

Chapitre III : Protection contre les phénomènes transitoires

1. Définition

Le coup de bélier résulte d'un écoulement non permanent qui apparaît dans une conduite lorsqu'on provoque une variation importante et souvent rapide du débit à l'extrémité aval de celle-ci. C'est-à-dire que chaque tranche d'eau de la conduite subit des variations brusques de pression et de vitesse à des instants différents (Propagation par ondes) ; le coup de bélier est donc un phénomène "*oscillatoire*".

2. Causes et conséquences du phénomène

Les principales causes sont :

- Fermeture instantanée (trop rapide) d'un robinet vanne placé au bout d'une conduite d'adduction.
- Arrêt brutal par disjonction inopinée d'un ou de plusieurs groupes de pompes, alimentant une conduite de refoulement débitant dans un réservoir.
- Démarrage d'un groupe d'électropompes à vanne ouverte.
- Démarrage ou arrêt d'une pompe débitant dans une conduite déjà alimentée.

Le phénomène du coup de bélier est caractérisé principalement par l'apparition de surpressions et/ou de dépressions qui peuvent atteindre des grandeurs assez considérables, ce qui aura pour conséquence la rupture des conduites soit par éclatement ou aplatissement.

3. Analyse physique du phénomène du coup de bélier

L'analyse physique du coup de bélier sera faite pour le cas d'une fermeture brusque d'une vanne placée à l'aval d'une conduite d'adduction idéale de longueur L et de diamètre D (Figure (1)).

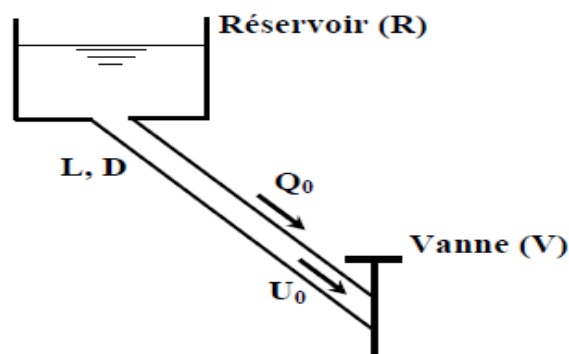


Figure (1) : Conduite gravitaire avec vanne à l'aval

3.1. Hypothèses

- Manoeuvre instantanée (faite à l'instant $t = 0$).
- Pertes de charge supposées nulles (conduite idéale).
- Pas de dispositifs de protection.

Le temps que met l'onde pour parcourir la conduite de longueur L est " L/a ", avec a : célérité des ondes du coup de bélier (m/s).

3.2. Notations

	Régime permanent (avant la manœuvre)	Régime transitoire (après la manœuvre)
- Débit	Q_0	Q
- Vitesse	U_0	U
- Pression dans la conduite	P_0	P
Et, comme il est tenu compte de l'élasticité de la conduite et de la compressibilité du liquide transporté :		
- Section de la conduite	S_0	S
- Masse volumique du liquide	ρ_0	ρ

La fermeture brusque de la vanne engendre l'annulation de la vitesse des particules liquides du fait que ces dernières viennent buter contre cette vanne. Par conséquent, toute l'énergie cinétique du liquide se transforme en travail de déformation de la conduite (dilatation des parois) et du liquide (compressibilité du liquide). Les différentes phases de cette manoeuvre brutale de la vanne se déroulent comme suit (Figure (2)):

- **A l'instant 0** (juste avant la manœuvre) : On a le régime permanent dans la conduite : Q_0, U_0, S_0, ρ_0 .
- **A l'instant $(0 + \varepsilon)$** (immédiatement après la manoeuvre) : La vanne fermée, ne peut décharger l'eau hors de la conduite, alors Q et $U = 0$. Donc départ vers le réservoir d'une **surpression** (transformation d'énergie cinétique en potentielle) donnant dans la zone ainsi concernée $S > S_0$ (dilatation de la conduite) et $\rho > \rho_0$ (compressibilité du liquide).
- **A l'instant (L/a)** : Toute la conduite est **surpressée**, Q et $U = 0$, $S > S_0$, $\rho > \rho_0$ et $P > P_0$.
- **A l'instant $(L/a + \varepsilon)$** : $P > P_0$, ce qui implique la vidange de la conduite dans le réservoir. Donc départ du réservoir vers la vanne à la célérité **a** d'une **dépression** provoquant le retour à l'état initial (S_0 et ρ_0) dans la zone concernée, mais avec un écoulement inversé : $-Q_0$ et $-U_0$.
- **A l'instant $(2L/a)$** : Toute la conduite est revenue à l'état initial (S_0 et ρ_0) mais avec un écoulement inversé.
- **A l'instant $(2L/a + \varepsilon)$** : La vanne fermée, ne peut pas fournir d'eau à la conduite, ce qui implique Q et $U = 0$. Donc, départ vers le réservoir, à la célérité **a**, d'une **dépression** donnant dans la zone ainsi concernée $S < S_0$ et $\rho < \rho_0$.
- **A l'instant $(3L/a)$** : Toute la conduite est **dépressée** : Q et $U = 0$, $S < S_0$, $\rho < \rho_0$ et $P < P_0$.
- **A l'instant $(3L/a + \varepsilon)$** : $P < P_0$, ceci implique la vidange du réservoir dans la conduite. Donc, départ du réservoir vers la vanne, à la célérité **a**, d'une **surpression** provoquant le retour total à l'état initial (Q_0, U_0, S_0 et ρ_0) dans la zone concernée.
- **A l'instant $(4L/a)$** : Toute la conduite est revenue à l'état initial (régime permanent).
- **A l'instant $(4L/a + \varepsilon)$** : Le cycle recommence comme à l'instant $(0 + \varepsilon)$.

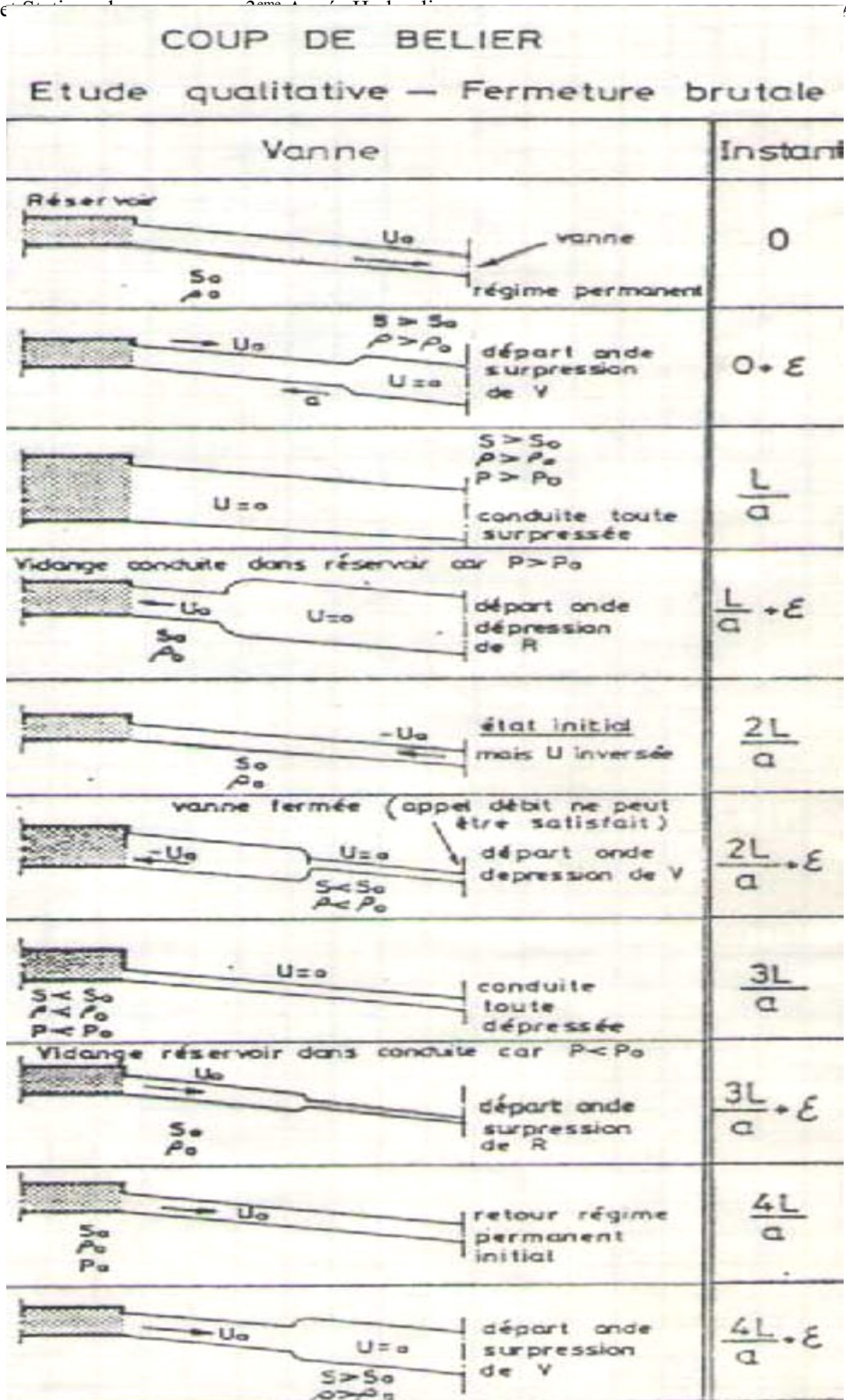


Figure (2) : Fermeture brutale d'une vanne

4- Approche théorique du problème

Deux approches mathématiques du problème sont possibles :

- 1- Si la variation du paramètre modificateur (débit, pression...) est lente et engendre des variations lentes de pression et de débit dans la canalisation, on admet que la loi d'évolution de l'écoulement est donnée de façon approchée par l'équation différentielle régissant les mouvements non permanents pour fluides incompressibles :

$$\Delta H = \frac{L}{g} \frac{dV}{dt} + f(V)$$

Où :

ΔH : est la différence de charge (exprimée en mètre de colonne de liquide) entre deux points distants d'une longueur L dans une canalisation de section constante ;

g : est l'accélération de la pesanteur ;

$\frac{dV}{dt}$: est le gradient de vitesse ;

$f(V)$: la perte de charge entre deux points considéré, en régime permanent.

Cette approche suppose un fluide incompressible et une conduite indéformable.

En d'autres termes, le débit, les vitesses et les accélérations sont identiques à un instant donné en tout point de la canalisation, on a affaire à un « *mouvement de masse* ».

On voit de suite que cette hypothèse ne peut s'appliquer, par exemple, à une fermeture instantanée (ou dans la pratique rapide) et complète d'une vanne en extrémité d'une conduite.

- 2- Si la variation du paramètre modificateur est rapide, (gradient de débit ou pression important), la prise en compte des « déformations » de l'eau (compressibilité) et de la conduite (déformation) est nécessaire.

Les variations de débit et de pression se propagent sous forme d'ondes et les débits sur des tronçons sans piquage ne sont plus constants à un instant t , on a affaire à un « *mouvement dit d'ondes* ».

Les équations de base dans les deux approches sont identiques (théorème des quantités de mouvement, équation de continuité) mais, dans le premier cas (mouvement de masse), la déformation de la canalisation et la compressibilité de l'eau son négligée.

4-1 Mouvement en masse

Les phénomènes correspondants sont, de manière générale, bien accessibles aux calculs (formules, abaques, calcul par différences finies...) ou aux résolutions graphiques.

On admet que l'approche « mouvement en masse » donne des résultats satisfaisants pour les équipements à variation « lente » et/ou n'entraînant pas de grandes variations de pression : cheminée d'équilibre, réservoir d'air

4-2 Propagation d'ondes

La théorie correspondante est due à Allievi et a été particulièrement développée par Louis Bergeron qui a mis au point une résolution graphique du phénomène.

La méthode prend en compte la compressibilité de l'eau et l'élasticité des canalisations.

Pour une canalisation sans piquages, le débit, à un instant donné, n'est pas identique en tous points.

Les équations de base prises en compte sont l'équation dynamique d'Euler et l'équation de continuité de masse que l'on applique à un tronçon élémentaire de canalisation soumis à une variation élémentaire de pression pour aboutir aux deux équations générales de Saint-Venant.

Dans l'hypothèse d'un mouvement transitoire survenant dans une canalisation à section constante et débit constant (en régime permanent), sans pertes de charge, la relation entre $V(x,t)$ et la charge $h^*(x,t)$, ou cote piézométrique, dans la canalisation est donnée par l'équation :

$$\frac{\delta V}{\delta x} + \frac{g}{a^2} \frac{\delta h^*}{\delta t} = 0, \quad (1)$$

où x est l'abscisse d'un point de la canalisation (axe Ox le long de la canalisation).

Equation dont la solution est de la forme :

$$\begin{aligned} V - V_0 &= \frac{g}{a} \left[F\left(t - \frac{x}{a}\right) - f\left(t - \frac{x}{a}\right) \right] \\ h^* - h_0^* &= F\left(t - \frac{x}{a}\right) + f\left(t + \frac{x}{a}\right) \end{aligned} \quad (2)$$

Où f et F sont des fonctions quelconques respectivement des variables :

$$\left(t - \frac{x}{a}\right) \quad \text{et} \quad \left(t + \frac{x}{a}\right),$$

et V_0 et h_0^* : des valeurs données par les conditions limites,

g : est l'accélération de la pesanteur ,

« a » : est homogène à une célérité avec $\frac{1}{a^2} = \rho \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{D}{Ee} c \right)$,

où ρ : est la masse volumique du liquide (kg/m³),

ε : est le module d'élasticité du liquide (N/m²),

D, e : sont les diamètre et épaisseur de la canalisation (m),

E : est le module d'élasticité d'Young de la conduite (N/m²),

c : coefficient, fonction du coefficient de Poisson (ν) du matériau de la canalisation et du type d'ancrage de la canalisation,

« a » : représente la célérité des ondes dans la canalisation.

Allievi donne pour la vitesse "a" de l'onde, la valeur suivante :

$$a = \frac{9900}{\sqrt{48.3 + KD/e}}$$

- D : diamètre intérieur de la conduite (m).
- a : vitesse (m/s).
- e : épaisseur du tuyau (m).
- K : coefficient dépendant du matériau constituant la canalisation.

<i>Matériaux</i>	<i>K</i>
- <i>Fonte grise</i>	1
- <i>Fonte ductile</i>	0.6
- <i>Acier</i>	0.5
- <i>PVC</i>	33
- <i>Amiante ciment</i>	4 ou 4.4
- <i>Polyéthylène haute densité</i>	83
- <i>Polyéthylène basse densité</i>	500
- <i>Béton</i>	5
- <i>Plomb</i>	5

4-3 Epure de Bergeron

En partant des équations précédentes du mouvement d'ondes, si l'on considère un observateur qui circule dans la conduite avec une vitesse égale à « a » dans le sens de l'écoulement :

- En « x » et à l'instant « t », il trouve des valeurs V et h* ;
- En « x1 » et à l'instant « t1 », il trouve des valeurs V1 et h1*, mais x1-x=a (t1-t) puisque sa vitesse est « a », soit :
-

$$t_1 - \frac{x_1}{a} = t - \frac{x}{a} .$$

En reportant cette égalité dans les équations (2), il vient en éliminant F et f :

$$V - V_1 = -\frac{g}{a}(h^* - h_1^*)$$

L'observateur se déplaçant le long de la canalisation à la vitesse « a » constate un rapport constant $-\frac{g}{a}$ entre les variations de la vitesse et les variations de charge (donc de pression puisque l'altitude de la canalisation est indépendante du temps).

On constate que pour un observateur fixe par rapport à la conduite, les variations de régime sont complexes mais pas pour un observateur se déplaçant le long de la conduite à la vitesse « a ».

D'après les conditions d'établissement de l'équation (1), le sens positif des « x » est celui de l'écoulement permanent.

Si l'observateur remonte l'axe des « x » (vitesse -a), le rapport entre les variations de vitesse et de charge sont dans le rapport $+\frac{g}{a}$.

Si l'on raisonne en débit au lieu de vitesse, avec la relation Q=VS, pour l'observateur de Bergeron, la rapport constant entre les variations de débit et de charge est $\pm \frac{gS}{a}$.

A partir de cette observation, dans le plan Q, H et à partir des conditions initiales connues, il est possible de suivre l'évolution du phénomène en fonction des possibilités d'évolution des conditions aux limites et des caractéristiques des appareils éventuels de protection.

Pour connaître, à l'instant t_{n+1} l'état (H, Q) d'un point M de la canalisation, il suffit de connaître :

- l'état H, Q à l'instant t_n de deux points (ou d'un point si M est situé en extrémité de canalisation) situés, de part et d'autre de M et à égal temps de parcours pour un observateur de Bergeron ;
- les lois de variation (H, Q) des équipements installés éventuellement au point M.

5 . Etude des systèmes de protection

5.1. Introduction

Les appareils anti-bélier devront avoir essentiellement pour effet de limiter la surpression et la dépression. Les principaux types de protection anti-bélier sont explicités dans ce qui suit.

5.2. Le volant d'inertie

La spécificité de ce moyen est qu'il continue à assurer l'alimentation de la veine liquide, et ce malgré l'arrêt du moteur actionnant la pompe. Ce volant (Figure 6), qui est placé sur l'arbre du groupe, restitue l'énergie cinétique accumulée pendant la marche en régime normal au moment de la disjonction et permet ainsi de prolonger le temps d'arrêt de l'ensemble du groupe, et donc, de diminuer l'intensité du coup de bélier. En d'autres termes, la vitesse de rotation diminue lentement et il en est de même de son débit. La masse du volant est généralement accumulée près de la périphérie (Figure 7). Le volant d'inertie est généralement peu ou non utilisable, pour les raisons suivantes :

- Ce procédé est utilisé seulement pour limiter les dépressions.
- Dans le cas d'une conduite de refoulement assez grande, il faut envisager des volants avec des poids considérables, et par conséquent le système ne sera en aucun cas économique.
- Par ailleurs, plus le volant est lourd, plus le moteur doit être puissant pour pouvoir vaincre, au démarrage, l'inertie de ce volant, ce qui peut conduire à des appels d'intensité de courant inadmissibles.
- Ce procédé est finalement utilisé pour la protection des conduites à longueurs de refoulement faibles ou moyennes et qui n'excèdent pas quelques centaines de mètres.

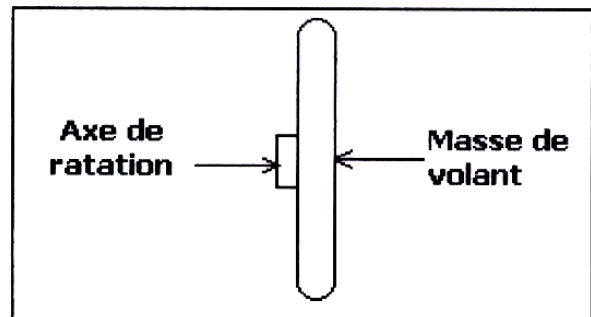
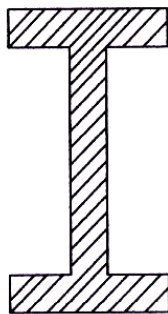
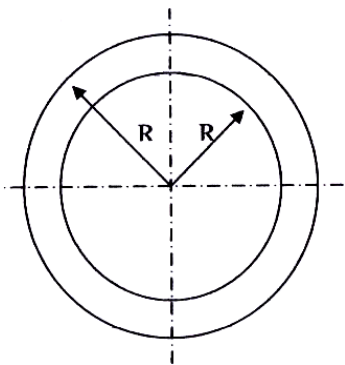


Figure 6 : *Volant d'inertie*

Figure 7 : *Concentration de la masse du Volant d'inertie*

5.3. Les soupapes de décharge

Le rôle d'une soupape (Figures 8 et 9) consiste à dévier un certain débit à l'extérieur de la conduite à protéger, dès que la pression atteint une certaine valeur de réglage estimée généralement à environ 1.04 à 1.10 de la pression maximale admissible. L'ouverture doit pouvoir s'effectuer très rapidement pour que l'opération soit efficace.

- Les soupapes permettent la protection contre les surpressions uniquement.
- Le nombre de soupapes dépend de l'importance de l'installation et est compris généralement entre 1 et 6.
- L'utilisation des soupapes nécessite une surveillance attentive et un entretien continu.
- Il faut aussi prévoir l'évacuation vers l'extérieur de l'eau libérée.

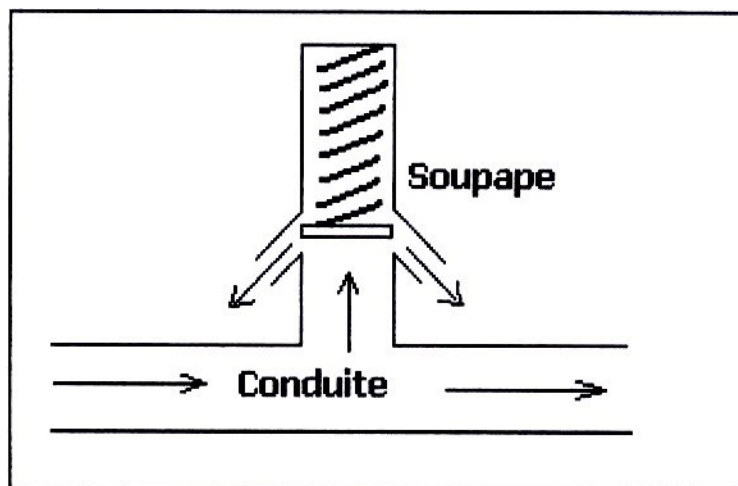


Figure 8 : Soupape de décharge

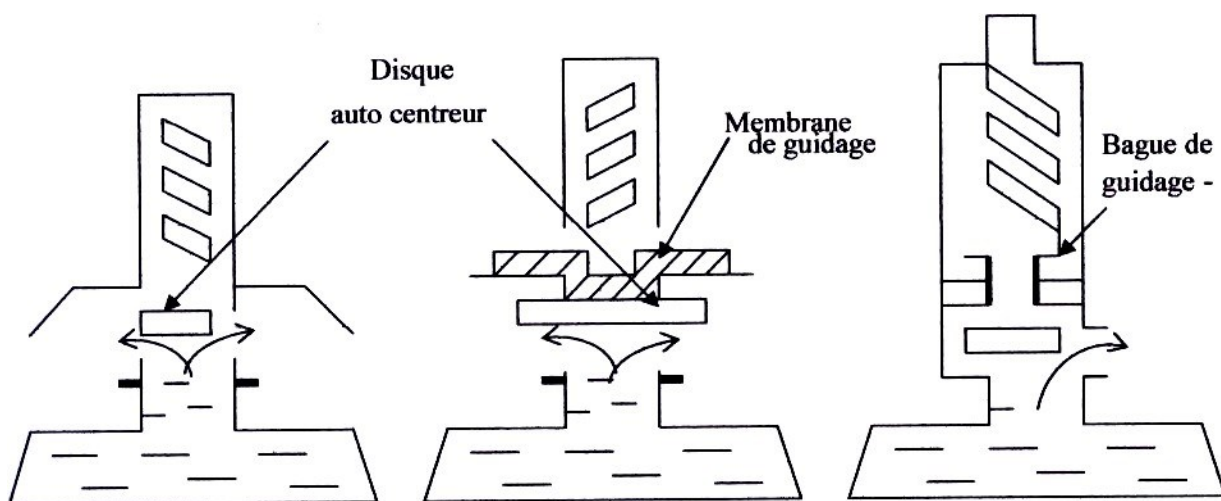


Figure 9 : Fonctionnement d'une soupape de décharge

5.4. Les ventouses (Les reniflards)

On distingue des ventouses à trois fonctions (Figure 10), à savoir, l'évacuation de l'air contenu dans les conduites, l'admission de l'air dans ces conduites lorsqu'on procède à leur vidange et l'élimination des poches d'air qui se manifestent aux points hauts du circuit (qui peuvent provoquer

des coups de bélier), d'où leur installation en des points hauts. Il y a également des ventouses à fonction unique (Figure 11), en l'occurrence, l'évacuation des poches d'air seulement. Une ventouse est constituée en principe d'un flotteur sphérique en caoutchouc logé dans un corps en fonte.

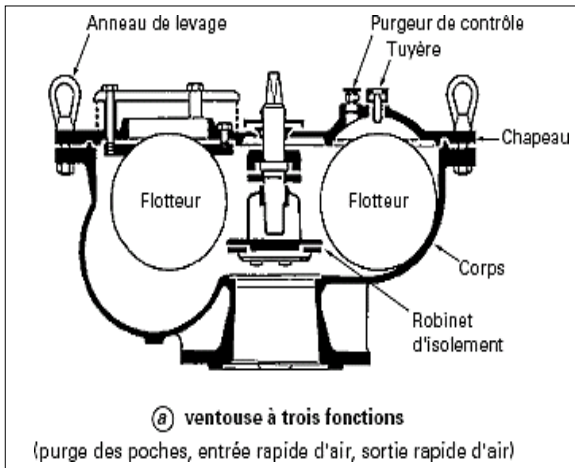


Figure 10 : Ventouse à trois fonctions

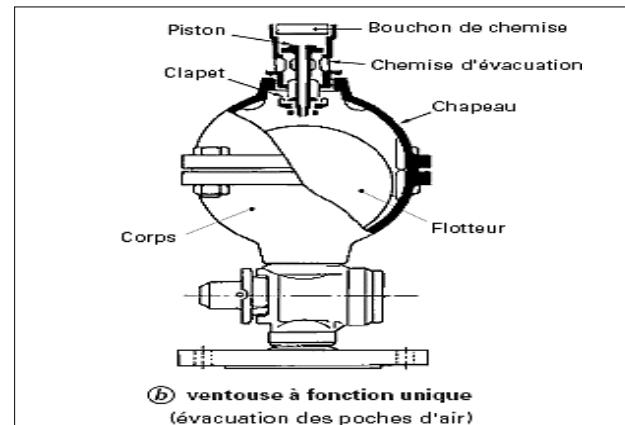


Figure 11 : Ventouse à une seule fonction

5.5. Les réservoirs d'air

Le réservoir d'air est l'appareil le plus utilisé pour la protection contre le coup de bélier. C'est un récipient contenant de l'air comprimé dans sa partie supérieure et de l'eau dans sa partie inférieure. Ces appareils sont aussi appelés "accumulateur, cloche à air, ballon d'air, réservoir anti-bélier,...etc." (Figure (12.a)). Par ailleurs, un compresseur d'air est habituellement utilisé pour garder le volume d'air dans certaines limites (à cause des fuites) d'une part, et d'autre part, un clapet anti-retour est souvent prévu entre la pompe et le ballon d'air. Ce dispositif est très simple et protégera l'installation aussi bien contre les dépressions que contre les surpressions.

Suite à une disjonction, le clapet se ferme et à ce moment là, la pression de l'air de la cloche est encore supérieure à celle qui s'exerce à l'autre extrémité de la conduite ; ainsi, une partie de l'eau de la cloche est chassée dans la conduite. Après diminution progressive, puis annulation de sa vitesse, l'eau de la conduite revient en arrière et remonte dans la cloche, et ainsi de suite. La dissipation de l'énergie de l'eau peut être obtenue par le passage de celle-ci à travers un organe d'étranglement disposé à la base de la cloche. A cause du remplissage ou de la vidange du réservoir anti-bélier, l'air dans ce dispositif se comprime ou se dilate, et l'amplitude de la surpression et de la dépression seront réduites suite à la variation graduelle de la vitesse d'écoulement dans la conduite.

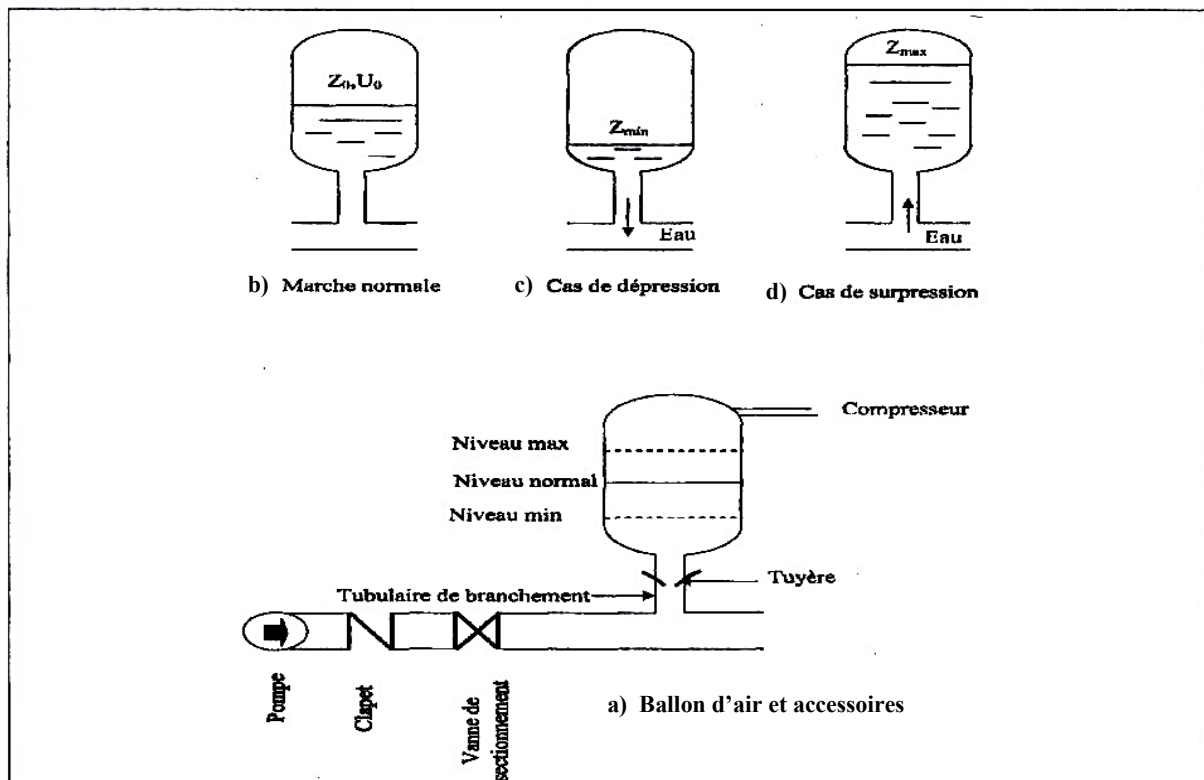


Figure (12) : Réservoir d'air

5.6. Dimensionnement des réservoirs d'air

5.6.1. Calcul simplifié d'un réservoir d'air

Dans ce cas, on considère le phénomène comme une oscillation en masse, c'est-à-dire :

- On néglige l'élasticité de la conduite et la compressibilité de l'eau (mouvement en bloc).
- Les pertes de charge ne sont pas prises en considération dans la conduite de refoulement.
- Le dispositif ne comporte pas d'organe d'étranglement.

Suite à ces hypothèses, on aura à faire le *calcul simplifié* d'un réservoir d'air qui peut largement suffire pour des petites installations d'environ 30 l/s et de 1000 à 1200 m de longueur de refoulement.

VIBERT a donné une expression relativement simple qui permet d'avoir le volume U_0 de l'air contenu dans la cloche sous un régime de marche à la vitesse V_0 . Les caractéristiques de l'air dans le réservoir d'air en marche normale sont Z_0 et U_0 (Figure (12.b)). Z_0 est la pression absolue exprimée en mètres d'eau. Si on néglige la hauteur de l'eau dans le réservoir d'air au-dessus de l'axe de la conduite, la pression absolue Z_0 est telle que :

$$Z_0 = H_r + 10 \quad (1)$$

Où H_r correspond à la hauteur géométrique de refoulement.

On distingue ici deux phases :

- ☑ **1^{ère} phase** : A la fin de la dépression, l'air occupe un volume plus grand (Figure (12.c)) et sa pression sera donc plus faible ; ainsi la pression absolue est Z_{\min} .
- ☑ **2^{ème} phase** : A la fin de la surpression, l'air occupe un volume plus petit qu'en marche normale (Figure (12.d)) et sa pression sera dans ce cas Z_{\max} .

VIBERT a donné un abaque permettant d'avoir U_0 , et ceci en utilisant l'expression suivante :

Dans laquelle, $\frac{U_0}{LS}, \frac{h_0}{Z_0}, f\left(\frac{Z}{Z_0}\right)$ se trouvent sur les trois échelles de l'abaque (Figure (13)). Avec :

- U_0 : Volume d'air en m^3 .
- L : Longueur de la conduite en m.
- S : Section de la conduite en m^2 .

Remarque : Cet abaque permet une approche pour le dimensionnement d'un réservoir d'air. Une fois que les dimensions de ce réservoir sont connues, on effectue une étude du coup de bélier en fonction des paramètres géométriques de ce réservoir.

ABAQUE DE M. VIBERT

POUR LE CALCUL SIMPLIFIÉ
DES RÉSERVOIRS D'AIR

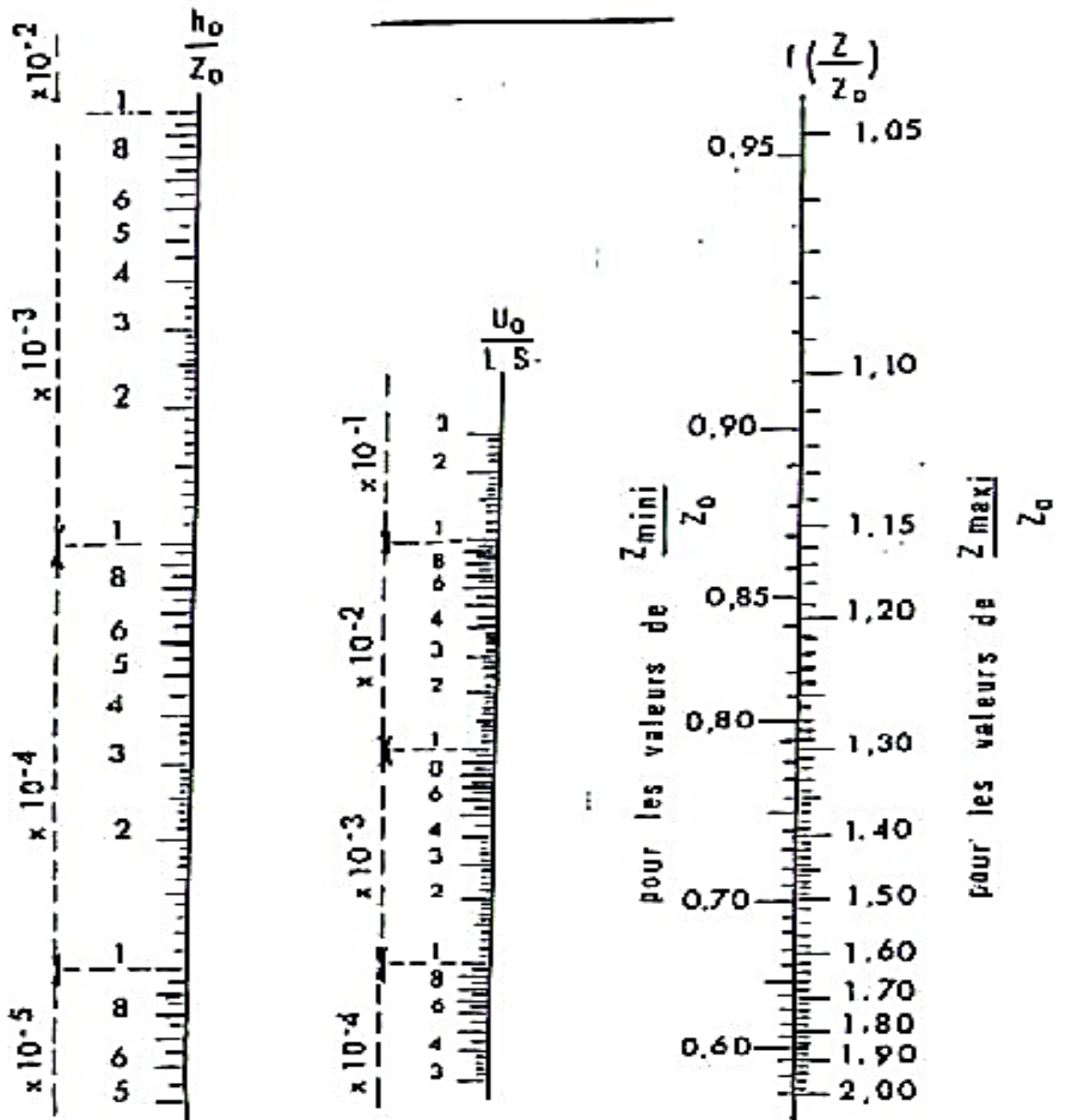


PLANCHE XXVII

Figure (13) : Abaque de Vibert

5.6.2. Etapes du calcul simplifié d'un réservoir d'air

1. Déterminer la valeur maximale du coup de bélier.
2. Déterminer la pression au moment du retour de l'onde (Valeur max du coup de bélier + H_0).
3. Comparer la valeur obtenue ci-dessus avec la pression admissible dans la conduite (P_{adm}).
4. Calculer la valeur de Z_0 : $Z_0 = H_0 + 10$ (Pression absolue).
5. Calculer la valeur de Z_{max} : $Z_{max} = P_{adm} + 10$ (Pression absolue).
6. Calculer Z_{max} / Z_0 .
7. Calculer la valeur de h_0 : $h_0 = V_0^2 / 2g$.
8. Calculer h_0 / Z_0 .
9. Lire sur l'abaque de Vibert les valeurs de $(U_0 / L S)$ et (Z_{min} / Z_0) en utilisant respectivement les valeurs de Z_{max} / Z_0 et h_0 / Z_0 .
10. Déduire la valeur de U_0 .
11. Déduire la valeur de U_{max} tout en sachant que : $U_0 Z_0 = U_{max} Z_{min}$.
12. Calculer la pression restante définie par : $Z_{min} - 10$.
13. Déterminer la dépression qui est égale à : $H_0 -$ Pression restante.

5.6.3. Avantages des réservoirs d'air

- ✓ Dimensions réduites par rapport à d'autres dispositifs comme la cheminée d'équilibre.
- ✓ Ils sont préconisés comme solutions dans les régions froides, car ils sont faciles à chauffer pour éviter les effets du gel.
- ✓ Ils sont installés parallèlement au sol, cela offre une meilleure résistance aux vents et aux tremblements de terre.

5.6.4. Inconvénients des réservoirs d'air

- ✓ La nécessité de fournir de l'air comprimé constamment.
- ✓ La nécessité de prévoir plusieurs équipements auxiliaires qui demandent une maintenance constante et des frais élevés.

5.6.5. Calcul normal d'un réservoir d'air

La méthode de VIBERT risque de donner des volumes du réservoir très importants. L'installation d'un réservoir anti-bélier sur le refoulement sans dispositif de freinage d'écoulement entraîne une suite d'oscillations ; le seul facteur d'amortissement est la perte d'énergie. Il sera donc nécessaire de disposer à la base du réservoir d'air un étranglement qui amortira rapidement ces oscillations. On peut utiliser comme étranglement, soit une *tuyère* (Figure (14) ou un *clapet à battant percé* (Figure (4.15) ou encore un *diaphragme*.

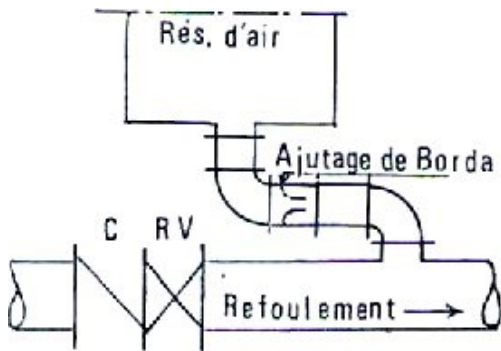


Figure (14) : Etranglement au moyen d'une tuyère

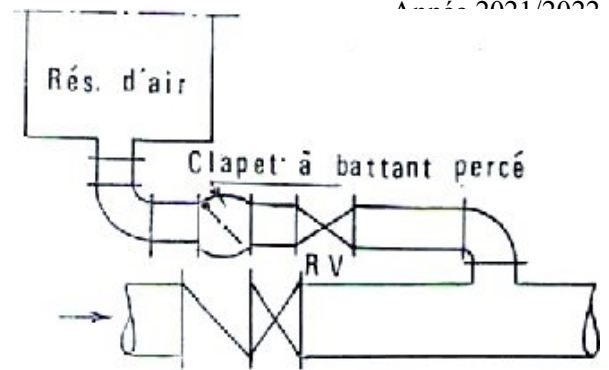


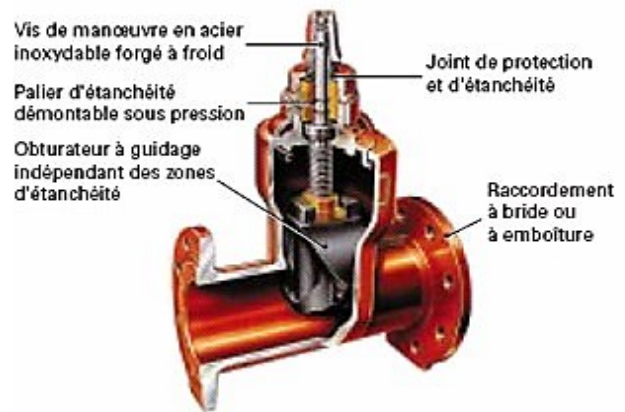
Figure (15) : Etranglement au moyen d'un battant percé

Un robinet vanne est utile pour isoler le réservoir d'air de la conduite en cas de besoin (Figures (16) et (17)). Un clapet anti-retour est également utilisé afin de protéger la pompe en cas de retour d'eau (Figure (18)).



robinet vanne papillon

Figure (16) : Robinet Vanne papillon



robinet vanne à opercule

Figure (17) : Robinet Vanne opercule



clapet antiretour

Figure (18) : Clapet Anti-retour

5.6.5.1 Principe de calcul

Une fois, les caractéristiques du réservoir d'air (Volume U_0 d'air en régime normal) et de son dispositif d'étranglement sont fixés, les valeurs maximales de la surpression et de la dépression seront déterminées par la méthode de BERGERON. Le premier essai conduira peut être à des valeurs inadmissibles pour la surpression ou pour la dépression, ou pour les deux à la fois. Les calculs seront alors recommencés à partir de nouvelles caractéristiques du réservoir, ou de l'étranglement, ou des deux. Cette méthode nécessitera donc quelques tâtonnements.

Le principe est comme suit :

- 1) Dans le digramme de BERGERON, les abscisses sont graduées selon les vitesses de l'eau dans la conduite au lieu des débits.
- 2) De préférence les calculs du régime transitoire seront faits avec un pas de calcul $\Delta t = 2L/a$ en prenant L/a comme unité de temps.
- 3) La ligne de référence est l'horizontale passant par le plan d'eau du réservoir d'eau ; elle correspond à la hauteur géométrique de refoulement H_0 augmentée de 10 m d'eau pour avoir la pression absolue ($Z_0 = H_0 + 10$).
- 4) On doit tenir compte des pertes de charge dans la conduite, et qui sont par supposition, concentrées en un point fictif au départ de la pompe. Ces pertes de charge sont représentées sur l'épure de BERGERON par la parabole classique, qui n'est autre que la caractéristique de la conduite.
- 5) On doit tenir compte des pertes de charge dans l'organe d'étranglement. Celles-ci auront des valeurs différentes selon que l'eau sort du réservoir d'air ou pénètre dans le réservoir d'air.

5.6.5.2. Application des étapes du calcul normal d'un réservoir d'air

Après l'arrêt brusque du groupe, la masse d'eau continue de monter vers le réservoir d'eau avec une vitesse décroissante. Celle-ci s'annule à un moment donné, et par suite, toute la masse d'eau descend vers le réservoir d'air avec une vitesse de sens contraire (négative), qui augmente d'abord en valeur absolue puis diminue pour devenir nulle, ...etc, et le phénomène se poursuit en s'amortissant.

En se fixant un volume initial du réservoir d'air au départ et une valeur choisie de la vitesse finale V_f de l'eau, légèrement inférieure à la vitesse V_0 de l'écoulement initial, on calcule à la fin de chaque intervalle :

- La pression dans le réservoir d'air.
- La pression en aval de l'étranglement et celle en aval du point fictif correspondant à la concentration des pertes de charge de la conduite.
- Une fois la pression dans la conduite déterminée (trouvée), on vérifie alors, en menant une horizontale passant par la valeur de cette pression finale, que cette droite coupe la droite de pente a/g au droit de la vitesse choisie au début (V_f), sinon les calculs seront refaits avec une autre valeur de V_f (Figure (19)).

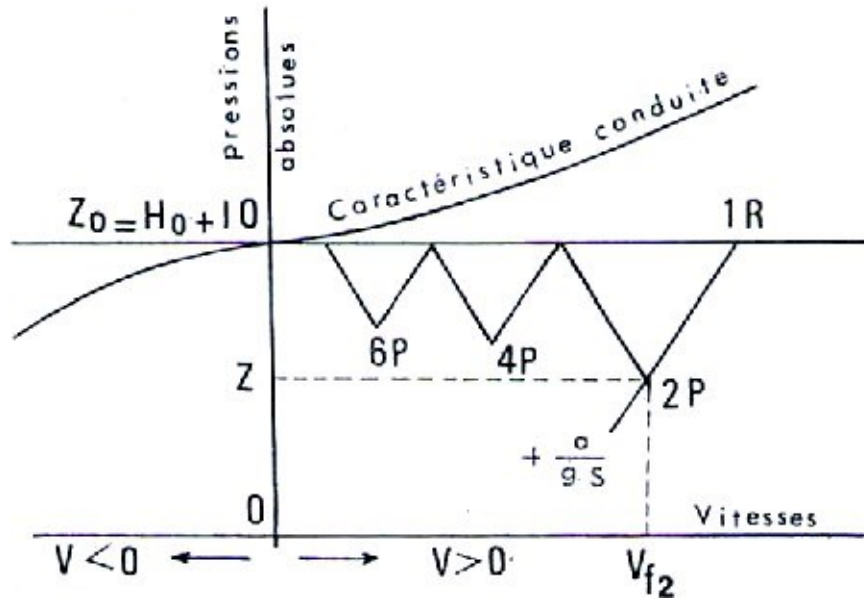


Figure (19) : Principe de la construction de l'épure de BERGERON

Il est plus commode dans ce genre de résolution de dresser le tableau de calcul suivant :

Intervalles de temps T	Variation du volume d'air : $\Delta U = S \cdot V_m \cdot T$	Volume d'air U	Pression dans le réservoir d'air : $Z = (Z_0 + \delta_0) U^{1.4}$	Vitesse dans la tubulure de branchement : Montée : $V_1 = K \cdot V_f$ Descente : $V_2 = K' \cdot V_f$	Perte de charge dans la tuyère Montée : $\Delta h_1 = c_1 V^2 / 2g$ Descente : $\Delta h_2 = c_2 V^2 / 2g$	Pression dans la conduite avec pertes de charge : Montée : $Z - \Delta h_1$ Descente : $Z + \Delta h_2$	Perte de charge refoulement : δ	Pression dans la conduite sans pertes de charge : Montée : $Z - \Delta h_1 - \delta$ Descente : $Z + \Delta h_2 + \delta$	Vitesse lue sur le graphique V_f	Désignation du point	Vitesse moyenne V_m	Vitesse finale choisie V_f
0												
T												
2T												
...												

Les principales étapes de calculs seront alors comme suit :

- 1) Les temps se suivent selon des valeurs $T=2L/a$.
- 2) L'accroissement ΔU du volume d'air du réservoir quand l'eau passe dans la conduite, ou sa diminution quand l'eau entre dans le réservoir, est donné par le volume d'eau que ce

réservoir d'air verse dans la conduite ou reçoit de la conduite au cours du régime transitoire. Autrement dit, c'est le volume d'eau qui est transité dans la conduite de refoulement de section S pendant le temps T avec une vitesse moyenne V_m qui sera supposée égale à la moyenne arithmétique des vitesses au début et à la fin de T .

$$\Delta U = S \cdot V_m \cdot T \quad (3)$$

Pour le premier intervalle T , on aura

$$V_{m1} = (V_o + V_{f1})/2 \quad (4)$$

Où :

- V_o : Vitesse de régime normal avant la disjonction (Ecoulement initial).
- V_{f1} : Vitesse finale choisie (à la fin du temps T).

Au cours des calculs, V_m sera donc la moyenne arithmétique entre la vitesse finale (définitive) de l'intervalle précédent et la nouvelle vitesse finale qui sera choisie pour l'intervalle considéré :

$$V_{mi} = (V_{i-1} + V_i)/2$$

Remarque : Au cours des calculs, il faut faire attention aux vitesses négatives, cela signifie que l'eau passe de la conduite au réservoir d'air.

- 3) Le volume d'air U du réservoir sera égal, à la fin du premier intervalle T , au volume d'air choisi arbitrairement U_o au départ, augmenté de la quantité trouvée à la colonne précédente ΔU .
- 4) La nouvelle pression dans le réservoir d'air est donnée par la loi de POISSON, telle que :

$$(Z_o + \delta_o) U_o^{1.4} = Z U^{1.4} \quad (6)$$

- δ_o : Perte de charge dans la conduite en régime de fonctionnement normal.
- Z_o : Pression absolue.
- U_o : Volume d'air initial.
- U : Nouveau volume d'air.
- Z : Pression dans le réservoir d'air.

Donc :

$$Z = (Z_o + \delta_o) U_o^{1.4} / U^{1.4} \quad (7)$$

- 5) Cette étape se rapporte à l'organe d'étranglement ; on choisit par exemple une tuyère. On calculera, à la montée de l'eau, la vitesse V_1 de l'eau dans la tuyère en fonction de la vitesse finale V_f de l'eau dans la conduite pour l'intervalle de temps considéré. On calculera aussi la vitesse V_2 dans la tuyère à la descente de l'eau.

a)- Cas de la montée de l'eau :

Dans ce cas, la tuyère joue le rôle d'un ajutage sortant (Figure (20)) et son coefficient de débit est de l'ordre de 0.92, avec :

$$V_1/V_f = \Phi^2 / d'^2 = \Phi^2 / (0.92 d)^2 = K \quad (8)$$

- V_1 : Vitesse dans la tuyère.
- V_f : Vitesse finale choisie.
- Φ : Diamètre de la conduite.
- d' : Diamètre de la veine contractée ($d' = 0.92 d$).
- d : Diamètre de la tuyère.

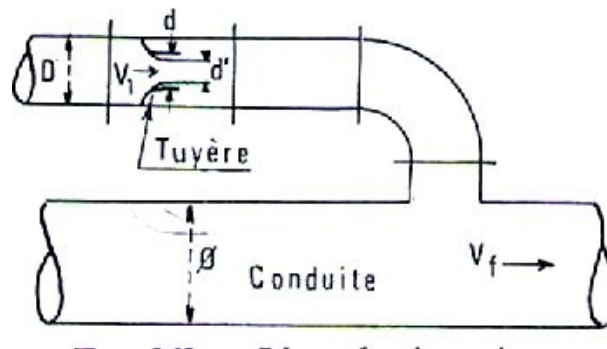


Figure (20) : L'eau du réservoir se dirige vers la conduite

Remarque : 'd' sera choisi pour une valeur de K comprise en 15 et 20.

La perte de charge Δh_1 à la montée de l'eau est donnée par :

$$\Delta h_1 = c V_1^2 / 2g \quad (9)$$

- c : Coefficient de perte de charge.

Le coefficient de perte de charge c se détermine à partir de l'abaque donné par la figure (4.17). Il s'écrit en fonction du rapport m, tel que :

$$m = d'^2 / D^2 = (0.92 d)^2 / D^2 \quad (10)$$

- D : Diamètre de la tubulure.

b)- Cas de la descente de l'eau :

Dans ce cas, la tuyère agit comme un ajutage rentrant de BORDA (Figure (21)), avec un coefficient de contraction de 0.5. On a alors :

$$V_2 / V_f = 2 \Phi^2 / d^2 = K' \quad (11)$$

Où :

- V_2 : Vitesse de l'eau dans la tuyère.
- V_f : Vitesse de l'eau dans la conduite.
- Φ : Diamètre de la conduite.
- d : Diamètre de la tuyère.

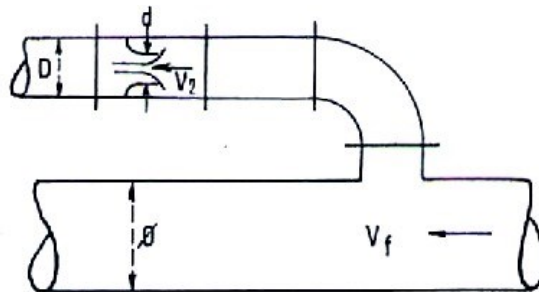


Figure (21) : L'eau de la conduite revient dans le réservoir

La perte de charge Δh_2 à la descente de l'eau est donnée par :

$$\Delta h_2 = c' V_2^2 / 2g \quad (12)$$

- c' : Coefficient de perte de charge.

Le coefficient de perte de charge c' se détermine à partir de l'abaque donné par la figure(22). Il s'écrit en fonction du rapport m , tel que :

$$m = 1/2 (d/D)^2 \quad (13)$$

- D : Diamètre de la tubulure.

Remarque : Dans la tuyère, K' est lié à K . Il peut être établi facilement que K' est environ égal à $1.7 K$.

6) A partir des calculs ci-dessus, la pression absolue se déduit comme suit :

- En faisant la différence $Z - \Delta h_1$ quand l'eau monte.
- En faisant la somme $Z + \Delta h_2$ quand l'eau descend.

La pression manométrique, exprimée en mètres d'eau, s'obtient en déduisant 10 m des valeurs ainsi trouvées.

7) On cherche, sur la parabole des pertes de charge dans la conduite, la valeur δ pour la

vitesse finale V_f considérée.

- 8) La pression finale absolue dans la conduite, en aval du point fictif des pertes de charge s'obtient :
 - En faisant $Z - \Delta h_1 - \delta$ quand l'eau monte.
 - En faisant $Z + \Delta h_2 + \delta$ quand l'eau descend.
- 9) C'est par cette valeur de la pression finale absolue que sera menée l'horizontale qui recoupera la droite (+ a/g) en un point et qui devra correspondre à la vitesse V_f fixée au départ.

Remarque : La perte de charge dans la conduite, δ , est donnée aussi par la formule de COLEBROOK.

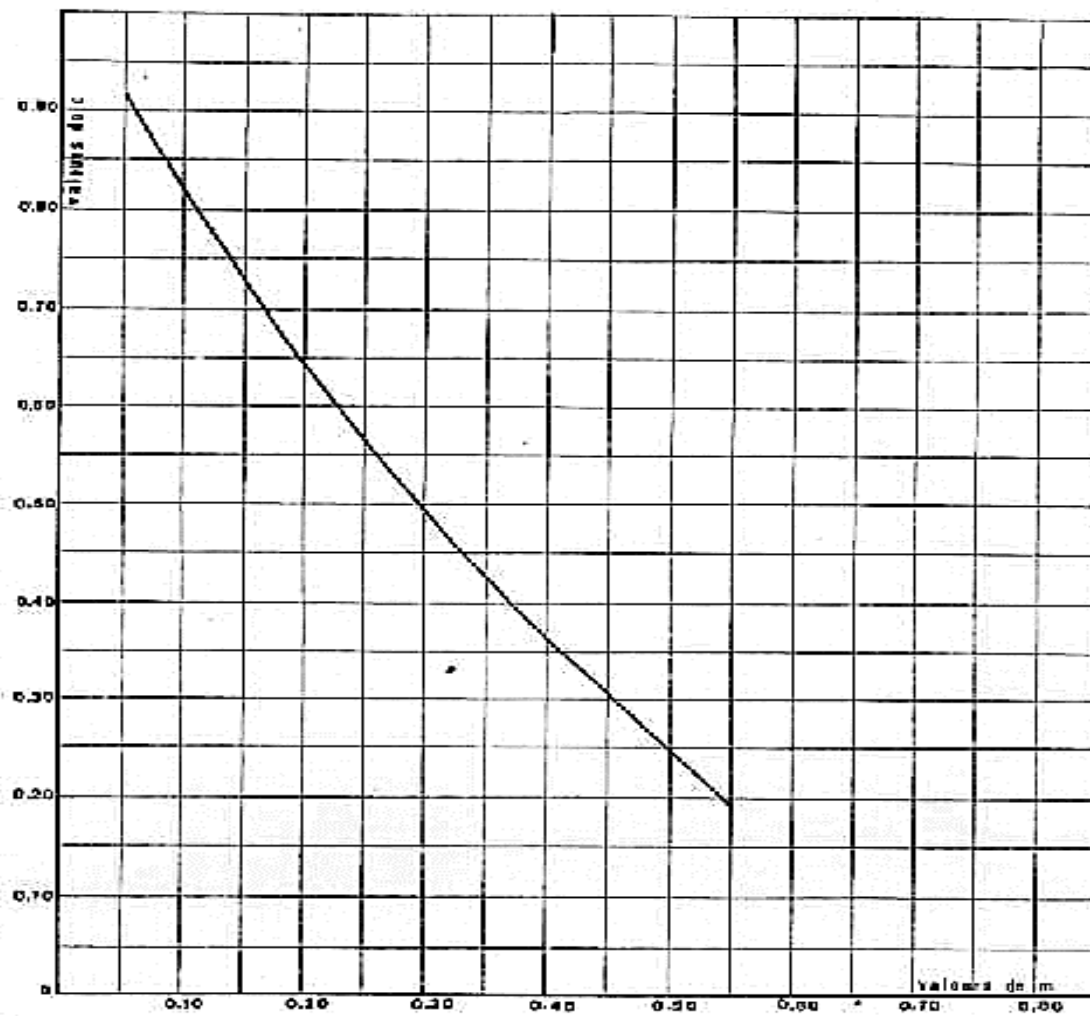


Figure (22) : Les coefficients de perte de charge c et c' dans une tuyère

5.7. Les cheminées d'équilibre

4.7.1. Définition et dispositions constructives

- ☑ Une cheminée d'équilibre est constituée d'un réservoir cylindrique à l'air libre et à axe vertical. Elle joue le même rôle que les réservoirs d'air, mais malheureusement on arrive à des ouvrages de dimensions assez considérables dans le cas des hauteurs de refoulement moyennes et grandes.
- ☑ Une cheminée d'équilibre est généralement aménagée en dérivation à la jonction d'une galerie d'amenée en charge et d'une condition forcée dans le but de réduire la valeur des surpressions produites par le coup de bélier.
- ☑ La cheminée d'équilibre est aussi utilisée sur le tracé de refoulement qui comporte des points hauts où peut survenir une cavitation en régime transitoire.
- ☑ Les cheminées d'équilibre doivent être établies de façon à remplir les conditions suivantes :
 - L'amortissement des oscillations doit être aussi important et aussi rapide que possible.
 - Leur volume doit être aussi petit que possible pour préserver le côté économique.

4.7.2. Types de cheminées d'équilibre

4.7.2.1. Cheminée déversante

Elle comporte en sa partie supérieure un déversoir qui évacue une partie de l'eau mise en oscillation. Il en résulte une réduction de la surpression due à l'oscillation en masse dans la galerie.

4.7.2.2. Cheminée à épanouissement

Appelée aussi cheminée à sections multiples (Figure (23)), elle présente quelques avantages dont : une réduction de la montée lors de la fermeture et un amortissement des oscillations par les pertes de charge dues aux changements de sections.

4.7.2.3. Cheminée à étranglement

L'étranglement à la base de la cheminée produit des pertes de charge importantes (Figure (24)), il en résulte d'une part, une réduction de l'amplitude des oscillations et par suite, de la hauteur atteinte par l'eau dans la cheminée ; et d'autre part, un accroissement de l'amortissement des oscillations qui s'ajoute à celui créé par les pertes de charge dans la galerie d'amenée.

4.7.2.4. Cheminée différentielle

Elle comporte deux chambres C_1 et C_2 de sections différentes S_1 et S_2 (Figure (25)). Les périodes d'oscillations des deux chambres sont différentes, il se produit ainsi un courant d'eau qui circule d'une chambre à une autre, ceci entraînera des pertes de charge supplémentaires qui accroissent l'amortissement.

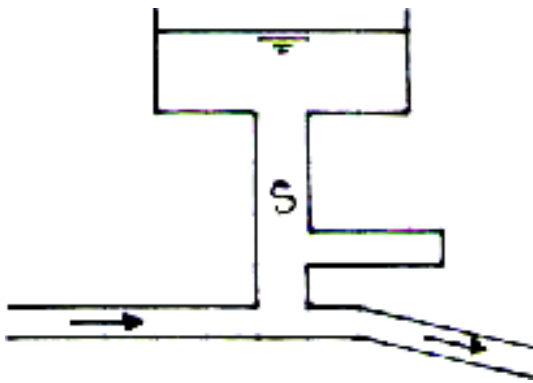


Figure (23) : Cheminée à épanouissement

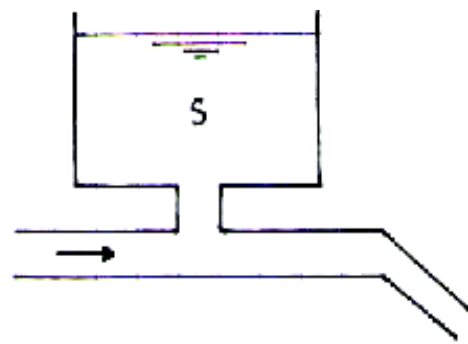


Figure (24) : Cheminée à étranglement

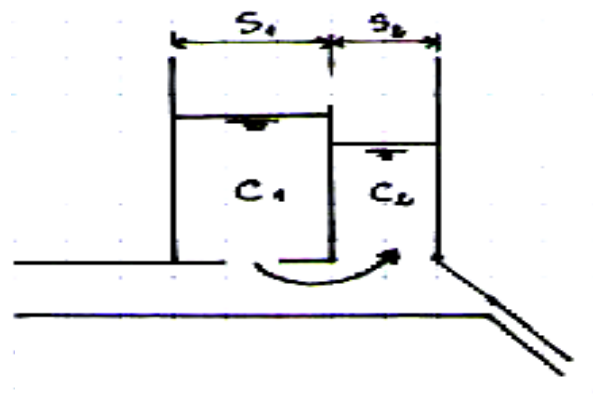


Figure (25) : Cheminée différentielle