la valeur suivante :

$$C \leqq \frac{\dfrac{H-(h_0+h_1)}{\omega_0^2} \pm \sqrt{\left[\dfrac{H-(h_0+h_1)}{\omega_0^2}\right]^2-\left(2r\dfrac{l}{2g}\right)^2}}{2r^2}. \qquad (6)$$

Pour que le signe sous le radical n'ait pas une valeur imaginaire, c'est-à-dire pour que le problème soit soluble il faut :

$$\frac{H-(h_0+h_1)}{\omega_0^2} \geqq r\frac{l}{g}. \qquad (7)$$

Cette condition, déjà trouvée précédemment, est donc *indispensable*. On peut remarquer que le diamètre de la tuyauterie et celui de la pompe n'entrent pour rien dans cette condition.

Dans la formule (6) on devra prendre le signe — devant le radical puisqu'il donne la plus petite valeur de C.

Cas particulier. Si on a précisément :

$$\frac{H-(h_0+h_1)}{\omega_0^2} = r\frac{l}{g},$$

c'est-à-dire si on est à la limite du bon fonctionnement, l'équation (6) devient :

$$C \leqq \frac{H-(h_0+h_1)}{2r^2\omega_0^2} \leqq \frac{H-(h_0+h_1)}{2v^2}.$$

Appelant v_m la vitesse moyenne du piston on a :

$$v = \frac{\pi}{2}v_m,$$

et par suite : $$C \leqq \frac{[H-(h_0+h_1)]\times 2}{\pi^2 v_m^2},$$

ou, en remplaçant C par sa valeur :

$$\left(\frac{d_1}{d}\right)^4\left(\frac{2bl}{d}+\frac{1}{2g}\right) \leqq \frac{2[H-(h_0+h_1)]}{\pi^2 v_m^2}.$$

Discussion de la condition (7)

$$\frac{H-(h_0+h_1)}{\omega_0^2} \geqq r\frac{l}{g}.$$

On peut écrire cette condition sous la forme suivante :

$$H-(h_0+h_1) \geqq \frac{\omega_0^2 r^2}{r}\cdot\frac{l}{g} \geqq \frac{v^2}{r}\cdot\frac{l}{g} \geqq \frac{\pi^2}{4}\cdot\frac{l}{g}\cdot\frac{v_m^2}{r},$$

ou encore $$l \leqq [H-(h_0+h_1)]\frac{4}{\pi^2}\cdot\frac{g}{l}\cdot\frac{r}{v_m^2}.$$

On voit que l grandit proportionnellement au rayon et diminue proportionnellement au carré de la vitesse moyenne ; il y a donc intérêt à adopter, pour un débit donné, une grande course et une faible vitesse de rotation.

Remarquons en passant que dans l'expression

$$C = \left(\frac{d_1}{d}\right)^4\left(\frac{2bl}{d}+\frac{1}{2g}\right)$$

on peut éliminer le diamètre d_1 en introduisant à sa place le débit de la pompe q et la vitesse moyenne du piston v_m. On a en effet, avec la pompe à simple effet, pour l'expression du débit q en mètres cubes par seconde :

$$q = \frac{1}{2}\,\eta\,\frac{\pi d_1^2}{4}\,v_m,$$

où η = rendement en volume, d'où

$$d_1^4 = \left(\frac{q}{v_m}\right)^2\left(\frac{8}{\pi}\right)^2\frac{1}{\eta^2}, \qquad (7)$$

et, avec la pompe à double effet :

$$d_1^4 = \left(\frac{q}{v_m}\right)^2\left(\frac{4}{\pi}\right)^2\frac{1}{\eta^2}. \qquad (8)$$

Le problème général se présentera le plus souvent avec C comme inconnue. On suivra alors pour les calculs la marche suivante :

On choisira d'abord la vitesse moyenne du piston et sa course de manière à satisfaire à la condition

$$H-(h_0+h_1) \geqq \frac{\pi^2}{4}\cdot\frac{l}{g}\cdot\frac{v_m^2}{r},$$

on calculera ensuite la valeur maxima de C par la formule (6) ; on déterminera ensuite d_1 et d_1^4 par l'une des formules (7) ou (8) ; puis on introduira différentes valeurs supposées de d dans l'expression de C en procédant par approximations successives.

La valeur ainsi trouvée pour d étant une valeur minima, il sera prudent d'arrondir ce diamètre en le forçant.

Applications de ces formules. Dans une installation existante de pompe à simple effet on a :

H = 10m330 ou la pression atmosphérique,
h_1 = 4m70 $\quad h_0$ = 0m13 $\quad$ d'où $\quad (h_1+h_0)$ = 4m83,
l = 48 m. $\quad r$ = 0m09 $\quad d_1$ = 0m09.

Quel est le nombre de tours maximum que peut faire cette pompe et quel débit aura-t-elle alors ?

On a :

$$\omega_0^2 \leqq \frac{[H-(h_0+h_1)]g}{l.r} \leqq \frac{(10^m33-4^m83)\times 9{,}81}{48\times 0^m09} \leqq 12{,}5$$

ou $\omega_0 \leqq 3{,}54$, et nombre de tours

$$n \leqq \frac{60\,\omega_0}{2\pi} \leqq 34 \text{ tours.}$$

Débit de la pompe avec η = 0,80 (par minute) :

$$q = \frac{1}{2}\,\eta\,\frac{\pi d_1^2}{4}\,v_m = \frac{1}{2}\,0{,}80\times\frac{\pi\times(0{,}09)^2}{4}\times 0^m20\times 60'' = 0^{m3}0306.$$

Si l'on calcule d on trouve $d \geqq$ 85 mm.

Quelle est la plus grande longueur de tuyauterie d'aspiration qu'on peut donner à cette même pompe si on la fait marcher à

80 tours par minute? et quel doit être le diamètre minimum de la tuyauterie?

On a:

$$l \leqq \frac{[H - (h_0 + h_1)]\,g}{r \cdot \omega_0^2} \leqq \frac{(10^m33 - 4^m83) \times 9{,}81}{0^m09 \times \left(\frac{80}{60}\,2\pi\right)^2} \leqq 8^m60.$$

Si nous adoptons $l = 8^m60$ on trouve pour C

$$C \leqq \frac{2[H - (h_0 + h_1)]}{\pi^2 v_m^2} \leqq \frac{2(10^m33 - 4^m83)}{\pi^2 \times (0{,}48)^2} \leqq 4{,}84.$$

Par suite $\left(\frac{0{,}09}{d}\right)^4 \left(\frac{2b.l}{d} + \frac{1}{2g}\right) \leqq 4{,}84,$

ce qui donne $d \geqq 65^{mm}.$

Dans les pompes à eau ordinaires, où l'on a $H = 10^m33$ d'eau ou la pression atmosphérique, il est rare qu'on n'arrive pas facilement à réaliser la condition (7) $\frac{H-(h_0+h_1)}{\omega_0^2} \geqq r\frac{l}{g}$, si l'on s'en tient aux vitesses de piston généralement admises $v_m = 0^m20$ à 0^m35.

En revanche lorsqu'on a à faire à des pompes qui aspirent dans un milieu où existe un vide relatif, telles les pompes de retour d'un appareil d'évaporation à effet multiple ou la pompe de retour d'un condenseur à surface de machine marine, il faut apporter la plus grande attention aux conditions de l'aspiration. En effet, le milieu dans lequel la pompe aspire présente un vide atteignant jusqu'à 70 cm. de mercure ce qui correspond à une pression $H = {}^6/_{76}$ d'atmosphère $= \frac{6}{76} \times 10^m33$ $= 0^m81$ de hauteur d'eau. Dans l'équation (7) ci-dessus rappelée, même en supposant l'aspiration nulle ($h_1 = 0$ et $h_0 = 0$) on se rend compte que, avec

$$r\frac{l}{g}\,\omega_0^2 \leqq 0^m81,$$

on est conduit à des vitesses de piston très petites. Pour surmonter la difficulté on a recours aux différents moyens suivants: 1° Faire $h_0 = 0$ en actionnant mécaniquement le clapet d'aspiration au moment de sa levée. 2° Faire h_1 négatif, ce qui revient à dire que, si les circonstances locales le permettent, on devra placer le réservoir d'aspiration de la pompe en charge sur celle-ci. 3° Diminuer la longueur de la tuyauterie d'aspiration en plaçant le réservoir d'aspiration le plus près possible de la pompe et donner à cette tuyauterie un grand diamètre. 4° Diminuer la charge nécessaire pour engendrer la vitesse de l'eau $\frac{v_0^2}{2g}$ en donnant un grand diamètre à la tuyauterie et à la soupape d'aspiration.

Cas particulier. Admettons donc: 1° que le clapet d'aspiration est actionné mécaniquement ($h_0 = 0$); 2° que le niveau de l'eau dans le réservoir d'aspiration est au-dessus du haut du corps de pompe d'une hauteur h_1; 3° qu'on peut placer le réservoir d'aspiration tout contre le clapet d'aspiration et que le très court canal qui va de l'un à l'autre est de grand diamètre. Dans ces conditions, dans la valeur de

$$C = \left(\frac{d_1}{d}\right)^4 \left(\frac{2bl}{d} + \frac{1}{2g}\right),$$

on pourra négliger le terme $\frac{2bl}{d}$ par rapport à $\frac{1}{2g}$, ensorte qu'on a:

$$C = \left(\frac{d_1}{d}\right)^4 \frac{1}{2g},$$

où d est le diamètre du clapet d'aspiration. La formule (5) devient ainsi

$$\frac{H + h_1}{\omega_0^2} \geqq \left(\frac{d_1}{d}\right)^4 \frac{r^2}{2g} + \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{l^2}{2g}.$$

Enfin si $l = 0$ c'est-à-dire si le clapet d'aspiration est monté dans le réservoir d'aspiration on a:

$$(H + h_1) \geqq \left(\frac{d_1}{d}\right)^4 \frac{\omega_0^2 r^2}{2g} \geqq \left(\frac{d_1}{d}\right)^4 \frac{v^2}{2g} \geqq \left(\frac{d_1}{d}\right)^4 \frac{\pi^2}{4}\,\frac{v_m^2}{2g}.$$

On voit que dans ce cas on n'a plus à tenir compte du rayon de manivelle ou de la vitesse angulaire, mais seulement de la vitesse moyenne du piston; la charge totale nécessaire $(H + h_1)$ est en raison inverse de la quatrième puissance du diamètre de la soupape et en raison directe du carré de la vitesse moyenne du piston. Si nous observons en outre qu'avec une pompe à simple effet on a:

$$q = \frac{1}{2}\,\eta\,\frac{\pi d_1^2}{4}\,v_m,$$

d'où

$$\frac{\pi^2 d_1^4}{4}\,v_m^2 = 16\left(\frac{q}{\eta}\right)^2,$$

où q = débit de la pompe, en mètres cubes par seconde

η = rendement de la pompe;

la formule ci-dessus devient:

$$(H + h_1) \geqq 8\left(\frac{q}{\eta}\right)^2 \cdot \frac{1}{gd^4},$$

pour la pompe à simple effet, et

$$(H + h_1) \geqq 2\left(\frac{q}{\eta}\right)^2 \frac{1}{gd^4},$$

pour la pompe à double effet.

Exemple d'application de ces deux dernières formules:

$q = 0^{m3}002$, $\eta = 0{,}8$, Pompe à simple effet.

$H = 0^m81$

$h_1 = 0^m19$

$H + h_1 = 1^m00$

$$\left(\frac{q}{\eta}\right) = \frac{0{,}002}{0{,}8} = 0{,}0025.$$

d'où $d \geqq \sqrt{\frac{q}{\eta}}\,\sqrt[4]{\frac{8}{9{,}81 \times 1^m}} \geqq 0^m0475.$