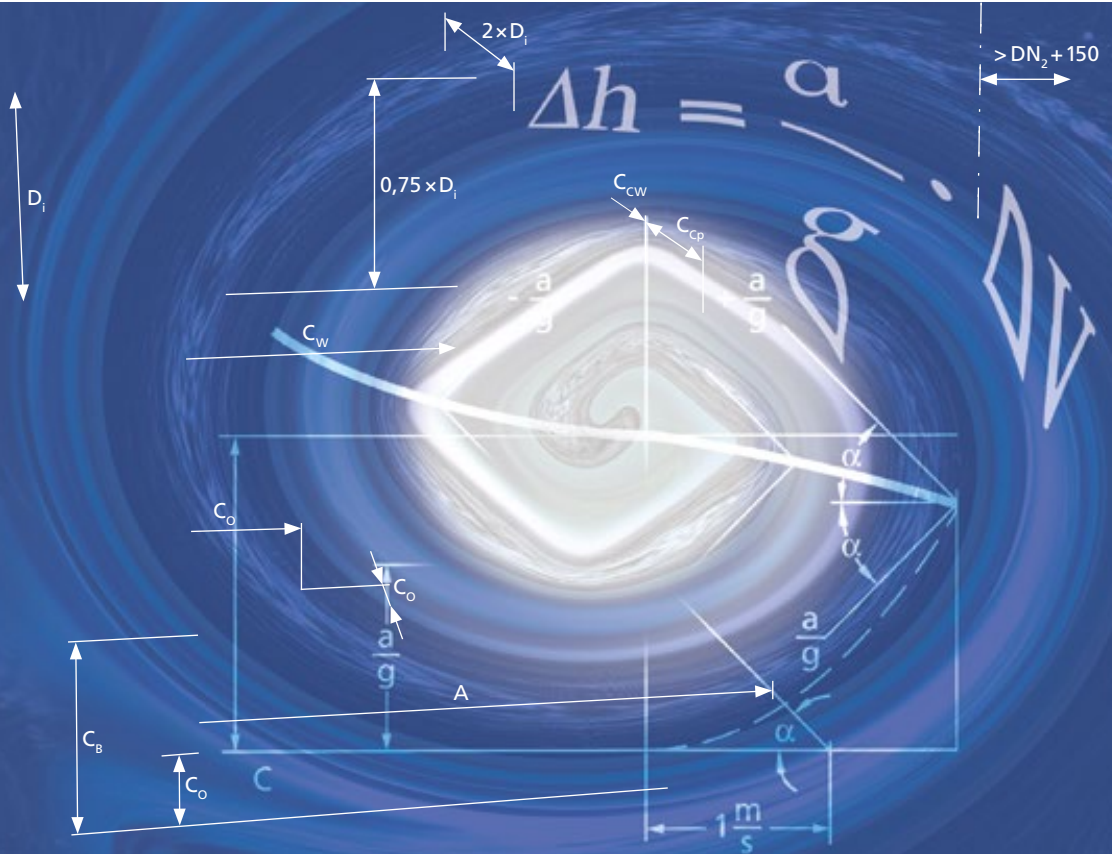


Le coup de bélier



	Pages
1	Introduction..... 3
2	Généralités relatives au problème du coup de bélier 4
2.1	Écoulement en charge permanent et écoulement en charge transitoire 4
3	Le coup de bélier 6
3.1	L'inertie 6
3.2	Élasticité du fluide et de la paroi des tubes 7
3.3	Résonance 10
4	Le coup de Joukowsky 11
4.1	Le champ d'application de la formule de Joukowsky 12
5	La simulation numérique des coups de béliers..... 15
5.1	La précision des calculs de simulation 15
5.2	Forces exercées sur les tuyauteries par les coups de bélier 16
6	Calcul pratique du coup de bélier sur ordinateur 17
6.1	Déroulement technique 17
6.2	Coopération entre client et centre de calcul 17
7	Utilité des règles empiriques et des calculs approximatifs 18
8	Les principales sécurités anti-bélier..... 20
8.1	Accumulateur d'énergie 20
8.1.1	Réservoir d'eau sous pression d'air 20
8.1.2	Cheminées d'équilibre et brise-charge 22
8.1.3	Volants d'inertie de pompe 22
8.2	Soupapes d'aération ou de purge d'air 23
8.3	Robinetterie motorisée 23
8.4	Clapets anti-retour à battant..... 24
9	Études de cas 25
9.1	Étude de cas « Conduite d'eau à distance » 25
9.2	Étude de cas « Conduite de pompage d'eaux pluviales » 26
	Données de modélisation 26
	Calcul de l'état effectif, premiers résultats 27
	Mesures de protection anti-bélier 28
10	Bibliographie 30
	Auteurs 30

1 Introduction

La plupart des prescripteurs d'installations de pompage sont familiarisés avec la notion de « coup de bélier ». En revanche, il leur est moins facile de répondre à la question de savoir si une analyse du coup de bélier est nécessaire dans la phase de planification. Dès que la longueur des tuyauteries dépasse une centaine de mètres et que le débit de refoulement est supérieur à quelques décilitres par seconde, les coups de bélier sont susceptibles, dans les cas les plus défavorables, de causer des dommages. Mais même les tuyauteries de faible longueur, librement posées dans des installations de pompage, sont menacées par les vibrations de résonance en cas de fixation non appropriée. En revanche, dans l'environnement domestique, c'est-à-dire dans les circuits de chauffage et d'eau potable, de longueur et de section moindres, le phénomène est pratiquement inconnu.

Les exploitants des installations concernées ne sont guère désireux de communiquer des informations à propos des dommages causés par les coups de bélier. Mais les photos de quelques « accidents » (Illustrations 1-a, 1-b, 1-c)

montrent très clairement que ces dommages dépassent de loin les frais entraînés par les mesures préventives de calcul et de sécurité.

La détermination fiable de composantes de sécurité telles que réservoir d'eau sous pression d'air¹, volant d'inertie de pompes et robinet d'aération fait depuis longtemps partie de l'état de l'art. Les fascicules 73 et 81-1 du cahier des clauses techniques générales applicables au marché financier public français établissent de façon claire que les modifications dynamiques de pression doivent être prises en compte lors de la planification et de l'exploitation des installations, étant donné qu'elles peuvent être la cause de dommages considérables.

Pour chaque installation de tuyauterie menacée, il convient de réaliser une analyse du coup de bélier d'après l'état actuel des connaissances. À cette fin, des programmes informatiques, dont l'utilisation est assurée par des spécialistes expérimentés, sont disponibles. Les questions qui se posent au prescripteur – et auxquelles la présente brochure se propose de répondre – sont donc les suivantes :

- Comment constater qu'une installation est menacée par des coups de bélier ?
- Quel rôle jouent les formules d'approximation pour le calcul des coups de bélier ?
- Est-il possible, si l'on considère le comportement d'une installation déjà analysée, d'en tirer des conclusions pour des installations analogues ?
- De quelle information a-t-on besoin pour le calcul ?
- Quels sont les coûts générés ?
- Quelle est la fiabilité et le degré de rentabilité des sécurités anti-bélier proposées ?
- Quelle est la fiabilité d'un calcul assisté par ordinateur ?

Seule une coopération parfaite entre le prescripteur d'installations et le « calculateur du coup de bélier » permet de réaliser des économies de temps et de frais.

L'objectif de la présente brochure est de communiquer des connaissances fondamentales à propos du phénomène complexe du coup de bélier sans céder à une simplification excessive.



Illustration 1-a : Tuyauterie de pression DN 600 totalement détruite (épaisseur de paroi 12 mm)



Illustration 1-b : Appui détruit (profilé en fer I de 200 mm durablement déformé)



Illustration 1-c : Dispositif anti-retour DN 800 après coup de bélier dans une tuyauterie sous pression

¹ Le terme correct est aujourd'hui « réservoir de pression à matelas de gaz » ; il n'est toutefois pas certain que ce terme s'imposera sur le terrain. Nous avons donc conservé le terme habituel de « réservoir d'eau sous pression d'air ».

2 Généralités relatives au problème du coup de bélier

2.1 Écoulement permanent et écoulement transitoire dans une tuyauterie

En ce qui concerne la pression d'un fluide, il importe de faire la distinction entre la surpression $p(\text{bar})$ ou la pression absolue $p(\text{bar(a)})$ et la hauteur manométrique $h(\text{m})$. Par hauteur manométrique h , on entend la hauteur d'une colonne de fluide homogène générant une certaine pression p . L'indication de h est toujours reliée à un plan de référence, par exemple NN, axe de tuyauterie, couronne de tuyauterie. Dans un premier temps, les pressions de fonctionnement et le débit d'une tuyauterie de pompe sont déterminés de manière permanente par le prescripteur. Permanent² signifie que les débits, les pressions et les vitesses de rotation des pompes sont constants dans le

temps. L'illustration 2.1-a présente un profil d'écoulement permanent typique :

Pour un diamètre et une rugosité de tuyauterie constants, la ligne de hauteur manométrique est une droite. Dans les cas simples, la détermination du point de travail permanent de la pompe peut intervenir sous forme graphique. En l'occurrence, on réalise l'intersection de la courbe caractéristique de la pompe avec la courbe caractéristique du réseau.

L'exploitation permanente d'une installation de pompage n'est pas possible indéfiniment car le démarrage et l'arrêt de la pompe constituent déjà en eux-mêmes des modifications de régime. En général, tous les types de modifications de régime et de perturbations génèrent des variations de pression et de débit, c'est-à-dire des états d'écoulement se modifiant dans le temps. Ces états sont qualifiés de non permanents ou transitoires. S'il

est question de pressions, on parle également de modifications dynamiques de la pression. Les causes essentielles des états d'écoulement non permanents sont les suivantes :

- Défaillance de la pompe suite à la mise hors circuit ou à l'interruption de l'alimentation en énergie électrique
- Arrêt ou mise en circuit de pompes en parallèle avec des pompes déjà en service
- Fermeture ou ouverture d'organes d'arrêt sur la tuyauterie
- Génération de vibrations de résonance par des pompes à courbe Q-h instable
- Modifications du niveau d'aspiration d'eau

L'illustration 2.1-b présente à titre d'exemple un profil en long de refoulement sur lequel sont portées les enveloppes de pression³ après défaillance de la pompe, avec et sans réservoir d'eau sous pression d'air.

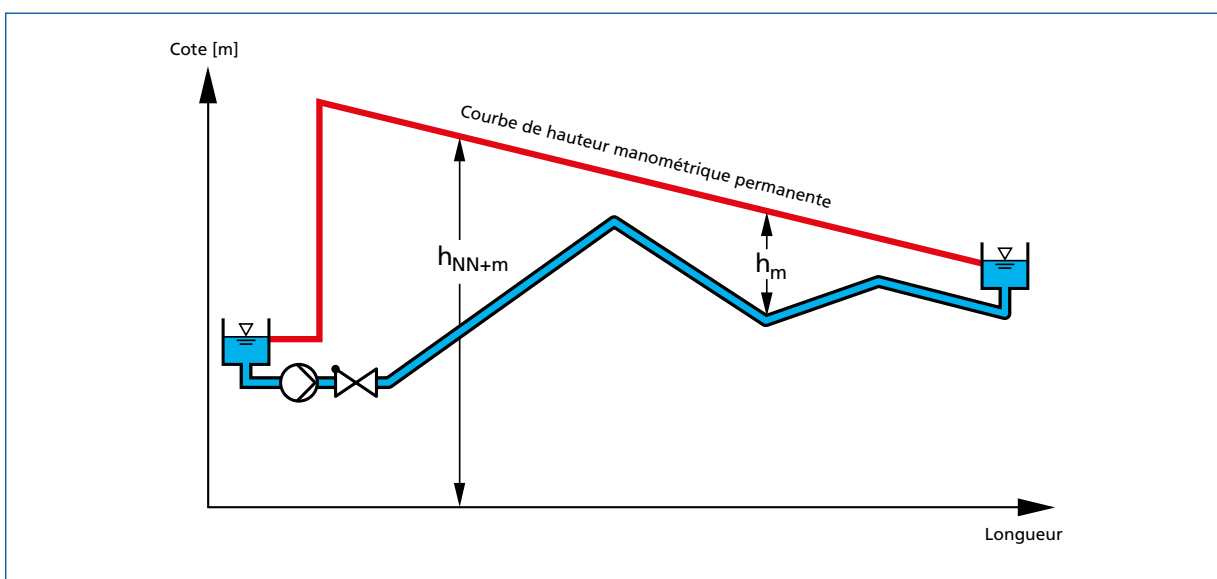


Illustration 2.1-a : Courbe de hauteur manométrique en régime permanent d'une installation de pompage

² À ne pas confondre avec le terme « statique ».

³ Par « enveloppes de pression », on entend les courbes de hauteur manométrique minimale et maximale le long du profil de hauteur telles qu'elles résultent de toutes les pressions dynamiques intervenues pendant la période considérée.

Dans l'illustration 2.1-b, $h_{stat.}$ est la courbe de hauteur manométrique en régime permanente. Les enveloppes h_{minWK} et h_{maxWK} de l'installation avec réservoir d'eau sous pression d'air, h_{min} et h_{max} reportent les valeurs limites de l'installation sans réservoir d'eau sous pression d'air. h_{minWK} et h_{maxWK} sont situées dans la plage de pression admissible, alors que h_{min} atteint, en revanche, dans la plage comprise entre 0 m et environ 800 m de longueur de tuyauterie, la pression de vapeur saturante (macrocavitation). Sur presque toute la longueur de la tuyauterie, h_{max} est supérieure à la pression nominale admissible de la tuyauterie PN 16 (ligne PN-tuyau) et présente donc une hauteur non admissible.

En règle générale, l'apparition de la pression de vapeur saturante est un état extrêmement indésirable, susceptible de causer les dommages suivants :

- Collapse des tuyauteries minces en tubes d'acier ou en plastique
- Écaillage du revêtement intérieur en mortier de ciment
- Pénétration d'eau souillée dans les canalisations d'eau potable suite au défaut d'étanchéité des manchons de tuyauteries

La macrocavitation est abordée en détail au point 3.1.

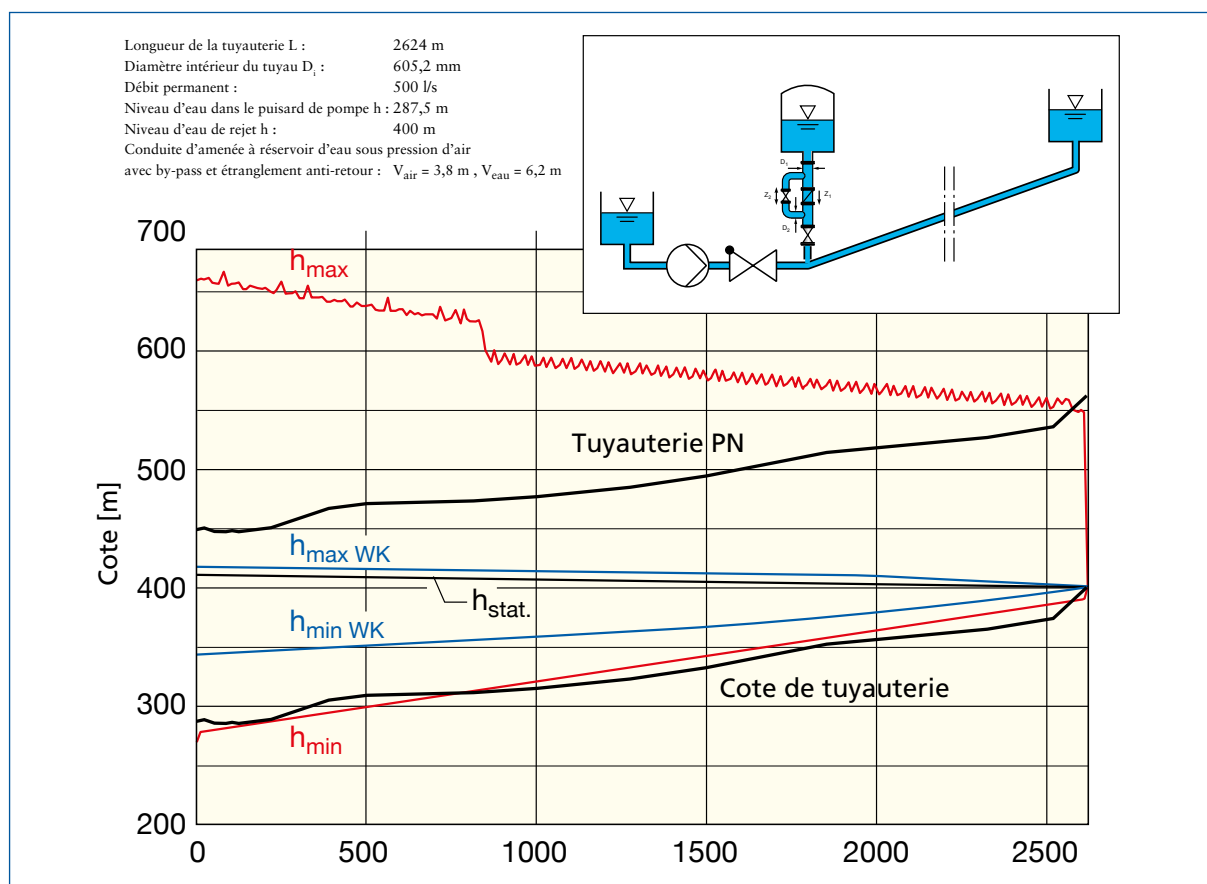


Illustration 2.1-b : Enveloppes des hauteurs manométriques des modifications dynamiques de pression après défaillance de la pompe

3 Le coup de bélier

Les modifications dynamiques de pression sont également appelées coup de bélier car on les associe avec une menace pesant sur les tuyauteries ou les éléments d'installations. Les contraintes mécaniques dynamiques imposées aux tuyauteries, aux robinetteries, aux supports de tuyauteries, aux appuis, aux éléments d'installations, etc., sont les conséquences de coups de bélier. Par « coup de bélier », on entend aussi bien l'augmentation que la baisse de pression. Au contraire de la force, la pression ne possède pas de direction, si bien que l'expression « sens de la pression » parfois utilisée est erronée. Seule la pression d'un fluide sur une surface délimitante génère une force dirigée selon la normale à cette surface.

En termes de principe, dans le cadre de tuyauteries en service, les modifications dynamiques de pression sont inévitables, mais il n'en est pas moins nécessaire de les circonscrire dans des limites admissibles. Les contraintes d'un niveau non admissible générées par les coups de bélier n'entraînent pas toujours un dommage visible. Fréquemment, une période assez longue s'écoule jusqu'à ce qu'une canalisation se rompe ou que des brides se desserrent et soient arrachées. Dans de tels cas, l'origine du dommage est rarement identifiée. Nous vous présentons ci-après, à titre d'exemple, quelques dommages typiques causés par les coups de bélier :

Augmentations de pression :

- Ruptures de tuyaux
- Dommages causés aux supports de tuyaux
- Dommages causés aux pompes, aux fondations, aux pièces internes de tuyauterie et aux appareils de robinetterie

Baisses de pression :

- Collapse de tuyauteries en matière plastique ou en acier mince
- Écaillage du revêtement intérieur en mortier de ciment des tuyauteries
- Aspiration d'air ou d'eau souillée sur les liaisons par bride, les liaisons par manchon, les presse-étoupe ou les fuites
- Rupture de la colonne d'eau suivie d'augmentations importantes de la pression lors du choc des colonnes liquides (macrocavitation)

3.1 L'inertie

Lors de la fermeture brusque d'un robinet sur une tuyauterie, une force s'exerce sur le robinet, générée par l'inertie de la colonne de fluide. Une augmentation de pression se manifeste à l'amont du robinet tandis qu'une baisse de pression intervient à son aval. Un exemple en chiffres : tuyau DN 200, L = 900 m, v = 3 m/s. La masse d'eau contenue dans le tuyau est donc de

$$m_{\text{eau}} = \frac{0,2^2 \pi}{4} \cdot 900 \cdot 1000 = 28274 \text{ kg}$$

C'est approximativement la masse d'un camion. v = 3 m/s correspond à 11 km/h. Ainsi, lors de l'arrêt subit de l'écoulement, un camion roulant à 11 km/h (la masse d'eau contenue dans le tuyau) percute – pour conserver l'image employée – un mur (le robinet fermé). La conséquence de cet événement est – dans le tuyau – l'apparition de pressions élevées, tandis que des forces considérables s'exercent sur le robinet de sectionnement.

L'illustration 3.1-a présente une conduite de refoulement de pompe comme autre exemple d'inertie. La pompe et le moteur ayant un très faible moment d'inertie, la pompe défaillante s'arrête brusquement et agit donc comme un robinet à opercule se fermant soudainement (nous parlons ici de la sortie du robinet). Si, en raison de l'inertie à la sortie de la pompe, la veine liquide se rompt, il se forme une cavité de vapeur d'eau et d'air dégazé. Le reflux ultérieur des colonnes de fluide et leur choc génèrent des pressions élevées. Ce phénomène porte le nom de macrocavitation⁴.

⁴ Il convient de différencier la macrocavitation intervenant dans les tuyauteries de la cavitation microscopique par corrosion cavernueuse intervenant sur les aubes de pompe et de turbine. Cette dernière attaque toujours au même endroit, et les pressions intervenant à très court terme dans les bulles de vapeur microscopiques qui se désagrègent peuvent dépasser 1000 bar. Dans le cas de la macrocavitation, le matériau n'est pas soumis à de telles contraintes sans cesse renouvelées et strictement localisées. Les augmentations de pression sont alors sensiblement plus faibles.

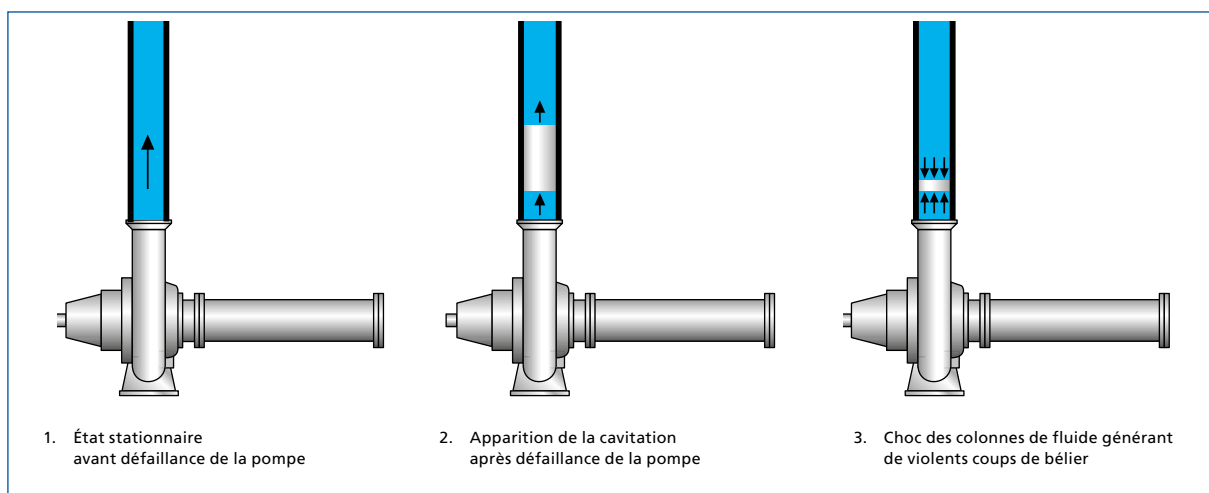


Illustration 3.1-a : Macro-cavitation après défaillance d'une pompe

3.2 Élasticité du fluide et de la paroi du tuyau

L'illustration du coup de bélier (3.1) présentée comme conséquence de l'inertie du fluide n'est que partiellement exacte, car il n'a pas été tenu compte de l'élasticité du fluide et de l'épaisseur de la paroi du tuyau. Les automobilistes qui ont attaché leur ceinture de sécurité ne sont pas en danger lors de collisions à une vitesse raisonnable, car lors de collisions plus violentes, l'énergie cinétique du véhicule se transforme en chaleur de déformation non nuisible⁵. Toutefois, à la différence de la carrosserie d'un véhicule, l'eau et les parois de la tuyauterie sont élastiques, même si elles sont si rigides que cette propriété n'apparaît pas dans leur utilisation quotidienne.

La situation réelle à l'intérieur d'un tuyau est donc décrite de manière plus précise à l'aide d'un ressort lourd en acier coulissant à l'intérieur du tuyau et se déformant de manière élastique lorsque son mou-

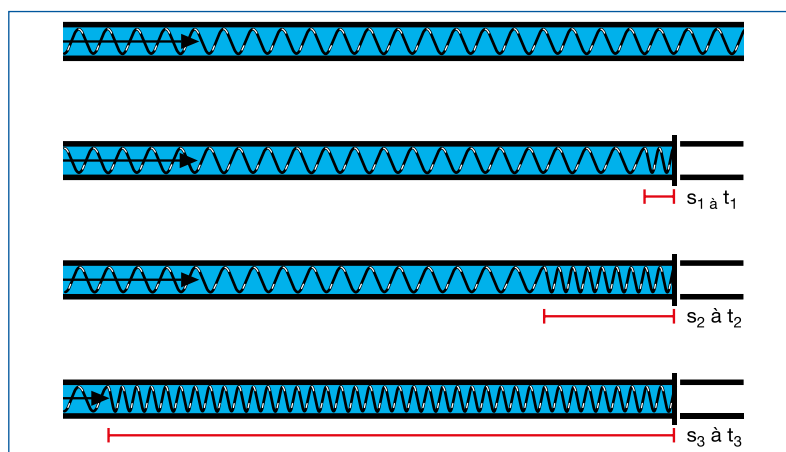


Illustration 3.2-a : Fermeture brusque du robinet à opercule, illustrée par un ressort lourd en acier

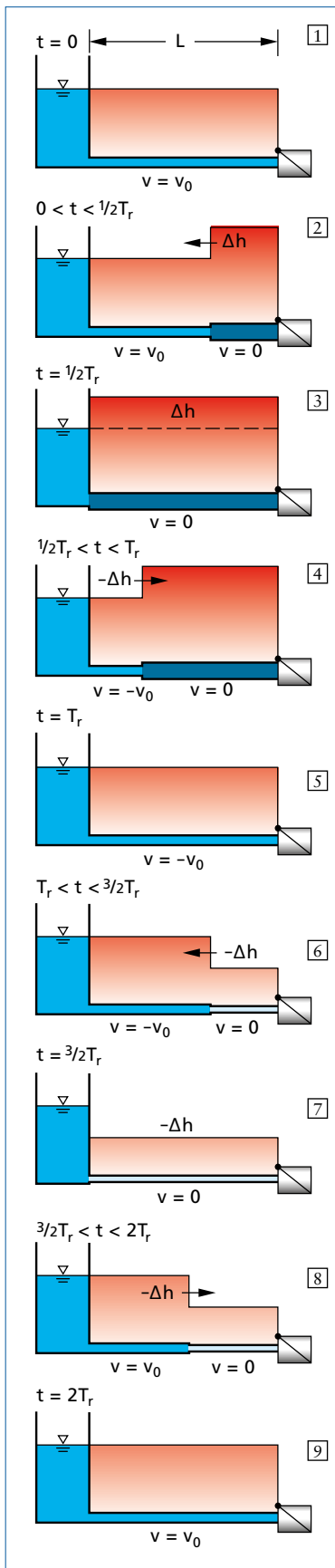
vement est brutalement interrompu (Illustration 3.2-a) :

Le front de déformation se déplace dans une direction opposée à celle du mouvement initial, à la vitesse caractéristique du ressort d'acier, la célérité de propagation des ondes (a m/s). Dans la zone de compression, la vitesse de coulissement du ressort est partout de $v = 0$.

Après ces exemples encore légèrement « boiteux » par souci de

clarté, abordons maintenant la situation telle qu'elle se présente réellement dans le tuyau d'après l'illustration 3.2-b dans l'hypothèse de l'absence de pertes de charge par frottement. À l'extrémité d'une tuyauterie horizontale de diamètre intérieur constant, alimentée par un réservoir à pression constante, un organe d'arrêt se ferme brusquement :

⁵ Lors de petits accrochages, la carrosserie d'une automobile doit être aussi élastique que possible, alors que pour des collisions plus importantes les constructeurs s'efforcent de la rendre aussi peu élastique que possible !



- 1 Pour $t=0$, le profil de pression est stationnaire, avec une courbe de hauteur manométrique horizontale en raison de l'absence de pertes de charge par frottement. La vitesse d'écoulement est stationnaire : v_0 .
- 2 La fermeture soudaine du robinet à opercule à l'extrémité de la tuyauterie entraîne une augmentation subite de la pression Δh , l'évasement de la tuyauterie qui l'accompagne étant indiqué ici. L'onde de surpression générée se déplace à la vitesse de propagation des ondes dans le sens contraire de l'écoulement stationnaire et s'accompagne de l'arrêt de la vitesse d'écoulement qui passe à $v=0$ dans la zone de surpression. Ce processus intervient dans le laps de temps $0 < t < \frac{1}{2}T_r$, T_r étant le laps de temps dont a besoin l'onde pour parcourir le tuyau sur toute sa longueur dans les deux sens. La grandeur significative T_r s'appelle temps de réflexion de l'onde. Sa valeur est de $2L/a$.
- 3 Quand $t = \frac{1}{2}T_r$, l'onde de surpression est arrivée au réservoir. Là, du fait du niveau constant, aucune

augmentation de pression ne peut arriver. L'onde de pression est réfléchiée par changement de signe. En l'occurrence, c'est la vitesse d'écoulement qui change de signe, elle se dirige maintenant vers le réservoir.

- 4 Une onde de dépression $-\Delta h$ se dirige vers le robinet à opercule et atteint celui-ci au temps $t = T_r$. Elle est accompagnée d'une modification de la vitesse qui passe à la valeur $-v_0$.
- 5 Au droit du robinet à opercule fermé, la vitesse se modifie et passe de la valeur $-v_0$ à la valeur $v = 0$. Il en résulte un saut de pression négatif de $-\Delta h$.
- 6 L'onde de dépression $-\Delta h$ se déplace dans l'intervalle $T_r < t < \frac{3}{2}T_r$ de nouveau vers le réservoir, tandis que, parallèlement à cette onde, la valeur v devient égale à 0.
- 7 Au temps $t = \frac{3}{2}T_r$, l'onde atteint le réservoir et la pression repasse à la hauteur manométrique du réservoir.

- 8 Dans l'intervalle $\frac{3}{2}T_r < t < 2T_r$, l'onde de surpression provenant du réservoir se déplace de nouveau vers le robinet à opercule, tandis que, parallèlement à cette onde, v redevient v_0 .

- 9 Quand $t = 2T_r$, l'état initial à $t = 0$ est de nouveau atteint et le processus peut se dérouler une nouvelle fois.

Illustration 3.2-b : Allure de la pression et de la vitesse dans une tuyauterie sans perte de charge par frottement, après fermeture subite. Les zones à hauteur manométrique stationnaire sont teintées en rouge moyen, les zones d'augmentation de pression en rouge foncé, les zones de baisse de pression en rouge clair. L'évasement et le collapse de la tuyauterie suite à l'augmentation et à la baisse de pression sont indiqués. Remarque à propos de l'ordre de grandeur : quand la pression augmente de 100 bar, le volume de l'eau diminue d'environ 0,5 %.

Si l'on y regarde de plus près, l'illustration 3.2-b répond également à la question de savoir où est en fait passée l'énergie cinétique stationnaire initiale du fluide après fermeture du robinet à opercule. D'après le principe de la conservation de l'énergie totale, elle ne peut tout simplement pas disparaître. Elle se transforme en travail de déformation élastique du fluide et de la paroi du tuyau, puis se transforme de nouveau en énergie cinétique par suite de la réflexion et ainsi de suite. Considérons l'illustration 3.2-b jusqu'au moment $t = 1/2T_r$. La transformation en travail de déformation intervient dans ce laps de temps. Immédiatement avant la réflexion de l'onde sur le réservoir, la vitesse de la colonne est partout de zéro, elle ne possède maintenant plus aucune énergie cinétique, celle-ci étant en revanche contenue en elle sous forme de travail de déformation, comme c'est le cas dans un ressort d'acier comprimé. De même, la transformation en retour de l'énergie apparaît dans

l'illustration 3.2-b dans le dernier état à $t = 2T_r$. Si le robinet à opercule était maintenant brusquement ouvert, l'ancien état à $t = 0$ serait restauré sans changement et il n'existerait plus aucune énergie de déformation.

Sans frottement, les oscillations de la pression ne décroîtraient pas. En fait, il existe toujours des frottements, mais, dans la réalité, la diminution des fluctuations de pression est relativement faible, car la transformation d'énergie en chaleur de frottement suite au frottement du fluide sur la paroi du tuyau, au frottement interne du fluide et aux déformations de la paroi du tuyau et des supports de tuyauterie est relativement peu importante.

Pour clarifier, l'illustration 3.2-c montre le résultat d'une simulation, sur ordinateur, de l'exemple présenté dans l'illustration 3.2-b pour un tuyau réel avec les paramètres suivants :

$L = 100$ m, DN 100, $k = 0,1$ mm, hauteur d'eau = 200 m, fermeture

linéaire de $Q = 10$ l/s à la sortie de la tuyauterie à partir de $t = 0,1$ s par pas $\Delta t = 0,01$ s jusqu'à $Q = 0$. À l'aide de l'illustration 3.2-b, il est possible d'expliquer de manière générale la réflexion des ondes de pression aux extrémités des tuyauteries :

- Si une onde de pression Δp arrive sur l'extrémité fermée d'une tuyauterie, Δp double avec le même signe, c'est-à-dire que l'on obtient $p = p \pm 2 \cdot \Delta p$. La vitesse à l'extrémité est toujours égale à zéro.
- À l'extrémité ouverte d'une tuyauterie à hauteur énergétique constante (par exemple réservoir à niveau d'eau constant), la modification de pression est toujours égale à zéro.
- Sur les robinetteries, les étranglements, les pompes et les turbines, la pression et la vitesse sont dans tous les cas situées sur la courbe résistante ou la courbe caractéristique de machine.

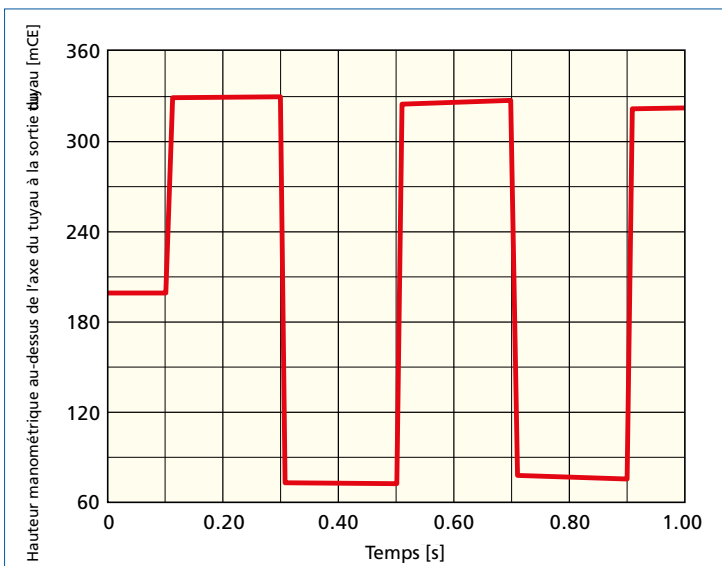


Illustration 3.2-c : Hauteur manométrique devant le robinet à opercule. Par rapport à la situation représentée dans l'illustration 3.2-b, il est possible d'identifier des écarts minimes. Ainsi, en raison du temps de fermeture fini de $\Delta t = 0,01$ s, les flancs de pression ne sont pas tout à fait verticaux. Suite au frottement, les plateaux de pression ne sont pas parfaitement horizontaux. Ce phénomène est abordé plus en détail au point 4.1.

Les coups de bélier interviennent quand l'énergie cinétique du fluide se transforme en travail de déformation. Ce phénomène ne se produit que lors de modifications rapides⁶ de la vitesse d'écoulement, par exemple suite à la fermeture rapide d'un robinet à opercule ou à la défaillance subite d'une pompe. En raison de l'inertie du fluide, la vitesse d'écoulement de la colonne de fluide dans son intégralité ne peut plus s'adapter à la nouvelle situation, le fluide se déforme et cette déformation s'accompagne de modifications dynamiques de la pression. Les coups de bélier sont dangereux, car ils atteignent tous les points du système de tuyauteries presque sans aucune atténuation et à la vitesse du son (approximativement 1000 m/s pour de nombreux matériaux de tuyaux) et y déploient leur énergie nuisible.

Les coups de bélier se propagent rapidement, avec une vitesse d'environ $a = 1000$ m/s dans les tuyauteries en fonte ou les tuyaux en acier (cf. 4.1). Ils ne décroissent que lentement et restent donc longtemps dangereux. Les durées de décréue sont fonction de la longueur des tuyaux. Les coups de bélier ne durent que quelques secondes dans les installations d'adduction d'eau de nos régions. Sur les pipe-lines de grande longueur, la décréue d'un coup de bélier peut demander plusieurs minutes.

Ainsi, le principe de base de toutes les sécurités anti-bélier, comme par exemple les réservoirs d'eau à pression d'air, les volants d'inertie des pompes, les cheminées d'équilibre et les dispositifs d'entrée d'air, apparaît clairement. Ils empêchent la transformation dangereuse de l'énergie cinétique stationnaire en travail de déformation élastique. Le réservoir d'eau sous pression d'air convient bien à l'illustration de ce principe. Le matelas de gaz comprimé du réservoir d'eau sous pression d'air est un accumulateur d'énergie. Sans réservoir d'eau sous pression d'air, la défaillance d'une pompe serait suivie de la transformation dangereuse de l'énergie

cinétique en travail de déformation élastique du fluide à la sortie de la pompe, la colonne de fluide pouvant alors se rompre (Illustration 3.1-a). Mais ce phénomène ne se produit pas, car l'énergie accumulée dans le matelas de gaz du réservoir se substitue à l'énergie de la pompe. Immédiatement après défaillance de la pompe, le matelas de gaz commence à se détendre et se substitue à la pompe défaillante pour assurer le transport de l'eau dans la tuyauterie. Ainsi, quand le réservoir a été correctement dimensionné, des modifications rapides de la vitesse d'écoulement dans le tuyau sont exclues. Il se produit un flux et un reflux vibratoire de longue durée de l'eau du réservoir et de la colonne de fluide non déformée dans la tuyauterie. Ce processus est activé par l'énergie que le matelas de gaz délivre lors du flux et réabsorbe lors du reflux. La réserve d'énergie du matelas de gaz n'est consommée que lentement par dissipation. C'est pourquoi les oscillations d'un réservoir d'eau sous pression d'air ne décroissent qu'après plusieurs minutes, notamment sur les tuyauteries de grande longueur.

3.3 Résonance

Les vibrations de résonance représentent un cas particulier. Elles interviennent quand les fréquences d'excitation de n'importe quelle origine, générées par exemple par l'entraînement des pompes ou les phénomènes de perte de charge dans les robinetteries et les coudes, coïncident avec la fréquence propre de la tuyauterie. Les tronçons de tuyauterie librement posés, ancrés de manière incorrecte, sont particulièrement menacés par les vibrations de résonance transmises par le fluide transporté et la structure de tuyaux. Sur les tuyaux enterrés, la résonance ne joue en revanche pratiquement aucun rôle. Pour configurer les ancrages de manière correcte, il convient de soumettre systématiquement les ancrages de tuyaux des installations de pompe à une estimation sommaire en termes de dynamique de structure en prenant la vitesse de la pompe comme fréquence d'excitation.

⁶ Le terme de « rapide » dépend des caractéristiques de l'installation. Ainsi, les modifications dynamiques de pression induites par la fermeture d'une robinetterie sur une tuyauterie de 2 km de longueur peuvent rester dans une plage admissible, tandis que la même séquence de fermeture est susceptible, sur une tuyauterie de 20 km de longueur, de générer des valeurs de pression d'un niveau non admissible.

4 Le coup de Joukowsky

La modification de pression Δp_{Jou} dans un fluide intervenant à la suite d'une modification de la vitesse Δv est de

$$\Delta p_{\text{Jou}} = \rho \cdot a \cdot \Delta v \quad (4.1)$$

Δv : modification de la vitesse
[m/s]

ρ : masse volumétrique du fluide [kg/m³]

a : vitesse de propagation des ondes dans un tuyau rempli de fluide [m/s]

Δp_{Jou} : modification de pression
[N/m²]

Δp_{Jou} est désigné par le terme de coup de Joukowsky. L'équation (4.1) contient, outre Δv , la masse volumétrique ρ et la vitesse de propagation des ondes a . *Le rapport n'est valable que pour la période pendant laquelle intervient la modification de vitesse Δv .*

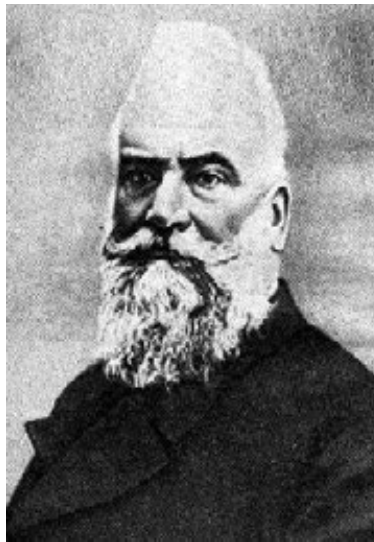
Si Δv est dirigée contre le sens d'écoulement, il en résulte une augmentation de pression. Dans le cas contraire, la pression baisse. Si $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ (eau⁷), l'équation (4.1)

$$\Delta h_{\text{Jou}} = \frac{a}{g} \cdot \Delta v \approx 100 \cdot \Delta v \quad (4.2)$$

g : gravité 9,81 [m/s²]

Δh_{Jou} : modification de la hauteur manométrique [m]

En 1897, à Moscou, Joukowsky a réalisé des expériences exhaustives sur des conduites d'eau potable présentant respectivement les longueurs et les diamètres suivants :



Nikolai Egorovich Joukowsky

7620 m/ 50 mm, 305 m/101,5 mm et 305 m/152,5. En s'appuyant sur les résultats de ses expériences et sur des études théoriques, il a publié ses travaux en 1898.

Il peut sembler contradictoire que le coup de Joukowsky Δp_{Jou} - exprimé par l'équation (4.1) - n'ait apparemment rien à voir avec la masse du fluide présent dans le tuyau. Si, dans la première illustration du coup de bélier (3.1), nous étions par exemple partis de l'hypothèse d'un diamètre de tuyau double, la masse du fluide et son énergie cinétique, en raison de $A = D^2\pi/4$, auraient été quatre fois plus importantes. Ce paradoxe apparent disparaît si l'on considère la force $F = \Delta p \cdot A$, agissant sur l'appareil d'arrêt, qui est décisive pour la contrainte générée par le coup de bélier. En raison de A , elle est maintenant effectivement quatre fois plus importante qu'auparavant. La masse du fluide est donc également responsable du potentiel de

danger induit par les coups de bélier bien que cela n'apparaisse pas lors d'une étude superficielle de la formule de Joukowsky. Ceci explique également pourquoi les coups de bélier, dans les conduites domestiques, dont les sections et les longueurs sont très faibles, ne présentent aucune importance. Les énergies cinétiques et les masses des fluides sont ici minimales. À cela s'ajoute le fait qu'il est pratiquement impossible de fermer un robinet domestique dans le très court temps de réflexion des conduites domestiques.

À l'aide de la formule de Joukowsky, il est possible de procéder à des estimations simples par le calcul. En voici trois exemples :

Exemple 1 :

Sur une tuyauterie de DN 500, avec $L = 8000 \text{ m}$, $a = 1000 \text{ m/s}$ et $v = 2 \text{ m/s}$, un robinet à opercule est fermé en 5 s. Quelle est l'ampleur du coup de bélier ? Quel est le volume de la force s'exerçant sur l'opercule du robinet ?

Réponse :

$5 \text{ s} < T_r = 16 \text{ s}$, il est donc possible d'utiliser la formule de Joukowsky. Si, lors de la fermeture du robinet à opercule, la vitesse d'écoulement passe par laminage d'une valeur de 2 m/s à une valeur de zéro, $\Delta v = 2 \text{ m/s}$. L'augmentation de pression est donc de $\Delta h = 100 \cdot 2 = 200 \text{ m}$ ou environ $\Delta p = 20 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ ou 20 bar. La section du robinet à opercule est de $A = D^2 \cdot 0,25 \cdot \pi \approx 0,2 \text{ m}^2$. La force s'exerçant sur le robinet à opercule est de $p \cdot A = 0,2 \cdot 20 \cdot 10^5 = 4 \cdot 10^5 \text{ N} = 400 \text{ kN}$.

⁷ Dans les tuyauteries de gaz, malgré des vitesses d'écoulement plus élevées, il n'existe pas de problèmes de coup de bélier, car $\rho \cdot a$ est des milliers de fois plus faible que dans les conduites d'eau.

Exemple 2 :

Une pompe transporte $Q = 300$ l/s avec une hauteur énergétique de $\Delta h = 40$ m à travers une conduite de refoulement DN 400 d'une longueur $L = 5000$ m dans un réservoir surélevé ; $a = 1000$ m/s. Le moment d'inertie de la pompe et du moteur est négligeable. Existe-t-il un danger de macrocavitation après défaillance de la pompe ? Si oui, à quelle augmentation de pression convient-il de s'attendre ?

Réponse :

$Q = 300$ l/s dans une tuyauterie de DN 400 correspond approximativement à $v = 2,4$ m/s. En cas de défaillance, le moment d'inertie disparaissant, la pompe s'arrête brusquement, c'est-à-dire que $\Delta v = 2,4$ m/s. Il en résulte, d'après la formule de Joukowsky, une diminution de la hauteur manométrique de $\Delta h = -100 \cdot 2,4$ m = -240 m. Étant donné que la hauteur manométrique stationnaire n'est que de 40 m, le vide s'installe, la colonne d'eau se rompt et la macrocavitation intervient. Après rupture de la colonne d'eau immédiatement à la sortie de la pompe, il se produit ultérieurement une collision des colonnes d'eau quand elles font leur jonction. Pour des raisons de conservation de l'énergie, la vitesse d'écoulement de retour la plus élevée ne peut dépasser la valeur de la vitesse d'écoulement permanent originale, soit 2,4 m/s. Dans le cas de figure le plus défavorable, l'augmentation de pression induite par la cavitation est donc de $Dh = 100 \cdot 2,4 = 240$ m ou 24 bar.

Exemple 3 :

Une pompe transporte $Q = 300$ l/s avec une hauteur énergétique de $\Delta h = 40$ m dans une tuyauterie DN 400 d'une longueur de 2000 m, $a = 1000$ m/s. Le moment d'inertie⁸ de toutes les pièces en mouvement (pompe, moteur, etc.) est de $J = 20$ kgm², la vitesse de $n_0 = 24$ s⁻¹ et le rendement de $h = 0,9$ soit 90 %. Existe-t-il un danger de rupture de la colonne d'eau, c'est-à-dire de macrocavitation, après défaillance de la pompe ?

Réponse :

À l'instant de la défaillance, il est possible, à partir de l'équation d'inertie

$$M_p = 2 \cdot \pi \cdot J \cdot \dot{n}$$

de calculer le changement de vitesse de rotation $\dot{n} = \frac{n_0}{\Delta t}$.

Si l'on prend comme approximation (très grossière) une diminution linéaire de la vitesse, il en résulte avec le temps

$$M_p = \frac{\Delta p \cdot Q}{2 \pi \cdot n_0 \cdot \eta}$$

Δt , dans lequel la vitesse a diminué pour atteindre la valeur zéro et, avec $\Delta p = 1000 \cdot 9,81 \cdot \Delta h$,

$$\Delta t = \frac{(2 \pi \cdot n_0)^2 \cdot J \cdot \eta}{\Delta p \cdot 0.001 \cdot Q} \approx 4 \cdot \frac{n_0^2 \cdot J \cdot \eta}{\Delta h \cdot Q} = 3.4 \text{ s}$$

Le temps de réflexion de l'onde parcourant la tuyauterie est de $T_r = 4$ s (avec $a = 1000$ m/s), c'est pourquoi l'onde d'équilibre réfléchie ne parvient à la pompe que lorsque la vitesse a déjà baissé jusqu'à zéro et qu'il est trop tard pour bénéficier d'un effet d'équilibrage. Il y a donc lieu de supposer qu'une macrocavitation va se produire.

4.1 Le champ d'application de la formule de Joukowsky

La formule de Joukowsky n'est valable :

- que pour les temps qui sont égaux ou inférieurs au temps de réflexion de l'onde parcourant la tuyauterie T_r
- que pour la période située pendant la modification de vitesse Δv
- que pour les tuyauteries présentant des coefficients de frottement situés dans la plage habituelle du transport d'eau

Remarque à propos du temps de réflexion T_r :

Dans l'illustration 3.2-b, après écoulement du temps T_r , l'onde de diminution de pression réfléchie par le réservoir est arrivée sur l'appareil d'arrêt et compense ainsi en partie l'augmentation de pression Δp . Si la modification de débit a lieu en Δt supérieure à T_r , l'augmentation de pression Δp_{Jou} n'intervient qu'à l'endroit du déclenchement, tandis qu'elle diminue jusqu'à l'autre extrémité de la tuyauterie jusqu'à une valeur correspondant à la condition complémentaire. L'illustration 4.1-a présente les enveloppes de pression pour un tel cas de figure :

⁸ Remarque à propos du moment d'inertie J : J en kgm² est la grandeur physique correcte. L'ancien moment d'inertie GD^2 ne peut plus être utilisé, car des confusions avec J peuvent facilement se produire !

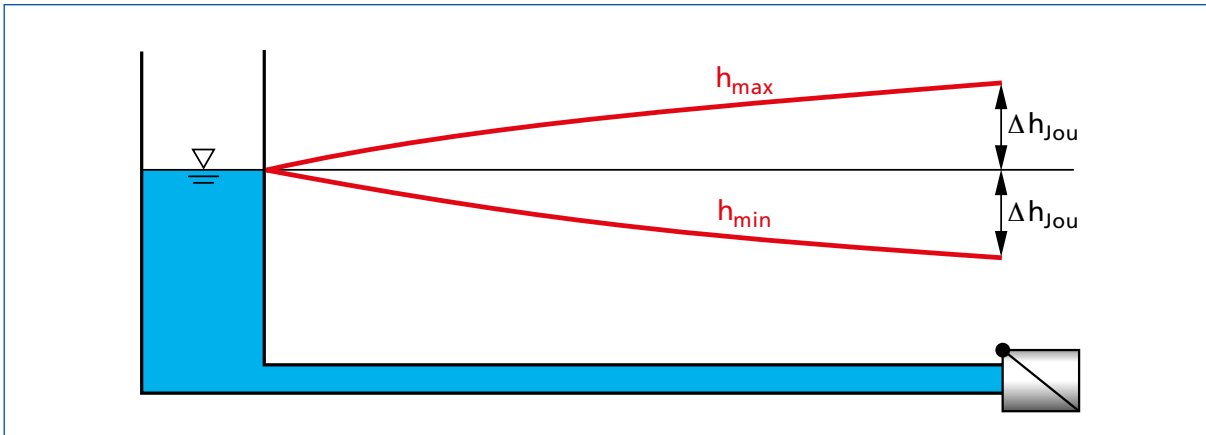


Illustration 4.1-a : Enveloppes des hauteurs manométriques pour des temps de fermeture supérieurs au temps de réflexion T_r

Remarque à propos du frottement :

Si le fluide transporté présente une viscosité élevée ou que les tuyauteries sont très longues (à partir d'environ 10 km), l'énergie fournie par la pompe ne sert plus qu'à vaincre les pertes de charge par frottement. En revanche, les modifications de hauteur géodésique le long de la tuyauterie ne présentent plus

aucune importance. Dès lors, la formule de Joukowsky ne s'applique plus à l'intérieur du temps de réflexion de l'onde parcourant la tuyauterie. L'augmentation effective de la pression après la fermeture subite d'un robinet à opercule peut, dans de tels cas, représenter un multiple du coup de Joukowsky ! Ce phénomène, causé par le frotte-

ment dans les tuyaux, est désigné par le nom de *Line Packing*. Le calcul de simulation suivant en présente un exemple.

Dans l'exemple de l'illustration 4.1-b, le robinet à opercule se ferme 20 s après le début du calcul. La première augmentation, de pente accentuée, d'environ 20 bar jusqu'à environ 55 bar, est le coup de Joukowsky, la montée consécutive de la pression jusqu'à près de 110 bar est provoquée par le *Line Packing*. Le *Line Packing* n'est important que pour les pipelines de grande longueur ou les fluides d'une viscosité très élevée et ne joue aucun rôle dans les installations d'adduction d'eau ou d'eaux usées de nos pays.

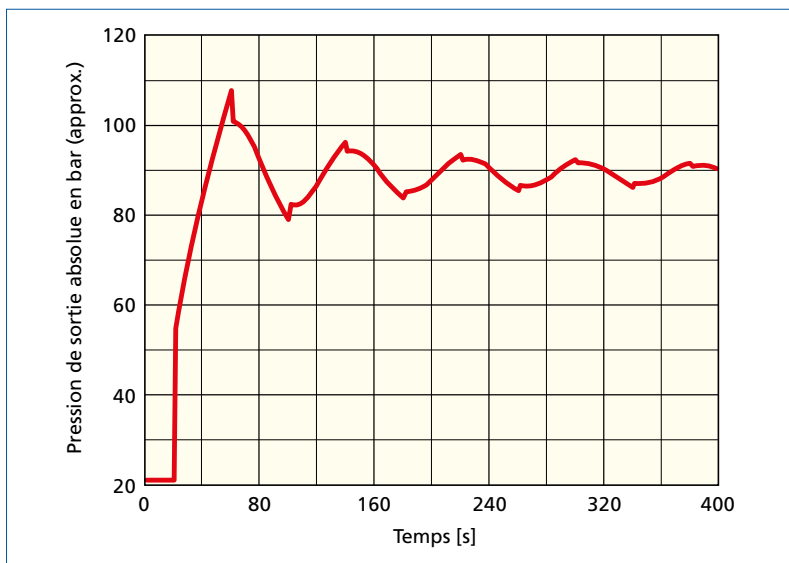


Illustration 4.1-b : Allure des lignes de pression à la sortie d'une tuyauterie de pétrole brut d'une longueur de 20 km après fermeture subite d'un robinet à opercule.

Paramètres de calcul : DN 300, $k=0,02$ mm, pression d'entrée 88 bar constants, $Q=250$ l/s, fluide transporté pétrole brut avec $r = 900$ kg/m³

Remarque à propos de la vitesse de propagation des ondes

Elle est contenue dans la formule de Joukowsky et donc décisive pour l'ampleur du coup de bélier. Son calcul est réalisé à l'aide de la formule (4.1).

$$a = \sqrt{\frac{1}{\frac{\rho}{E_f} + \frac{\rho \cdot d_i \cdot (1-\mu^2)}{E_R \cdot s}}} \text{ m/s} \quad (4.1)$$

ρ - masse volumétrique du fluide [kg/m³]

E_f - module d'élasticité du fluide [N/m²]

E_R - module d'élasticité de la paroi du tuyau [N/m²]

d_i - diamètre intérieur du tuyau [mm]

s - épaisseur de la paroi du tuyau [mm]

μ - facteur de contraction transversale

Les valeurs fournies par l'équation (4.1) sont des valeurs maximales d'environ 1400 m/s pour les tuyaux

en acier jusqu'à 300 m/s pour les tuyaux souples en plastique.

La valeur de a dans l'eau libre est d'environ 1440 m/s. L'exploitabilité pratique de l'équation (4.1) ne doit pas être surévaluée ; dans les calculs de coup de bélier, il est fréquent que l'on renonce à l'utiliser et que a soit uniquement estimé. La teneur en gaz du fluide, qui n'est pas prise en compte dans l'équation (4.1), peut en effet fortement modifier a comme le montre le tableau 4-1 sous forme d'extraits : dans les tuyaux d'eau potable, la teneur en gaz est négligeable, mais, habituellement, elle ne l'est pas dans les installations d'eaux usées. Les autres incertitudes de a concernent principalement les tuyaux en plastique. Un module d'élasticité inconnu et variable, les divergences de fabrication, le vieillissement du tuyau et, en particulier, sa mise en place enterrée jouent ici un rôle important. Un tuyau enterré présente des valeurs de a sensiblement plus élevées que le tuyau libre.

Teneur en gaz Volume %	a m/s
0	1250
0,2	450
0,4	300
0,8	250
1	240

Tableau 4-1 : a en fonction de la teneur en gaz pour une pression d'eau statique d'environ 3 bar

5 La simulation numérique des coups de bélier

En théorie, d'après l'état actuel des connaissances, les grandeurs de modélisation caractéristiques sont la pression p et la vitesse d'écoulement v dans les deux équations différentielles partielles couplées (5.1) pour chaque tuyau individuel d'un réseau de tuyauteries, t étant le temps et x la longueur de tuyaux développée.

Les équations (5.1) présentent une validité générale et tiennent compte à la fois de l'influence de l'inertie et de celle de l'élasticité. Par l'intermédiaire des parois des tuyaux qui, en termes mathématiques, sont appelés conditions aux limites des équations (5.1), les pièces internes de tuyauterie telles que les nœuds de tuyauterie, les réservoirs, les pompes et la robinetterie sont intégrées dans le modèle. C'est ainsi qu'intervient par exemple le raccordement de tuyauteries séparées pour former un réseau de tuyaux par l'intermédiaire d'un nœud de raccordement représentant une condition complémentaire. La condition initiale de l'équation (5.1) est l'état permanent d'écoulement dans le tuyau concerné avant apparition de la défaillance. Le procédé numérique de résolution des équations (5.1) est la méthode des caractéristiques, sur laquelle reposent aujourd'hui presque tous les programmes de calcul du coup de bélier.

Pour calculer les vibrations dues à la résonance, les équations (5.1) sont moins appropriées dans le domaine temporel. Ces vibrations sont calculées avec une meilleure précision par la méthode de l'impédance, c'est-à-dire en prenant en considération la gamme de fréquences.

$$\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{\rho \cdot a^2} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} = 0 \quad (5.1)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} - g \cdot \sin(\alpha) + \frac{\lambda}{2 \cdot d} \cdot v \cdot |v| = 0$$

5.1 La précision des calculs de simulation

Les logiciels reposant sur la méthode des caractéristiques fournissent des résultats dont la précision dépasse de très loin les besoins pratiques, comme le prouvent de nombreuses comparaisons avec des relevés de mesures. Les différences notables n'interviennent que lors du calcul de la macrocavitation et de l'atténuation des ondes de pression dans le tuyau.

Le modèle standard de la cavitation de vapeur qui découle de l'équation (5.1), c'est-à-dire l'hypothèse d'une cavité simple de vide après séparation des colonnes de fluide, fournit des pressions toujours plus élevées que dans la réalité, mais permet, en termes de conclusions, de se trouver du côté de la sécurité.

Les pertes réelles d'énergie dues aux phénomènes de frottement, aux déformations des tuyaux et des supports de tuyaux sont légèrement supérieures aux résultats de la simulation. Les premiers maxima et minima de pression sont donc encore calculées avec une très grande précision, tandis que les courbes suivantes sont calculées

avec un manque d'atténuation qui va croissant. Mais de telles divergences sont négligeables par rapport aux imprécisions résultant de données d'entrée erronées ou de l'absence de données.

Citons, parmi les erreurs de données possibles :

- l'imprécision des courbes caractéristiques de robinetterie et des courbes débit-hauteur
- la méconnaissance de la vitesse réelle de propagation des ondes à l'intérieur du tuyau
- la présence de points de soutirage inconnus sur une canalisation principale
- la méconnaissance de l'état d'incrustation des tuyaux.

L'importance d'une précision aussi parfaite que possible des données d'entrée pour la qualité du calcul du coup de bélier est donc évidente.

Le calcul du coup de bélier n'est jamais plus précis que les données d'entrée. Il n'est permis d'admettre l'hypothèse d'une précision élevée que si ces données sont exactes et que le modèle de calcul correspond à la réalité.

Mais, fréquemment, il n'est pas possible d'obtenir des données exactes. Il est alors nécessaire de recourir à des estimations.

Exemple :

Pour les fabricants de robinetterie, un coefficient de résistance du robinet à pleine ouverture aussi faible que possible est un argument de vente essentiel. Par contre, pour le calcul du coup de bélier, ce sont les valeurs précédant immédiatement la fermeture totale qui importent, valeurs dont la mesure est toutefois ardue. En conséquence, nombre de courbes de résistance de robinetterie disponibles ne vont pas assez loin dans le sens de la fermeture. Pour des raisons de coûts, la plupart des courbes de résistance mises à disposition par les fabricants ne proviennent pas de relevés de mesures originaux, mais ne représentent que des extrapolations.

La configuration d'une installation à l'aide de calculs de coup de bélier doit tenir compte de telles imprécisions par la mise en place de dispositifs anti-bélier d'un dimensionnement légèrement plus « conservateur ».

5.2 Forces exercées sur les tuyauteries par les coups de bélier

À l'aide des courbes de pression en fonction du temps déterminées par ordinateur, il est possible, dans une nouvelle étape de calcul séparée, de calculer les forces s'exerçant sur les coudes et les raccords de tuyauterie en cas de tuyauteries non enterrés. En l'occurrence, l'interaction entre le fluide et les parois des tuyaux n'est pas prise en compte (calcul dissocié). À part quelques exceptions qui ne jouent aucun rôle dans le domaine de l'eau et des eaux usées, ce procédé fournit toujours des forces légèrement trop élevées, ce qui permet donc de se trouver du côté de la sécurité si l'on se base sur les résultats du calcul.

6 Calcul pratique du coup de bélier sur ordinateur

6.1 Déroulement technique

Le calcul du coup de bélier ne saurait fournir directement les paramètres recherchés, tels que taille optimale de réservoir d'eau sous pression d'air, réglages de compresseur, lois de fermeture de la robinetterie, masses d'inertie de pompes, etc. Le type de sécurité anti-bélier doit être indiqué par l'opérateur et ses paramètres estimés. À l'issue du contrôle des résultats fournis par le calcul du coup de bélier, les paramètres sont adaptés en conséquence et il est procédé à un nouveau calcul intégral du coup de bélier pour l'installation. Après plusieurs séquences de calcul, les valeurs obtenues s'approchent de l'optimum en termes de technique et de rentabilité. En raison de l'indispensable intervention d'un spécialiste et malgré le recours à des ordinateurs modernes, une étude de coup de bélier réclame encore une dépense de temps et un volume de travail considérables.

Étant donné qu'il existe aujourd'hui des logiciels performants en matière de coup de bélier, l'utilisateur est fondé à se poser la question de savoir s'il est judicieux de procéder soi-même à des calculs. En raison du faible nombre d'acheteurs, les programmes « sérieux » de calcul du coup de bélier sont coûteux. À cet investissement viennent s'ajouter les frais générés par la formation et la familiarisation avec le programme. Si le programme n'est pas utilisé pendant un certain temps, il est nécessaire de réactiver les connaissances des utilisateurs.

Quand le nombre de cas d'utilisation est inférieur à dix par an, l'investissement réclamé par les calculs n'est pas rentable.

6.2 Coopération entre client et centre de calcul

Il convient ici de faire la distinction entre la phase d'offre et le calcul proprement dit. Dans la phase d'offre, le centre de calcul a besoin, pour calculer les coûts, d'obtenir les informations suivantes du prescripteur de l'installation :

1. Schéma fonctionnel grossier de l'installation, figurant toutes les pièces internes décisives telles que pompes, robinetterie, points de soutirage ou amenées supplémentaires ainsi que les éventuelles sécurités déjà mises en place (aérateur, réservoir d'eau sous pression d'air). Ce schéma peut également être fourni sous forme de croquis tracé à la main dont la réalisation ne demande que quelques minutes.
2. Liste grossière des paramètres essentiels, telles que longueurs de tuyau importantes, diamètres, débits.
3. Liste des périodes principales de service et d'arrêt pour défaillance.
4. Récapitulation de tous les dommages connus susceptibles d'avoir été provoqués par des coups de bélier.
5. Observations inhabituelles faites pendant l'exploitation.

S'il est prévu de procéder à un calcul, il est nécessaire de fournir d'autres données spécifiées par le centre de calcul. À titre d'extrait, citons les données complémentaires suivantes :

- cotes géodésiques
- longueurs
- diamètres
- épaisseur de paroi
- matériau, revêtement, raccords de tuyauteries
- plage de pression, courbe de hauteur manométrique de calcul
- pressions intérieures de tuyauterie admissibles (p_{min} , p_{max})
- méthode de pose des tuyaux (enterré ou non)
- modules d'élasticité des matériaux des tuyaux
- coefficient de rugosité de surface
- aération et purge d'air des points hauts
- ramifications
- courbes zeta ou courbes Kv et lois d'actionnement de la robinetterie
- courbes débit-hauteur, courbes et données caractéristiques des machines hydrauliques
- moments d'inertie des machines
- courbes et données caractéristiques de sécurités anti-bélier déjà existantes
- valeurs caractéristiques des dispositifs d'aération et de purge d'air
- réglage des régulateurs
- hauteur du niveau d'eau des réservoirs
- débits dans les différentes sections de tuyauteries
- degrés d'ouverture des organes d'arrêt et de laminage
- pressions de service.

⁹ Étant donné qu'un utilisateur n'a pas la possibilité de saisir comment fonctionnent les programmes de calcul de coups de bélier, il est essentiel qu'un fabricant renommé se porte garant de la qualité du produit. En règle générale, les programmes de calcul du coup de bélier proviennent d'instituts universitaires spécialisés. Dans certains cas, ces programmes ont été repris par des sociétés commerciales et dotés d'interfaces graphiques sophistiquées qui en facilitent l'utilisation.

7 Utilité des règles empiriques et des calculs approximatifs

Une estimation grossière peut s'avérer judicieuse dès lors qu'il est nécessaire de déterminer rapidement le danger potentiel menaçant une installation. Dans ce contexte, des questions se posent à propos de la plage de validité des règles empiriques et de la possibilité de transposer le comportement d'une installation en matière de coup de bélier sur une autre installation (modularité). Dans un premier temps, il convient de constater que les installations d'adduction d'eau et de pompage d'eaux usées sont extrêmement variées et diffèrent à tel point les unes des autres que les formules d'approximation ne sont pas applicables. De même, les installations présentant des caractéristiques très similaires – en termes de débits externes et de longueurs de tuyauterie – ne peuvent en règle

générale faire l'objet d'une transposition.

Un exemple très simple illustre ce propos : deux systèmes d'adduction d'eau identiques en tous points à l'exception du profil en long géodésique de la tuyauterie principale, l'une des installations présentant un point haut dont l'autre est dépourvue. L'installation dépourvue de point haut est protégée de manière fiable par un réservoir d'eau sous pression d'air. Or, cette protection n'est pas possible dans la deuxième installation avec la même taille de réservoir d'eau sous pression d'air : en effet, lors de la décade de la vibration de l'eau du réservoir, la hauteur manométrique dynamique minimale fait intersection avec le point haut et ces dépressions génèrent un danger de pénétration d'eau usée dans l'installation.

Pour être en mesure d'évaluer de manière fiable le domaine de vali-

dité des formules d'approximation pour le calcul des états d'écoulement turbulents, il est nécessaire de disposer d'une très vaste expérience. Dans le cadre des tâches pratiques de planification, les formules d'approximation doivent être exclusivement utilisées pour l'estimation grossière du potentiel de danger menaçant une installation (exemples au point 4). En règle générale, il n'est pas possible d'assumer la responsabilité d'évaluations plus précises, voire d'un dimensionnement de sécurités anti-bélier. Tous les procédés d'approximation et toutes les formules d'estimation connus sont brièvement présentés ci-après :

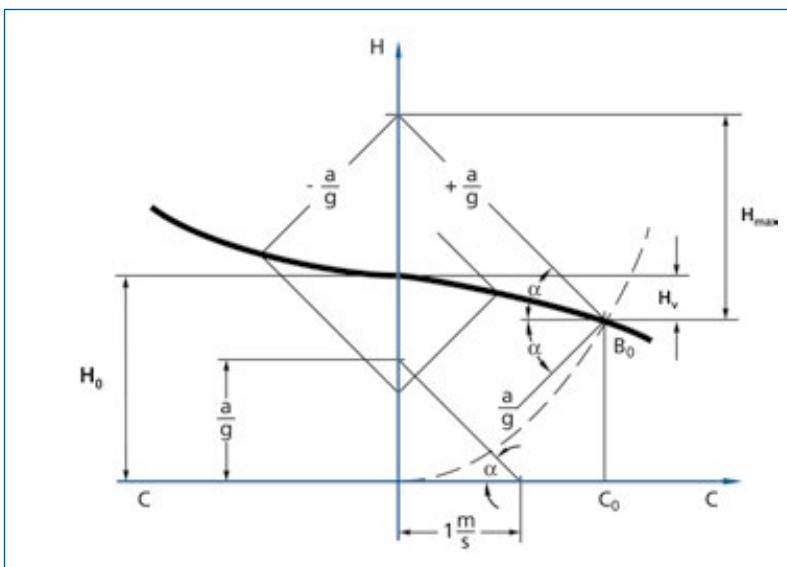


Illustration 7-1 : Procédé graphique d'après Schnyder-Bergeron

- À l'aide du procédé graphique Schnyder-Bergeron, il a été possible, avant de disposer d'ordinateurs, de réaliser des calculs de coup de bélier d'une fiabilité très élevée. Pour des raisons pratiques, l'utilisation en est pour l'essentiel limitée aux systèmes ne comprenant qu'une tuyauterie, la prise en compte du frottement n'étant possible qu'au prix d'une procédure complexe. L'utilisation de la formule réclame des connaissances spécialisées. L'illustration 7.1 montre à titre d'exemple un graphique Schnyder-Bergeron dans lequel la propagation des ondes de pression suite à la fermeture d'un robinet est déterminée de manière graphique.
- Application de la formule de Joukowsky en cas de modifications rapides de la vitesse d'écoulement v (exemples de cas au paragraphe 4).
- Procédés graphiques pour la détermination de la taille des réservoirs d'eau à pression d'air*).
- Procédés graphiques pour l'estimation du Line Packing*).
- La loi presque toujours optimale de fermeture d'un robinet d'arrêt pour le cas spécifique d'une conduite à une seule tuyauterie peut être calculée par approximation*).

Il n'existe pas d'autres procédés de calcul approximatif. Ce manque apparent devient plus compréhensible si l'on considère comme exemple encore une fois le réservoir d'eau sous pression d'air. Il ne saurait suffire de lire le volume total du réservoir dans un graphique de pré-dimensionnement. L'efficacité du réservoir d'eau sous pression d'air dépend de manière décisive du rapport entre le volume d'eau et le volume d'air dans le réservoir, c'est-à-dire de la question de savoir si le pré-gonflage est plus ou moins accentué. Ce pré-gonflage influe sur le volume total du réservoir nécessaire. Par ailleurs, le profil de la tuyauterie est important. S'il existe par exemple un point haut, avec lequel la ligne de hauteur manométrique dynamique minimale ne doit pas faire intersection après défaillance de la pompe (dépression), il en résulte, pour des paramètres d'installation identiques, un autre dimensionnement du réservoir. Celui-ci est alors sensiblement plus grand. Fréquemment, un clapet anti-retour et un organe d'étranglement placés dans un by-pass assurent que, lors du retour de l'onde, aucune pression inadmissible n'apparaîtra dans le réservoir d'eau sous pression d'air. Les règles empiriques et les procédés graphiques de pré-dimensionnement ne permettent pas la saisie de toutes ces grandeurs d'influence décisives.

*) Il est impératif de disposer de connaissances spécialisées.

8 Les principales sécurités anti-bélier

Les sécurités anti-bélier empêchent le passage de l'énergie cinétique à l'énergie de déformation. Pour l'essentiel, il est en l'occurrence fait application des principes suivants :

- Accumulateur d'énergie
- Dispositifs d'aspiration auxiliaire et d'entrée d'air
- Optimisation des lois d'actionnement¹⁰ de la robinetterie
- Optimisation des stratégies de pilotage des tuyauteries

8.1 Accumulateur d'énergie

Avec un réservoir d'eau sous pression d'air et une cheminée d'équilibre, l'énergie est accumulée comme énergie de pression, tandis

qu'avec un volant d'inertie de pompe, elle est accumulée comme énergie de rotation. Cette réserve d'énergie est suffisamment grande, si bien qu'il est possible de conserver l'écoulement permanent pendant une période de temps relativement longue et que sa vitesse ne diminue que lentement par dissipation. Une chute de pression rapide est évitée. Les réservoirs d'eau sous pression d'air et les cheminées d'équilibre peuvent, lorsqu'ils sont installés en amont d'une pompe sur une tuyauterie d'aménée d'une grande longueur, empêcher le coup de bélier non seulement par la délivrance d'énergie, mais également, à l'inverse, par l'absorption d'énergie.

8.1.1 Réservoir d'eau sous pression d'air

Il existe des réservoirs à compresseur (Illustration 8.1.1-a), des réservoirs à vessie (Illustration 8.1.1-b) ou des réservoirs à tube d'aération immergé. Les réservoirs à compresseur ainsi que les réservoirs à vessie ne présentent pas de différences de principe en ce qui concerne leur mode de fonctionnement. La sélection du type de réservoir intervient en fonction d'aspects techniques ou économiques. En raison de leur conception, les réservoirs à vessie n'entrent en ligne de compte que pour les petits volumes.

Ainsi que nous l'avons déjà expliqué, le volume du réservoir d'eau sous pression d'air n'est pas le seul élément décisif. Si le rapport entre le volume de l'eau et le volume de

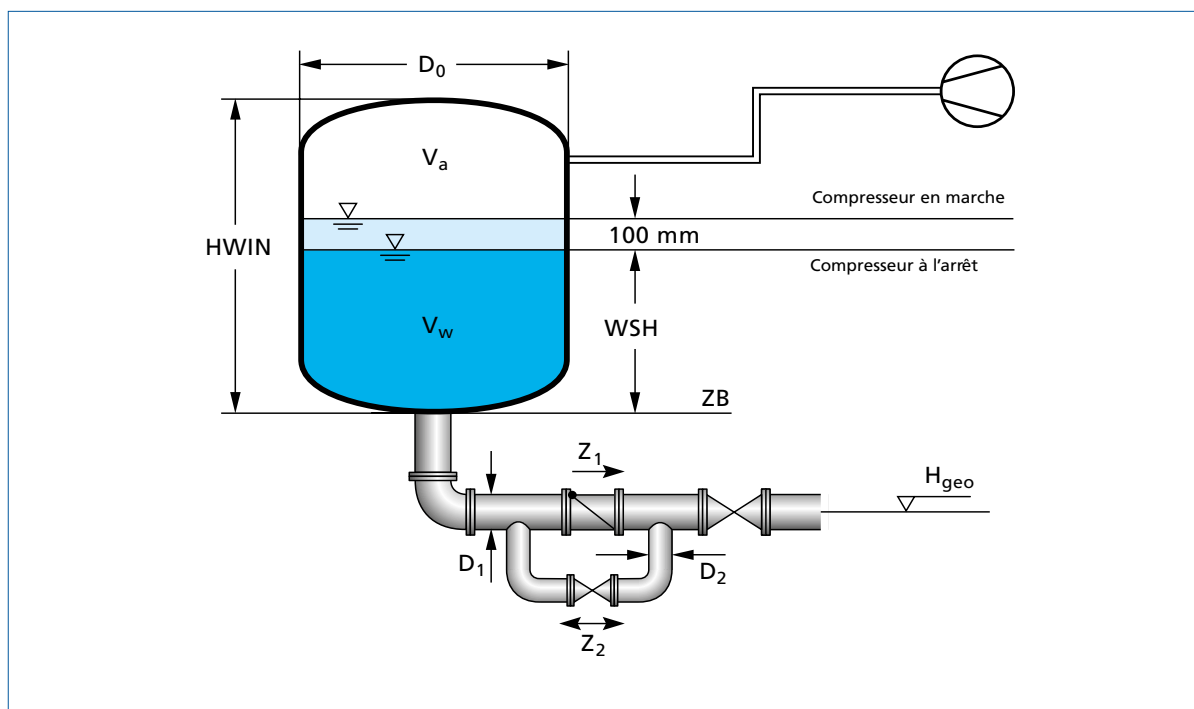


Illustration 8.1.1-a : Schéma d'un réservoir à compresseur. Pour éviter les pressions trop élevées lors du retour de vibration de l'eau du réservoir, il est nécessaire, le cas échéant, de prévoir un clapet anti-retour à battant avec by-pass laminé sur la tuyauterie de raccordement.

¹⁰ Une loi d'actionnement indique l'angle de fermeture de la robinetterie en fonction du temps.

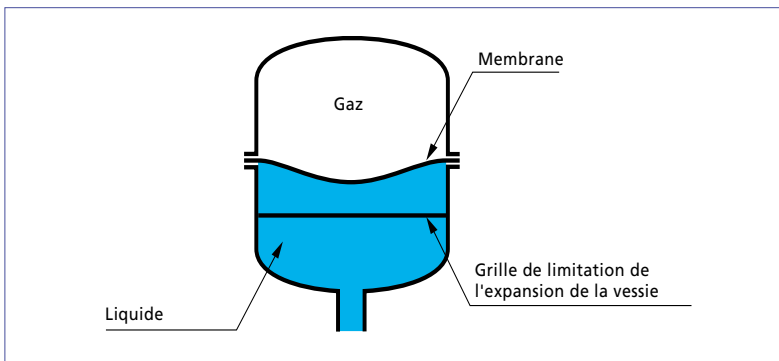


Illustration 8.1.1-b : Schéma d'un réservoir à vessie

l'air est optimal, il est possible de faire l'économie d'une partie importante du volume total du réservoir. Dans un réservoir à compresseur, des capteurs veillent à un remplissage correct en mettant le compresseur d'air en/hors circuit suivant les besoins. Sur le réservoir à vessie, le réglage intervient la plupart du temps avant l'installation par le pré-gonflage déterminé de la vessie.

Les réservoirs d'eau sous pression d'air ne sont pas uniquement montés à la sortie de la pompe pour protéger les installations contre les défaillances de la pompe. Ils peuvent également être intégrés à d'autres emplacements d'un système de tuyauteries: Sur les conduites d'amenée de grande longueur, il est, par exemple, possible d'installer un réservoir d'eau sous pression d'air supplémentaire à l'amont de la pompe comme sécurité anti-bélier.



Illustration 8.1.1-c : Réservoir à vessie

Le réservoir situé à l'amont absorbe de l'énergie après défaillance de la pompe, tandis que le réservoir placé à l'aval délivre de l'énergie.

Les réservoirs d'eau sous pression d'air ne sont pas appropriés pour les installations de pompage d'eaux usées¹¹. Les raisons en sont les suivantes :

- Avec les eaux usées, il n'existe pas de possibilité de mesurer le niveau de remplissage nécessaire pour le réglage du compresseur.
- La vessie d'un réservoir à vessie peut être endommagée par les objets coupants ou pointus qui se trouvent dans les eaux usées.
- Danger d'incrustation, de dépôt et de bouchage.

Avec une surveillance appropriée, la sécurité d'exploitation des réservoirs d'eau sous pression d'air est élevée. Pour leur exploitation, il convient de veiller aux points suivants :

- Surveillance du niveau d'eau dans le réservoir.
- Pour des raisons d'hygiène, il est nécessaire de remplacer continuellement ou régulièrement le volume d'eau dans le réservoir.
- L'air comprimé doit être exempt d'huile.
- Pour permettre une mise hors service pour inspection technique, il est nécessaire de prévoir des réservoirs de rechange.
- Les robinets d'arrêt montés sur la conduite de raccordement doivent être protégés contre les fermetures par inadvertance, leur position d'ouverture doit être surveillée.
- Maintenance du compresseur (réservoir à compresseur).

¹¹ Le réservoir à tube d'aération immergé constitue une exception : cette association d'un réservoir, d'une cheminée d'équilibre et d'une soupape d'aération et de purge d'air est pratiquement inconnue en Allemagne.

8.1.2 Cheminées d'équilibre et brise-charge

La cheminée d'équilibre ne peut être mise en œuvre que sur les points du système présentant de faibles hauteurs manométriques. En règle générale, elle ne saurait remplacer un réservoir d'eau sous pression d'air à la sortie de la pompe. Équipée d'un clapet anti-retour à battant dans le sens d'écoulement et d'un mécanisme de remplissage (brise-charge), elle est utilisée pour empêcher les dépressions aux points hauts des pipelines d'eau pure de grande longueur. Dans les installations d'eaux usées, en raison des éventuelles nuisances olfactives, les cheminées d'équilibre n'entrent en ligne de compte que dans les cas exceptionnels. La sécurité d'exploitation des cheminées d'équilibre et des brise-charge est élevée, à condition que les points suivants soient respectés.

- Remplacement continu ou régulier de l'eau (hygiène)
- Filtrage de l'air d'amenée
- Essai de fonctionnement du dispositif anti-retour des brise-charge.
- Surveillance du niveau de remplissage ou du dispositif de remplissage des brise-charge.

8.1.3 Volants d'inertie de pompe

Ils sont placés sur le moteur d'entraînement et augmentent, grâce à

l'énergie de rotation accumulée,

$$E_{\text{kin}} = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2 \quad (8.1)$$

J - moment d'inertie du volant d'inertie [kgm²]

ω - vitesse angulaire [s⁻¹]

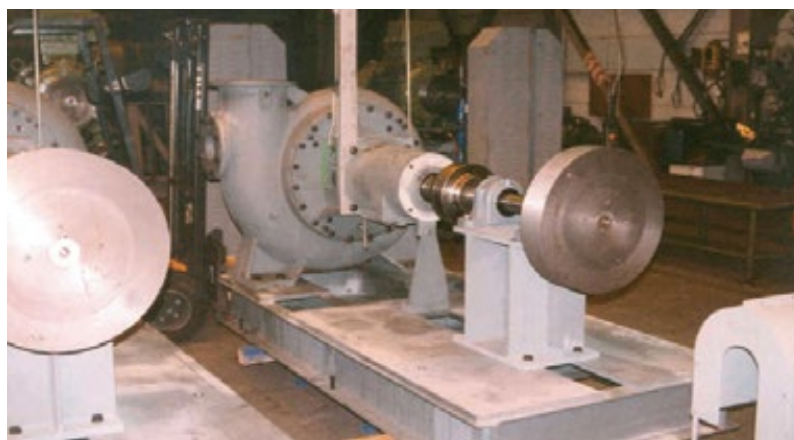


Illustration 8.1.3-a : Les poulies des courroies trapézoïdales sont réalisées sous forme de poulies pleines.

Pour un disque plein homogène de rayon r et de masse m , le moment d'inertie est par exemple de

$$J = \frac{m \cdot r^2}{2}$$

Les illustrations 8.1.3-a et 8.1.3-b présentent des exemples d'applications. Avec les volants d'inertie rentables et techniquement faisables, il n'est toutefois possible de parvenir qu'à une prolongation du temps de ralentissement convenant à des longueurs de tuyauterie relativement faibles, c'est-à-dire des temps de réflexion T_r courts. La longueur

totale limite de la tuyauterie est d'environ 1 à 2 km. Une estimation grossière permettant de savoir si la solution recourant à un volant d'inertie est possible a été réalisée dans le troisième exemple du chapitre 4. La construction des groupes submersibles ne permet pas le recours à des volants d'inertie. Sur les autres types de pompe, il convient d'examiner si le démarrage du moteur de la pompe est affecté ou non. Les volants d'inertie constituent sans doute la sécurité anti-bélier la plus sûre et la plus élégante.



Illustration 8.1.3-b : Volant d'inertie vertical (entraînement par l'intermédiaire d'un arbre articulé, $D = 790$ mm).

Leur sécurité de service est la plus élevée de tous les types de dispositifs. Mis à part la surveillance des paliers sur les systèmes de grandes dimensions, leur fonctionnement ne réclame aucune attention particulière.

8.2 Soupapes d'aération ou de purge d'air

Elles ne sont mises en œuvre que là où d'autres mesures ne sont plus possibles. Leurs inconvénients sont les suivants :

- Nécessité d'une maintenance régulière.
- En cas de disposition incorrecte et de montage non conforme, elles peuvent provoquer des coups de bélier aggravés.
- Dans certaines conditions, le mode de fonctionnement de l'installation peut être limité, car l'air aspiré doit ensuite être éliminé.
- Pour les eaux usées, il est nécessaire de recourir à des conceptions spécifiques.

Les soupapes d'aération (Illustration 8.2-a) doivent être dimensionnées avec soin. Avec des tuyauteries de diamètre important, les purgeurs doivent être placés sur des dômes afin que l'air aspiré puisse s'y rassembler. Dans les tuyauteries, quand l'écoulement ne s'est pas encore totalement arrêté, l'air aspiré peut, dans les cas défavorables, avoir des effets très désavantageux. Normalement, les coussins d'air ont une action d'atténuation. Toutefois, des situations dans lesquelles l'air aspiré entraîne de dangereuses augmentations dynamiques de pression sont également possibles. L'expulsion de l'air aspiré doit intervenir lentement, car des modifications de pression par à-coups peuvent survenir dans



Illustration 8.2-a : Duojet*), soupape d'aération et de purge d'air avec soupape à une chambre actionnée par le liquide.

Section de purge d'air importante pour l'aération et la purge de grands volumes d'air lors de la mise en/hors circuit d'installations de pompage.

Petite section de purge d'air pour la purge de faibles volumes d'air pendant le fonctionnement en pleine surpression intérieure.

la phase finale de l'expulsion de l'air quand les sections de purge sont trop importantes. C'est pourquoi les aérateurs ou les purgeurs

présentent des diamètres nominaux différents dépendants du sens d'écoulement de l'air. L'aération a une section importante et la purge d'air une section faible.

La sécurité de service des aérateurs et des purgeurs, tributaire de leur conception, est la moins avantageuse de toutes les sécurités anti-bélier. Lors de leur utilisation, il faut contrôler régulièrement le bon fonctionnement et filtrer, le cas échéant, l'air aspiré.

8.3 Robinetterie motorisée

Les lois d'ouverture et de fermeture des robinets sont déterminées et vérifiées à l'aide d'un logiciel de calcul du coup de bélier, compte tenu de la courbe caractéristique de la robinetterie.

La sécurité de service est élevée quand les temps de manœuvre et les points caractéristiques des courbes du système d'actionnement sont dotés d'une sécurité multiple sur les actionneurs électriques ou que, sur les actionneurs oléohydrauliques, des éléments de construction sûrs, tels que les plaques perforées ou les vannes de régulation de débit, sont utilisées. En cas de recours à cette

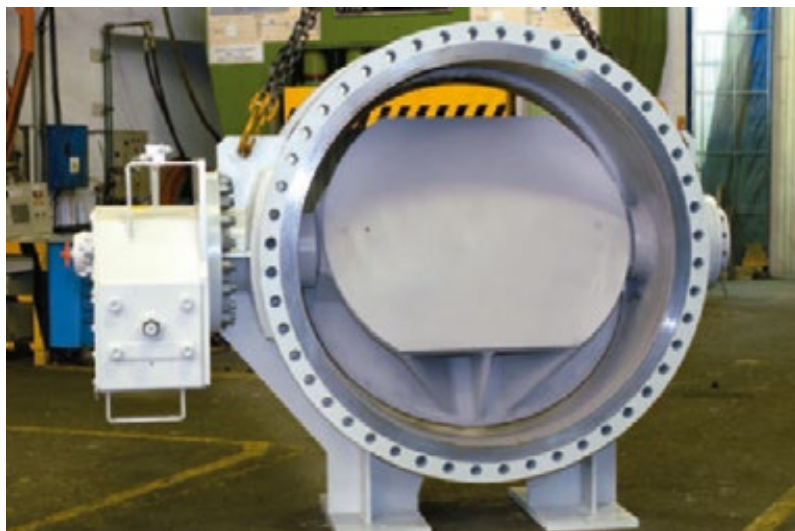


Illustration 8.3-a : Clapet d'arrêt à battant motorisé

*) Avec l'aimable autorisation de la société VAG-Armaturen GmbH.

formule, il est nécessaire de veiller à une vérification régulière des temps de manœuvre et à des contrôles de fonctionnement réguliers par rapport à la loi d'actionnement.

8.4 Clapets anti-retour à battant

La dynamique des clapets anti-retour à battant a fréquemment une influence décisive sur l'évolution du coup de bélier, car, en raison de la fermeture du clapet après renversement du sens d'écoulement, il se produit des modifications de vitesse qui, d'après l'équation de Joukowsky (4.1), génèrent des modifications de pression.

À quelques exceptions près, un clapet anti-retour à battant doit toujours satisfaire aux deux exigences contradictoires suivantes :

- Le courant de retour doit s'immobiliser le plus vite possible.
- Le coup de bélier survenant lors de la décélération doit rester aussi faible que possible.

Sur les installations de pompage d'eau potable avec réservoirs d'eau sous pression d'air, il est nécessaire d'utiliser des soupapes de retenue à corps tuyère. Les clapets à oscillation libre peuvent s'avérer très défavorables, car leur fermeture lente conduit à la formation d'un écoulement de retour et le papillon, lors de l'arrêt, bat durement dans son siège. Ce phénomène, connu sous le nom de « coup de clapet », est fort redouté. Étant donné que le critère décisif du coup de clapet est le temps de fermeture, la situation peut être certes améliorée par un amortissement de fin de course, mais le problème ne sera pas fondamentalement éliminé. Avec les eaux usées, les soupapes de retenue à corps tuyère n'entrent pas en ligne de compte en raison du danger de bouchage, si bien que, malgré leurs inconvénients, les clapets à oscillation libre avec amortissement de fin de course restent la seule option. Sur les tuyauteries de refroidisse-

ment des centrales énergétiques, les clapets anti-retour assurent qu'après défaillance de la pompe, le courant de retour est laminé de manière définie. En cas de fonctionnement de pompes en parallèle, c'est un point important : si une pompe est victime d'une défaillance, les pompes restantes continuent à fonctionner et exercent une pression contre la pompe défaillante. Dans cette configuration, une fermeture définie est réalisée par des entraînements hydrauliques réglables sans alimentation extérieure, avec levier et contrepoids, le clapet s'ouvrant librement dans le sens de l'écoulement et se fermant après déclenchement par l'effet d'une loi d'actionnement à un ou deux niveaux.

La sécurité de service des clapets anti-retour est relativement élevée. En cas de recours à ce système, un contrôle de fonctionnement régulier est nécessaire.

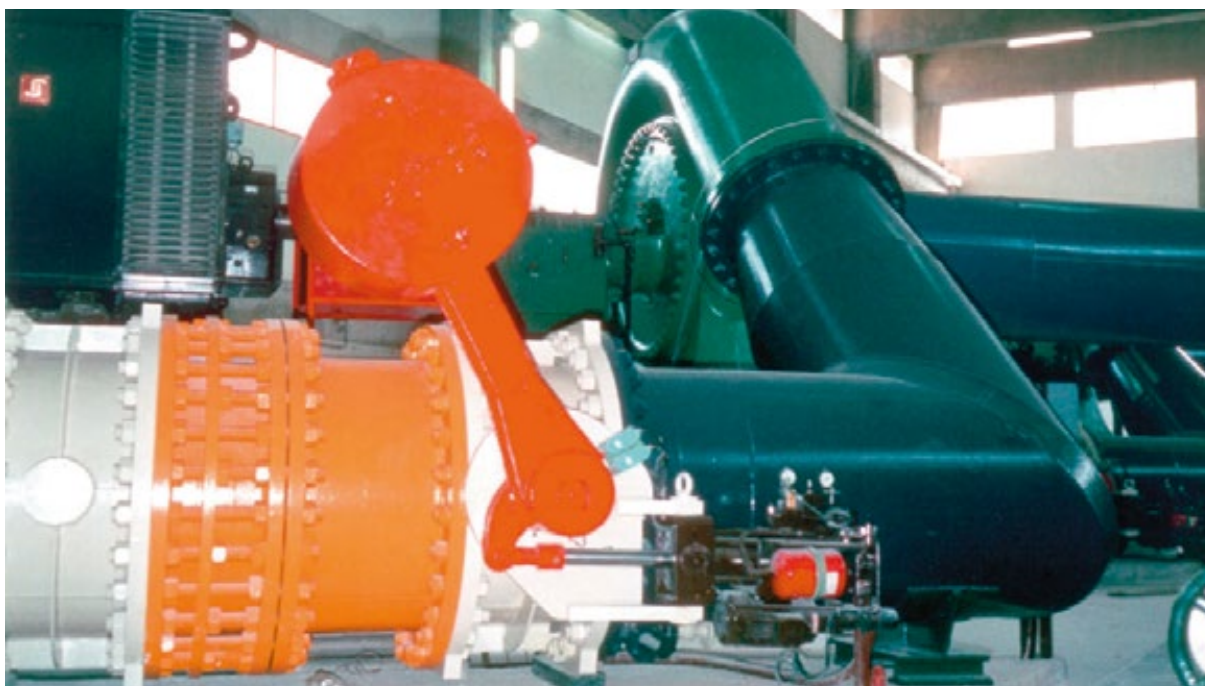


Illustration 8.4-a : Clapet anti-retour à battant avec contrepoids et actionneur hydraulique.

9 Etudes de cas

Les études de cas présentées ici proviennent d'analyses de coup de bélier réalisées par KSB, avec des modifications appropriées des paramètres des installations pour empêcher l'identification des installations concernées. Les problématiques respectives et les solutions n'ont pas été modifiées.

9.1 Etude de cas : « Conduite d'eau à distance »

Les paramètres de l'installation sont indiqués dans l'illustration 2.1-b. Le débit-volume permanent $Q_{\text{stat}} = 500$ l/s est refoulé avec une hauteur énergétique totale de $\Delta h_{\text{stat}} = 122,5$ m à travers une tuyauterie en fonte ductile de DN 600, d'une longueur totale de $L = 2624$ m, dans un réservoir surélevé par trois pompes centrifuges fonctionnant en parallèle. Le dysfonctionnement décisif, entraînant des pressions dynamiques inadmissibles, est la défaillance simultanée des trois pompes. Les pressions dynamiques maximum créées par cette défaillance sont largement supérieures à la pression nominale admissible PN 16 (cf. ligne h_{max}) de l'illustration 2.1-b, et les pressions minimales survenant baissent sur de longues sections jusqu'à atteindre la pression de vapeur (cf. ligne h_{min}) de l'illustration 2.1-b. Il est possible de protéger le système à l'aide d'un réservoir d'eau sous pression d'air placé à l'origine de la conduite à distance. Un réservoir des dimensions indiquées dans l'illustration 2.1-b empêche dans un premier temps l'apparition de dépressions, mais, lors du retour de vibration de la colonne d'eau dans le tuyau, des pointes de pressions dynamiques

supérieures à 16 bars interviennent encore. C'est pourquoi il est en plus nécessaire de laminier le courant de retour dans le réservoir d'eau sous pression d'air. Le schéma de principe du laminage est représenté dans l'illustration 8.1.1-a. Dans le cas présent, le laminage est réalisé à l'aide d'un court tuyau de DN 200, dans lequel est monté un diaphragme normalisé DN 80. L'illustration 2.1-b présente les enveloppes de pression calculées, avec et sans réservoir d'eau sous pression d'air. Maintenant, la courbe maximale de hauteur mano-

métrique avec réservoir d'eau sous pression d'air h_{maxWK} n'est plus que légèrement supérieure à la courbe de hauteur manométrique stationnaire h_{stat} , et la courbe de hauteur manométrique minimale h_{minWK} passe avec une grande distance de sécurité au-dessus de la génératrice supérieure de la tuyauterie.

L'illustration 9.1 présente les courbes des hauteurs manométriques et du débit-volume en fonction du temps pour le système avec réservoir d'eau sous pression d'air (hauteurs manométriques en m au-dessus du niveau de la mer).

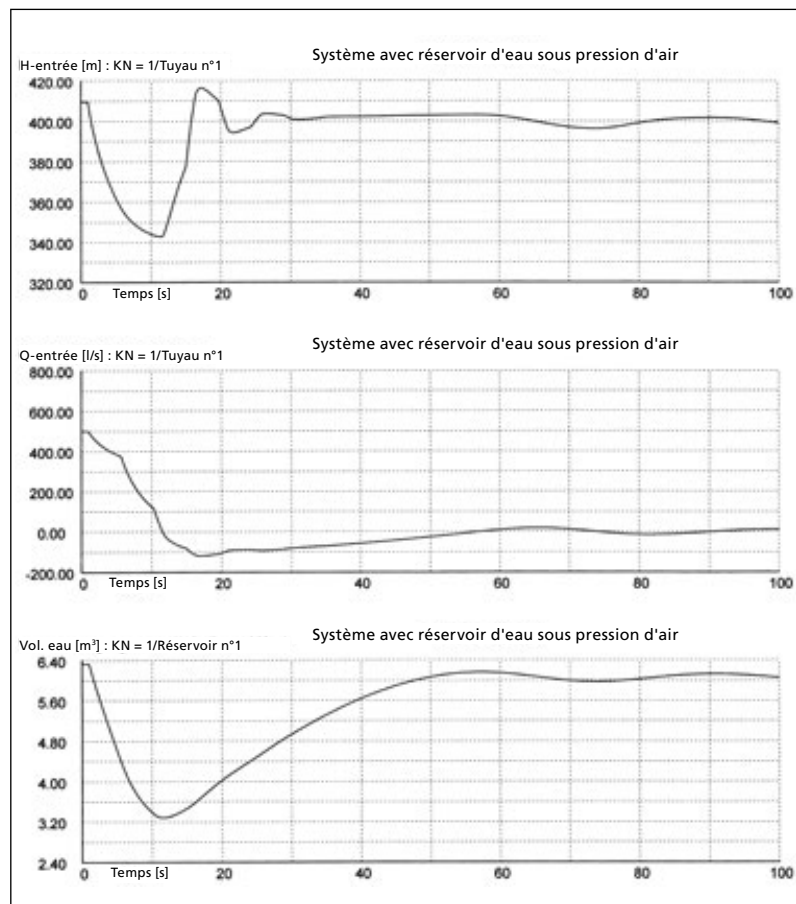


Illustration 9.1 : Courbes de temps de l'exemple « Conduite d'eau à distance » (illustration 2.1-b) ; l'illustration présente les courbes des hauteurs manométriques et du débit-volume en fonction du temps pour le système avec réservoir d'eau sous pression d'air (hauteurs manométriques en m au-dessus du niveau de la mer).

9.2 Etude de cas « Conduite de pompage d'eaux pluviales »

Une nouvelle conduite d'eaux pluviales DN 350, de longueur totale $L = 590$ m, partant d'une station de pompage d'eaux usées, est dirigée vers un ouvrage d'aération. La pressurisation intervenait par l'intermédiaire de trois pompes de type identique fonctionnant en parallèle et dotées chacune d'un clapet anti-retour à battant et d'un robinet-vanne motorisé pour piloter le démarrage et la décélération. Les cent premiers mètres de la conduite en PE-HD ont été enterrés, les 490 mètres restants étant réalisés en tube d'acier non enterrés reposant sur des berceaux pour tuyauterie. L'illustration 9.2-a présente le schéma de l'installation. Les conduites aériennes sont reliées entre elles par des coudes à 90° . Une analyse du coup de bélier accompagnant la conception de l'installation n'a été ni réalisée ni commandée par le prescripteur de l'installation. Après réalisation, lors des premiers essais de fonctionnement, une interruption de l'alimentation électrique – et, en conséquence, la défaillance simultanée des trois pompes – s'est produite. Cette défaillance a provoqué des secousses considérables dans la partie de la conduite non enterrées, avec pour conséquence la détérioration et la rupture partielle des fixations de la conduite. L'étude de coup de bélier commandée à la suite avait pour objectifs :

- de déterminer les causes des coups de bélier et des forces observés,

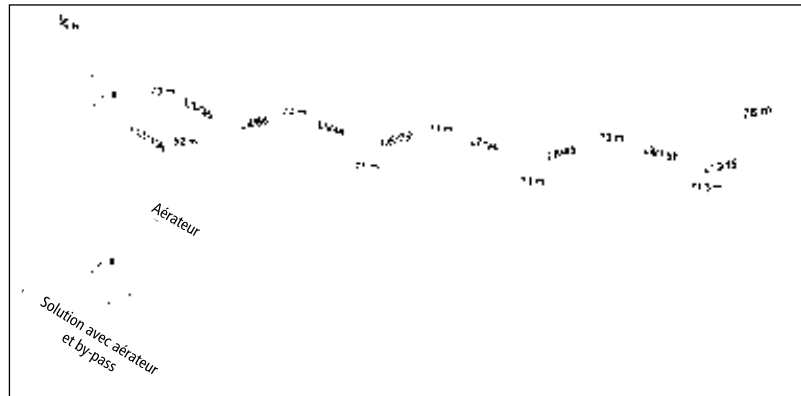


Illustration 9.2-a : Schéma de l'exemple « Conduite d'eaux pluviales »

- de prévoir des actions et sécurités anti-bélier appropriées pour contrer les pressions dynamiques inadmissibles générées par la défaillance des pompes et de faire par le calcul la démonstration de leur mode d'action.

Données de modélisation

Outre les paramètres déjà mentionnés dans l'illustration 9.2-a, les données du système suivantes sont également intégrées dans le calcul :

Courbe débit-hauteur de l'illustration 9.2-c

Conduite modélisée L1 :

Matériau :	PE HD
$D_{\text{intér}}$:	354,6 mm
k :	0,1 mm
a :	600 m/s (estimé)
Pression mini. admissible :	vide
Plage de pression :	PN 6

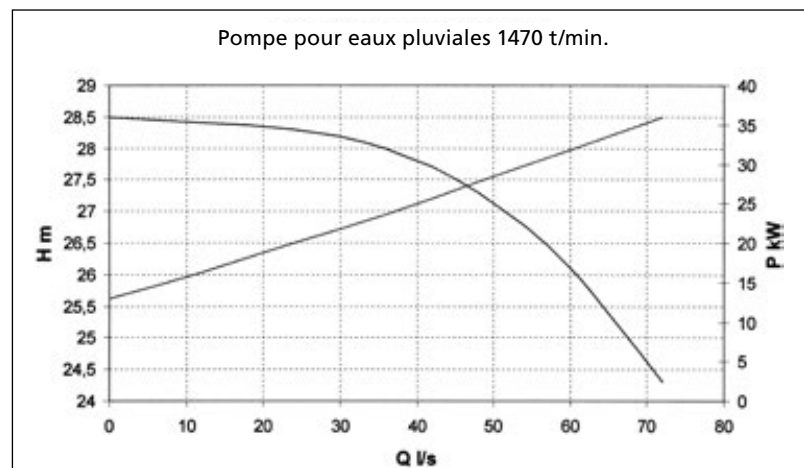


Illustration 9.2-c : Courbe débit-hauteur de l'exemple « Conduite d'eaux pluviales »

Conduites modélisées L2 à L10 :

Matériau : Acier,

 $D_{int.} : 349,2 \text{ mm}$ $k : 0,1 \text{ mm}$ $a : 1012 \text{ m/s}$

(issu de la formule 4.1)

Pression mini. admissible : vide

Plage de pression : PN 10

Des informations sur les clapets anti-retour n'étaient pas disponibles. Dans le modèle, l'hypothèse de départ, largement plausible, était donc que les clapets se ferment brusquement à l'inversion du sens d'écoulement.

Calcul de l'état effectif, premiers résultats

Le débit-volume permanent calculé par le programme pour le fonctionnement en parallèle avec trois pompes est de $Q_{stat} = 187 \text{ l/s}$. Il est ressorti du premier calcul du coup de bélier avec défaillance simultanée des pompes qu'une macrocavitation et, conséquence de celle-ci, des pressions dynamiques maximales allant jusqu'à 15 bar survenaient dans la conduite en PE-HD, c'est-à-dire un dépassement très large et inadmissible de la pression nominale du tuyau, soit PN 6. Les forces longitudinales calculées agissant sur les berceaux pour tuyauterie entre deux coudes à 90° atteignaient à bref délai des valeurs allant presque jusqu'à 100 kN, ce qui correspond à des poids d'environ 10 tonnes. Les illustrations 9.2-d et 9.2-e présentent, à titre d'exemple, quelques courbes de temps du système sans protection. L'illustration 9.2-d indique la vitesse de rotation de la pompe ainsi que la hauteur manométrique

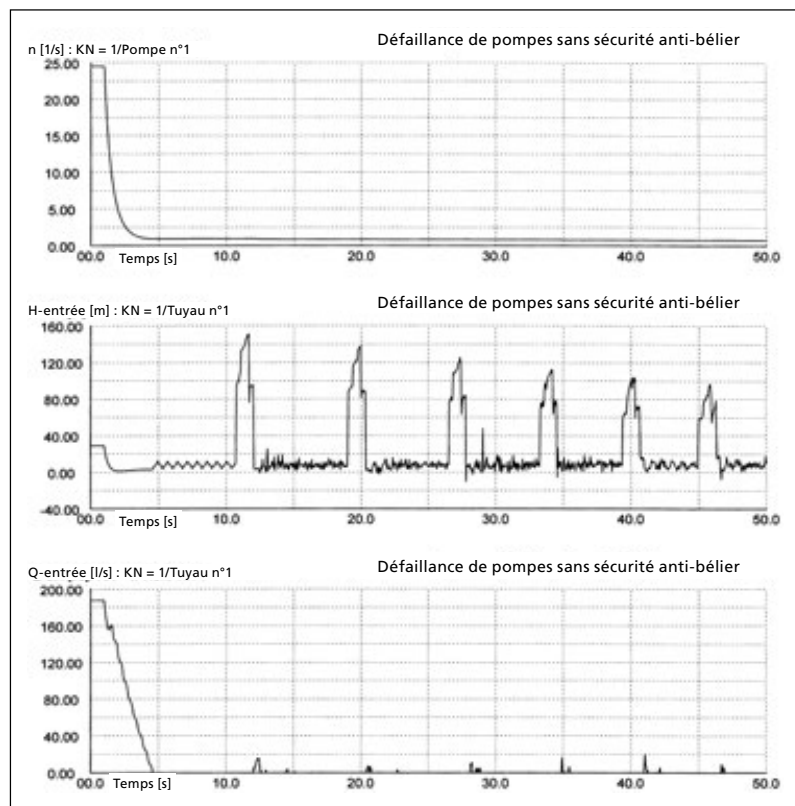


Illustration 9.2-d : Courbes de temps du système « Conduite d'eaux pluviales » sans protection

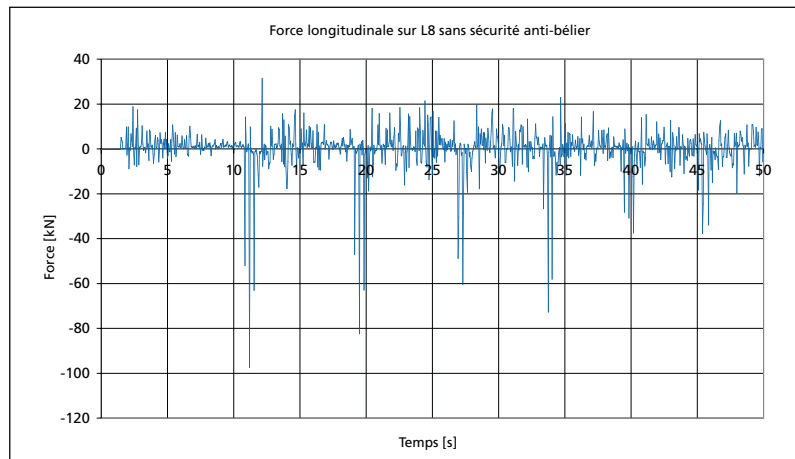


Illustration 9.2-e : Force longitudinale sur L8 dans le système « Conduite d'eaux pluviales » sans protection

et le débit-volume à l'entrée de la conduite modélisée L1 (hauteur manométrique exprimée ici en m au-dessus de l'axe du tuyau), tandis que l'illustration 9.2-e indique la

courbe de force longitudinale agissant sur L8. Les secousses et les dommages observés étaient donc expliqués.

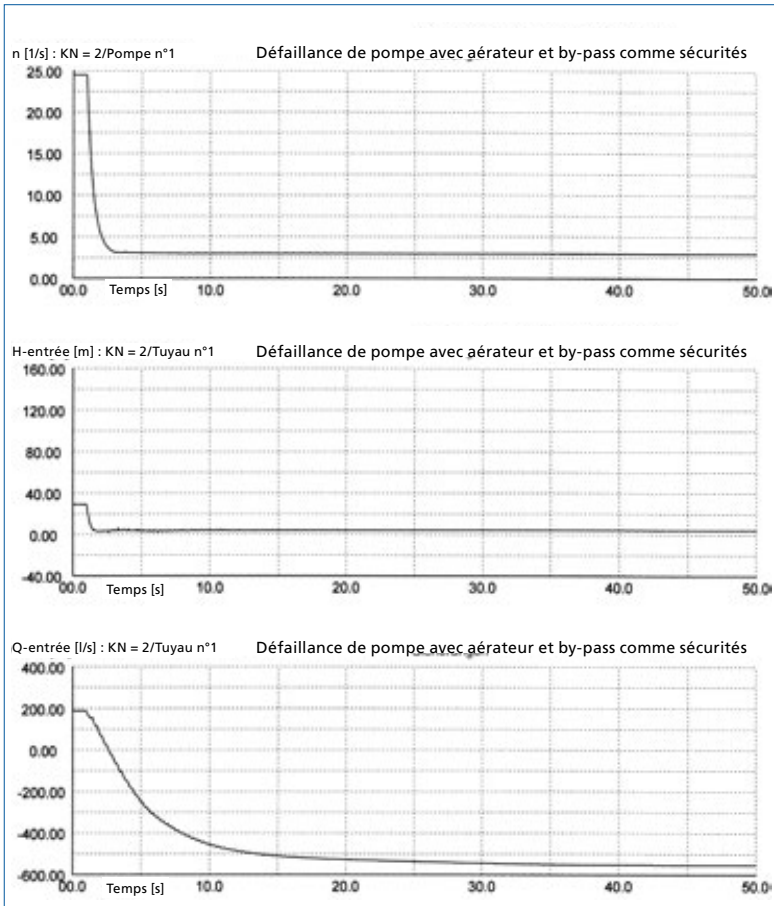


Illustration 9.2-f : Courbes de temps du système « Conduite d'eaux pluviales » avec protection

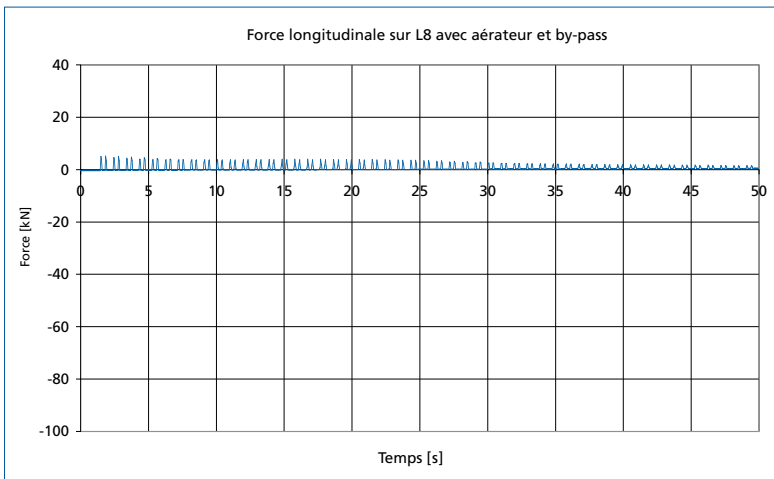


Illustration 9.2-g : Force longitudinale sur L8 dans le système « Conduite d'eaux pluviales » avec protection

Mesures de protection anti-bélier

Grâce à une nouvelle simulation, un aérateur DN 150 a été mis en œuvre au point haut de la sortie de L2 dans le but d'éliminer la macrocavitation survenant après arrêt non maîtrisé des pompes. Malgré cette mesure de sécurité, le calcul a encore mis en évidence quelques secondes après l'arrêt des pompes d'importantes augmentations de pression inadmissibles dans le tuyau PE-HD. Pour éliminer ces pointes de pression non désirées, un by-pass avec robinet d'arrêt à ouverture automatique en cas d'arrêt simultané des trois pompes commandé par un actionneur électrohydraulique sans entretien et à levier et contrepoids a été prévu entre l'entrée de L1 et le réservoir d'aspiration des pompes. Aujourd'hui, de tels systèmes sont proposés plus ou moins à titre de standard par les fabricants de robinetterie. Avec ces deux mesures de sécurité, c'est-à-dire l'aérateur et le by-pass à robinet d'arrêt à ouverture automatique, la simulation a finalement montré que les pointes de pression dynamique restaient inférieures à la pression stationnaire initiale et que les forces longitudinales se manifestant dans les tuyaux aériens, posés sur leurs supports, ne représentaient plus qu'environ 5 % des

valeurs initiales. Par ailleurs, le calcul a montré qu'il était possible de renoncer aux clapets anti-retour existants. L'illustration 9.2-f présente – à la même échelle que les illustrations 9.2-d et 9.2-e pour permettre une meilleure comparaison

– les courbes de temps, l'illustration 9.2-g la courbe des forces pour le système avec protection. Les courbes enveloppes de pression de l'installation modifiée sont présentées dans l'illustration 9.2-h avec les courbes sans sécurité anti-bélier.

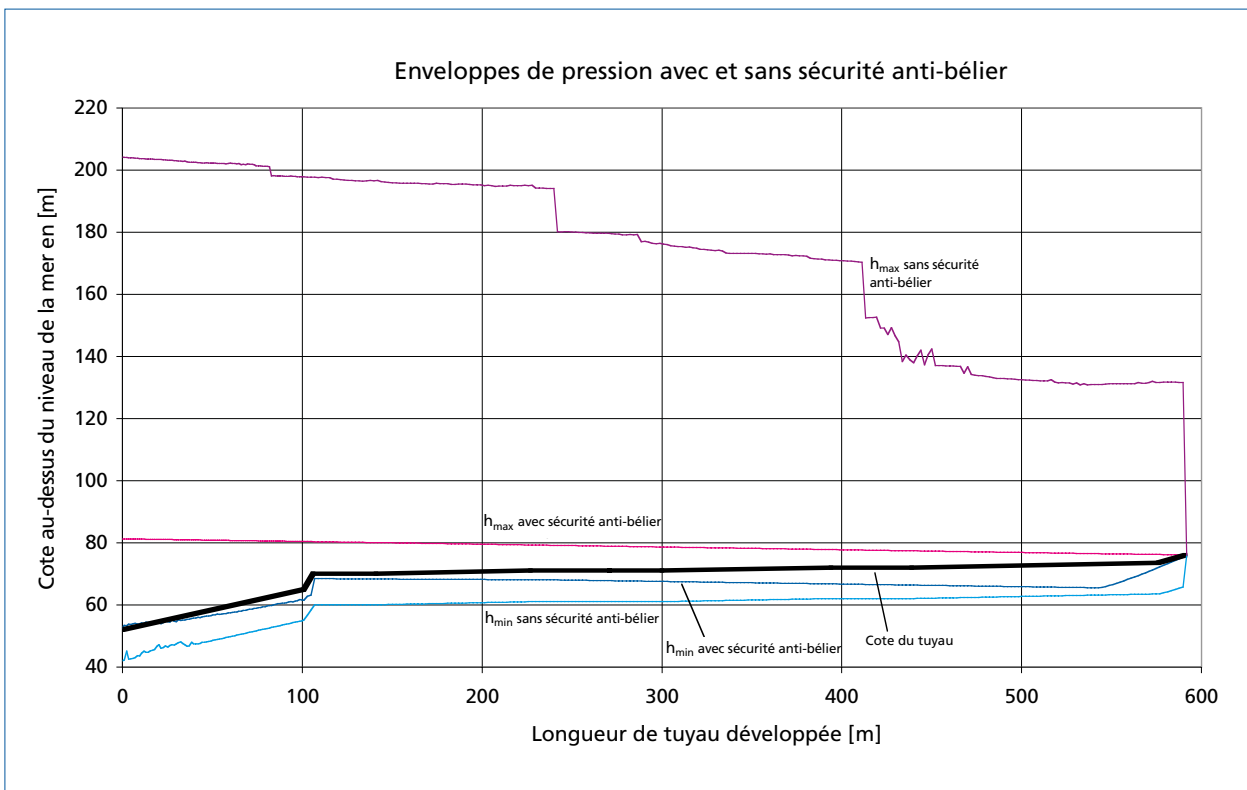


Illustration 9.2-b : Enveloppes de pression du système « Conduite d'eaux pluviales » protégé et non protégé

Bibliographie :

1. Dynamische Druckänderungen in Wasserversorgungsanlagen, Techn. Mitteilung, Merkblatt W303, DVGW, Sept. 1994 (Modifications dynamiques de pression dans les installations d'adduction d'eau)
2. Horlacher, H.B., Lüdecke, H.J.: Strömungsberechnung für Rohrsysteme, expert Verlag, 1992 (Calcul d'écoulement pour systèmes de tuyauteries)
3. Zielke, W.: Elektronische Berechnung von Rohr- und Gerinneströmungen, Erich Schmidt Verlag, 1974 (Calcul électronique d'écoulement dans les tuyauteries et les conduits)
4. Wylie, E.B., Streeter, V.L.: Fluid Transients, FEB Press, Ann Arbor, MI, 1983
5. Chaudry, H.M.: Applied Hydraulic Transient, Van Nostrand Reinhold Company, New York, 1987
6. Sharp, B.B.: Water Hammer, Edward Arnold, 1981
7. Parmarkian, J.: Waterhammer Analysis, Dover Publications, 1963
8. Veröffentlichung der Beiträge der Internationalen Konferenzen "Pressure Surges" der bhra fluid engineering, England in den Jahren 1976, 1980, 1986, 1992, 1996, 2000 (Publication des contributions de la Conférence internationale « Pressure surges »)

9. Engelhard, G.: Zusammenwirken von Pumpen, Armaturen und Rohrleitungen, KSB 1983 (Interaction entre pompes, robinetterie et tuyauteries)
10. Raabe, J.: Hydraulische Maschinen und Anlagen, VDI Verlag, 1989 (Machines et installations hydrauliques)
11. Louis Bergeron : Du coup de bélier en hydraulique au Coup de foudre en électricité – Dunod Paris (1949)

Auteurs :

Prof. Dr. Horst-Joachim Lüdecke, né en 1943, diplômé d'études supérieures de physique, mise au point de logiciels de technique des process et de dynamique des fluides à la BASF, Ludwigshafen. Depuis 1976 professeur à l'école supérieure Hochschule für Technik und Wirtschaft (HTW) du Land de Sarre. De nombreuses publications sur le thème de l'écoulement dans les tuyaux. Co-auteur de l'ouvrage « Calcul d'écoulement pour systèmes de tuyauteries » (expert-Verlag). Il a participé en tant que membre de la commission Coup de bélier du DVGW à la rédaction de la directive W 303 en matière de coup de bélier.

Bernd Kothe, ing. diplômé né en 1955. Études à l'Université technique « Otto von Guericke » de Magdebourg, puis ingénieur en développement pour pompes de centrales énergétiques aux usines

de pompes de Halle. De 1993 à 1998, au sein du secteur Ingénierie de la société KSB AG, responsable des calculs de coup de bélier et des calculs complexes pour le secteur des eaux usées. Depuis 2002 Manager Sales Support du Centre de compétence Waste Water (eaux usées) de Halle.

Rédaction :

Communication de la société KSB Aktiengesellschaft
Christoph P. Pauly, ing.
diplômé (FH)

Demande par fax

Pour recevoir nos brochures «Savoir-faire KSB», veuillez compléter vos coordonnées

Société :

Adresse :

A l'attention de :

Rue :

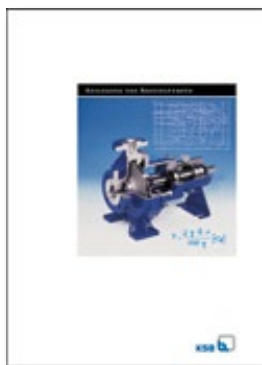
Code postal / Ville :

Tél. :

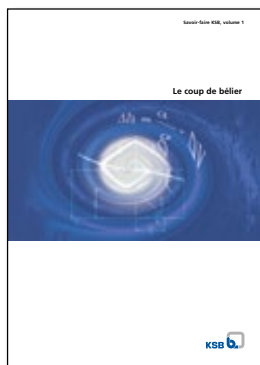
Fax :

e-mail :

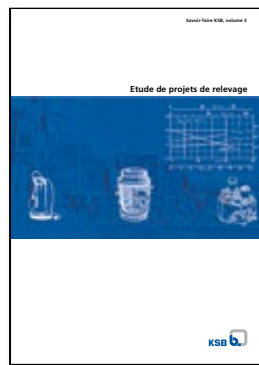
Choisissez votre brochure «Savoir-faire» KSB



Détermination
des pompes centrifuges



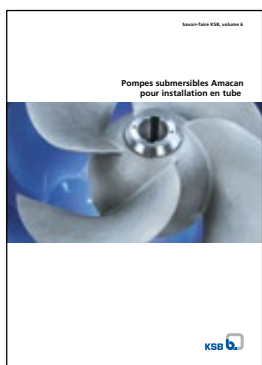
Le coup de bélier



Étude de projets
de relevage



Régulation de pompes /
Automatisation de pompes



Pompes submersibles Amacan
pour installation en tube



Recommandations
pour l'installation
des pompes submersibles
Amarex KRT

Faxer votre demande au :

01 41 47 75 10

A l'attention du Service Marketing

KSB S.A.S.

4 allée des Barbanniers

F-92635 Gennevilliers Cedex

France

KSB S.A.S.

4, allée des Barbanniers
92635 Gennevilliers Cedex
Tél. +33 1 41 47-7500
Fax +33 1 41 47-7510
www.ksb.fr

Région Paris - Nord & Est

Tél. +33 1 41 47-7500
Fax +33 1 41 47-7595

Engineerings

Tél. +33 1 41 47-7741
Fax +33 1 41 47-7726

Région Atlantique

Tél. +33 5 56 77-3000
Fax +33 5 56 77-3025

Région Rhône-Méditerranée

Bureau d'Aix-en-Provence
Tél. +33 4 42 60-7240
Fax +33 4 42 60-7226

Bureau de Lyon

Contact pompes :
Tél. +33 4 72 15-1927
Fax +33 4 72 15-1925

Contact robinetterie :
Tél. +33 4 72 15-1923
Fax +33 4 72 15-1925

Inscrivez-vous
à la newsletter KSB !
www.ksb.fr



KSB S.A.S.
4, allée des Barbanniers · F-92635 Gennevilliers Cedex
Tél. : +33 1 41 47-7500 · Fax : +33 1 41 47-7510
www.ksb.fr