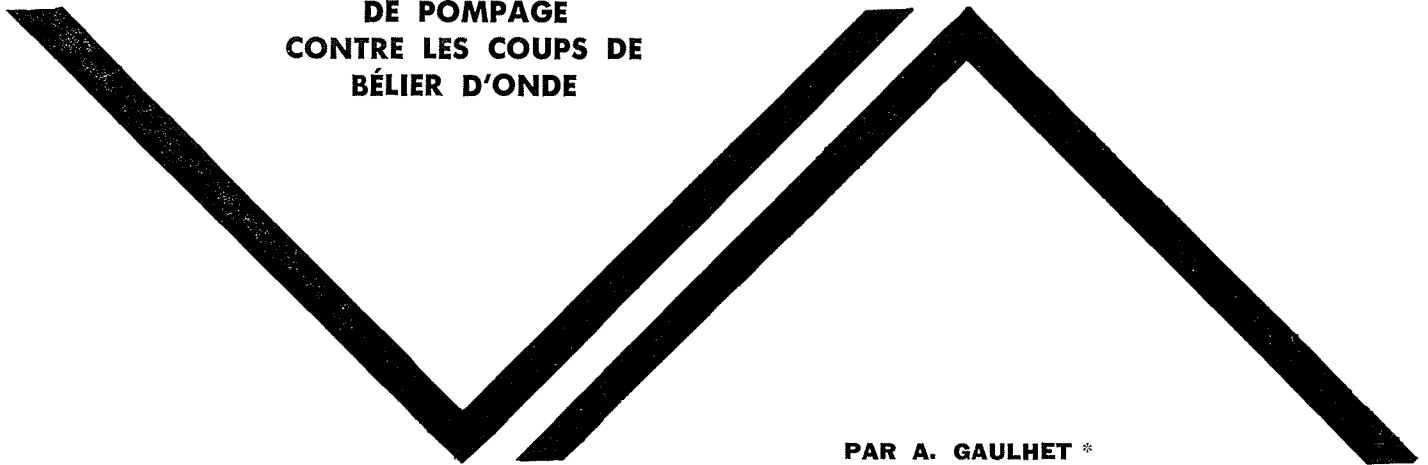


**LA PROTECTION
DES INSTALLATIONS
DE POMPAGE
CONTRE LES COUPS DE
BÉLIER D'ONDE**



PAR A. GAULHET *

Introduction

Avant de commencer mon exposé, je veux expliquer pourquoi j'ai été amené à entreprendre ces recherches sur ces phénomènes oscillatoires qui se développent dans les réseaux sous pression par suite d'une perturbation dont l'origine se situe en un point quelconque de la conduite et qui provoque une variation de vitesse de l'écoulement.

Mon premier travail, à mes débuts à la Société Rateau, a porté sur l'étude de la protection antibélier de nombreux réseaux de refoulement de station de pompage; après plusieurs études théoriques, je me suis demandé s'il ne serait pas possible d'éviter, pour chaque nouveau cas, de tracer cette épure bien connue qui permet de déterminer par approximations successives les caractéristiques optimales du dispositif antibélier, qui tiennent compte d'imperatifs locaux et financiers.

En effet, si la méthode graphique permet de résoudre de nombreux problèmes présentant chacun une particularité propre, il semble qu'elle soit superflue lorsqu'il s'agit de cas simples pour lesquels, par exemple, le réseau de refoulement ne comporte ni ramification, ni singularités de tracé.

Les erreurs graphiques inévitables et la nécessité de réaliser plusieurs épures conduisent à des pertes de temps importantes qui ne se justifient pas dans de pareil cas.

Aussi, ai-je été conduit à rechercher un procédé plus rapide, basé sur le tracé d'abaques qui permet-

tent, en fonction des caractéristiques hydrauliques du réseau, de déterminer rapidement les caractéristiques principales du dispositif antibélier retenu.

Avant d'aborder cette étude, il est indispensable de reprendre, dans ses grandes lignes, la théorie des oscillations dans les réseaux en charge, qui nous permettra de dégager certains paramètres que nous retrouverons dans la suite de l'exposé.

**Régimes
transitoires dans les réseaux
sous pression**

Ces régimes transitoires consécutifs à une variation de vitesse d'écoulement plus ou moins rapide ont lieu à la mise en route, à l'arrêt, ou aux variations de charge des machines hydrauliques.

Ces gradients de vitesse entraînent des variations de pression dans les conduites et peuvent être préjudiciables à la bonne tenue mécanique des machines et des réseaux dans lesquels elles refoulent.

Nous venons de parler de gradient de vitesse; en effet suivant sa valeur, nous pouvons envisager deux phénomènes qui, bien qu'ayant la même origine, se manifestent différemment :

- le premier correspond à une faible valeur de ce gradient, c'est-à-dire à une variation lente du régime d'écoulement. Les vitesses dans le réseau, bien que variant à chaque instant, sont les mêmes en tous points à un instant donné. Nous sommes en présence d'une oscillation en masse dont l'étude théorique, basée sur l'intégration de l'équation de la variation de la quantité de mou-

* Ingénieur-Docteur, Ingénieur des Arts et Manufactures, Société Rateau, La Courneuve (Seine).

vement appliquée à la masse d'eau en mouvement, a fait l'objet de nombreux traités;

- le second correspond à une valeur plus importante de ce gradient de vitesse. La variation de pression qui en résulte se propage sous la forme d'une onde de pression en raison de l'élasticité de l'eau et de la conduite. Les vitesses d'écoulement, variables dans le temps, varient également, à un instant donné, tout le long de la conduite. Le théorème de la variation de la quantité de mouvement appliquée à la masse d'eau en mouvement conduit à une équation aux dérivées partielles dont la résolution graphique est bien connue : c'est le coup de bélier d'onde.

Il était tout de même intéressant de rechercher une relation entre le coup de bélier d'onde et l'oscillation en masse qui est un cas limite du cas général : variation lente de régime, c'est-à-dire célérité des ondes infinie.

D'ailleurs, cette continuité apparaît déjà quand on examine l'évolution dans le temps des installations élévatoires. Les premières pompes étaient entraînées par des moteurs à combustion interne et l'inertie des masses en mouvement était telle que lors de l'arrêt d'un groupe, on n'observait jamais de coup de bélier dans l'installation. Le ralentissement de la pompe était très long et les variations de pression n'étaient jamais très importantes.

La technique évoluant et les moteurs à combustion interne étant progressivement remplacés par des moteurs électriques, l'inertie des masses en mouvement est devenue beaucoup plus faible. De plus, une disjonction sur le réseau électrique d'alimentation étant toujours possible, il devenait indispensable de protéger les installations contre les coups de bélier, l'arrêt des groupes étant pratiquement immédiat.

Le choix de ce moyen de protection est fonction des caractéristiques hydrauliques de l'installation et il se fait dans la majorité des cas entre trois solutions :

- le réservoir hydropneumatique,
- la cheminée d'équilibre,
- le volant d'inertie.

Dans certaines conditions, l'emploi simultané de deux protections différentes (réservoir et cheminée d'équilibre par exemple) est possible et l'étude graphique est alors indispensable, compte tenu de la complexité des phénomènes.

Il existe d'autres procédés qui permettent d'assurer la protection d'installations élévatoires (clapet by-pass protégeant le réseau contre les dépressions, soupapes de décharge) mais nous nous limiterons aux installations courantes. Nous allons voir de quelle manière il est possible de transposer les résultats donnés par la théorie de l'oscillation en masse au phénomène du coup de bélier d'onde.

L'exposé comportera donc trois parties traitant chacune d'un moyen de protection.

Protection par réservoir hydropneumatique

Dans une première partie, nous envisagerons la protection des installations de pompage par réservoir hydropneumatique. Lors de l'arrêt des groupes

électropompes, que nous supposons instantané, l'air du réservoir se détend et le débit d'eau du réservoir se substitue à celui des pompes dans la phase de dépression. Dans la phase de surpression, lorsque le sens d'écoulement s'inverse dans la conduite, l'air du réservoir se comprime et l'eau de la conduite s'écoule dans le réservoir.

Nous admettons dans un premier stade que la théorie de l'oscillation en masse est applicable et nous considérerons tout d'abord le cas simple où les forces de frottement de l'eau sur les parois de la conduite sont négligeables, la généralisation se faisant aisément, lorsque les pertes de charge deviennent importantes.

Cette étude théorique met en évidence deux paramètres :

$$\beta = \frac{q_0 W_0 L}{2g(h_g + h_a)}$$

caractéristique de l'installation,

$$\varphi = \frac{h_g + h_a}{h + h_a}$$

caractéristique de la hauteur manométrique absolue au voisinage des groupes électropompes.

La signification des coefficients figurant dans ces deux expressions est la suivante :

- q_0 : débit de la pompe en fonctionnement normal (en m³/s);
- W_0 : vitesse d'écoulement (en m/s);
- L : longueur de la conduite de refoulement (en m);
- g : accélération de la pesanteur (en m/s²);
- h_g : hauteur géométrique (en m d'eau);
- h_a : pression atmosphérique (en m d'eau);
- h : hauteurs minimale (h_m) ou maximale (h_M) au voisinage de la pompe lors du coup de bélier correspondant aux deux valeurs φ_m et φ_M du paramètre φ .

Ces deux paramètres sont liés par la relation $\varphi - 1 - \text{Log } \varphi = \beta/V_0$, V_0 étant le volume d'air contenu dans le réservoir hydropneumatique (en m³) en fonctionnement continu.

La figure 1 donne une représentation graphique de cette relation qui permet de déterminer le volume d'air V_0 pour une dépression ou une surpression donnée, la plus petite des deux valeurs :

$$\varphi_m - 1 - \text{Log } \varphi_m \quad \text{et} \quad \varphi_M - 1 - \text{Log } \varphi_M$$

définissant V_0 et par suite le volume du réservoir.

Nous remarquerons que lorsque φ est peu différent de 1, nous pouvons écrire $\varphi - 1 \approx \pm \sqrt{2\beta/V_0}$.

Lorsque les pertes de charge ne sont plus négligeables par rapport à la hauteur géométrique, la résolution algébrique du problème conduit à une solution assez compliquée qui se simplifie toutefois lorsque φ est peu différent de 1 et α petit ($\alpha = [P/(h_g + h_a)]$ avec P perte de charge en mètres d'eau au débit nominal).

Dans ce cas :

$$1 - \varphi_m \approx \alpha - \sqrt{\frac{2\beta}{V_0}}$$

et :

$$1 - \varphi_M \approx -\alpha + \sqrt{\frac{2\beta}{V_0}}$$

La figure 2 donne une représentation graphique de la solution théorique ($\alpha = 0,10$ et 20%) dont les expressions ci-dessus sont des approximations au voisinage de $\alpha = 0$ et $\varphi = 1$.

Nous pouvons déjà faire plusieurs remarques sur les relations précédentes :

1° Tout d'abord, pour une dépression ou une surpression donnée, le volume d'air et le volume d'eau sont proportionnels à :

En effet, $q_0 W_0 L$ est proportionnel à l'énergie cinétique de la masse d'eau contenue dans la conduite en fonctionnement normal. Plus cette énergie est importante, plus la masse d'eau accumulée dans le réservoir doit être grande.

Il en est de même pour $(h_g + h_a)$, qui est proportionnel au carré de la vitesse initiale d'écoulement de l'eau du réservoir vers le réseau sous une charge absolue $(h_g + h_a)$. Plus cette vitesse est grande, plus le volume du réservoir est faible.

2° Ces diverses relations mettent bien en évidence le rôle des pertes de charge qui amortissent ces phénomènes oscillatoires et qui diminuent ainsi l'importance du dispositif antibélier.

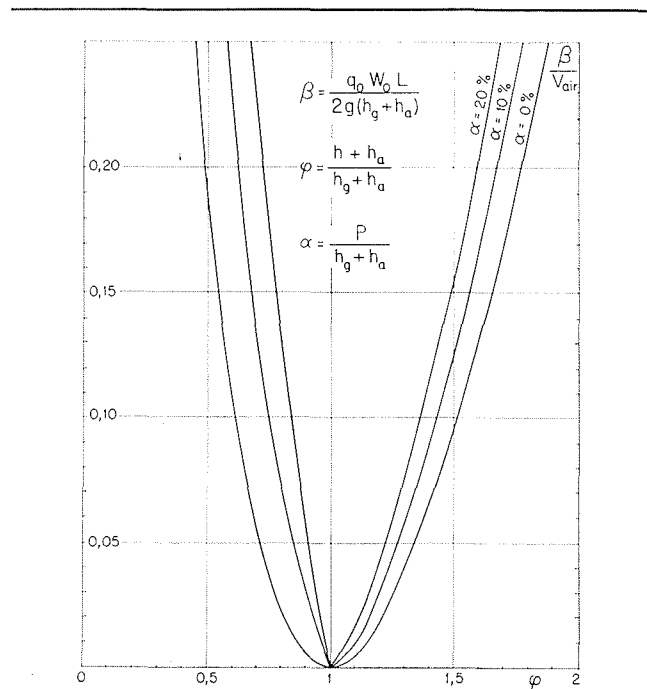
3° Par contre et étant donné le principe même de l'oscillation en masse, la dépression et la surpression maximales au voisinage des groupes électropompes varient linéairement le long de la conduite pour s'annuler à son extrémité. En fait, la vitesse étant une fonction de l'abscisse et du temps, les dépression et surpression sont supérieures à celles trouvées plus avant. En particulier au milieu de la conduite, le rapport de la valeur réelle à la valeur théorique est compris entre 1 et 2. Il est égal à 2 lorsque le réseau n'est pas protégé (dépression constante en tout point de la conduite et égale à $\alpha V_0/g$ et à 1 lorsque le volume du réservoir est infini. Nous voyons donc l'intérêt de définir avec précision ces valeurs afin de s'assurer que toute la conduite de refoulement est effectivement protégée par le dispositif antibélier envisagé.

Nous avons donc établi une série d'abaques qui permettent, pour des caractéristiques d'une installation bien définies, de déterminer le volume du réservoir hydropneumatique compatible avec une dépression et une surpression convenables au voisinage des pompes, ceci dans l'hypothèse d'une oscillation en masse.

Ces résultats nous ont alors permis de comparer l'oscillation en masse et le coup de bélier d'onde dans deux installations caractéristiques hydrauliques identiques. Dans ce but, nous avons retenu huit installations définies chacune par une valeur du paramètre β , β étant compris entre 0,01335 et 0,297, valeurs extrêmes dans la plupart des cas pratiques.

Plusieurs épures ont été tracées pour chaque valeur de β et pour différentes valeurs du volume d'air du réservoir. Nous avons pu alors comparer les résultats théoriques et ceux donnés par l'épure (fig. 2, 3 et 4).

Nous remarquerons, en particulier, que le volume réel du réservoir est toujours supérieur au volume théorique et l'écart augmente avec β . Nous noterons aussi que pour un volume d'air réel donné correspondant à deux valeurs φ_m et φ_M , nous pouvons déterminer deux valeurs du volume d'air théo-

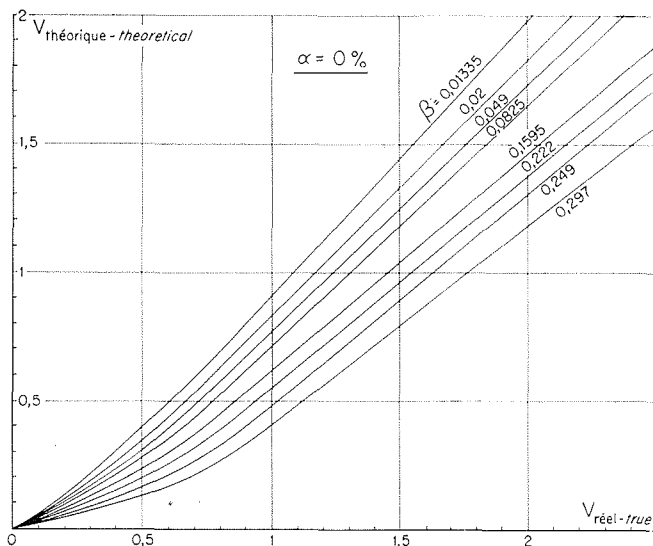


1/ Oscillation en masse : β/V_0 en fonction de φ pour $\alpha = 0,10$ et 20% .

Mass oscillation : β/V_0 vs. φ for $\alpha = 0.10$ and 20% .

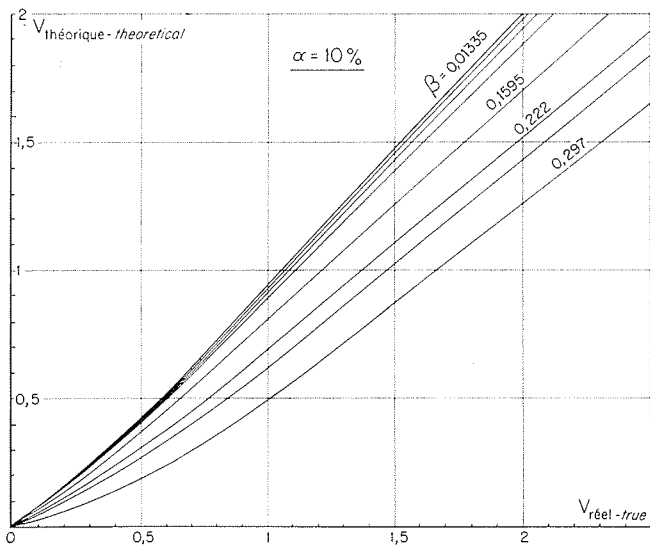
rique qui sont égales lorsque les pertes de charge du réseau sont nulles et différentes dans le cas général où les pertes de charge ne sont pas négligeables.

Les résultats précédents ont été regroupés sous forme d'abaque afin d'en faciliter l'utilisation. Nous distinguerons les trois familles $\alpha = 0$, $\alpha = 10\%$ et $\alpha = 20\%$. Dans chacune d'elles, nous trouverons :
— un faisceau de courbes $\beta = Cte$ donnant le volume d'air en fonction de φ dans la phase

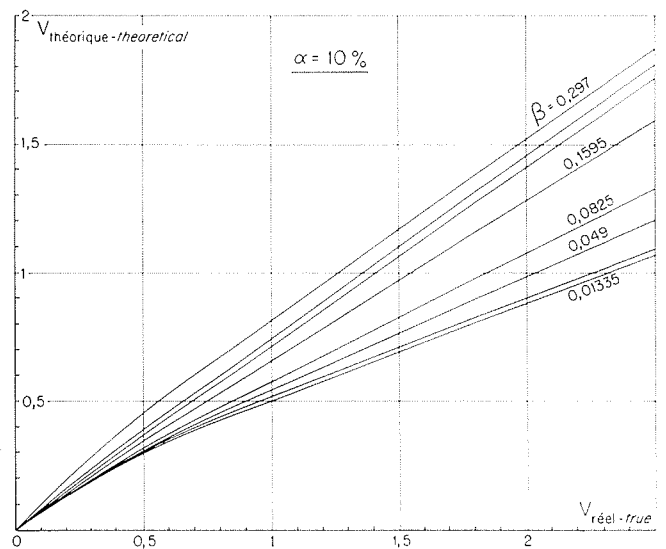


2/ Comparaison du volume d'air théorique (oscillation en masse) et du volume d'air réel donné par l'épure pour $\alpha = 0\%$.

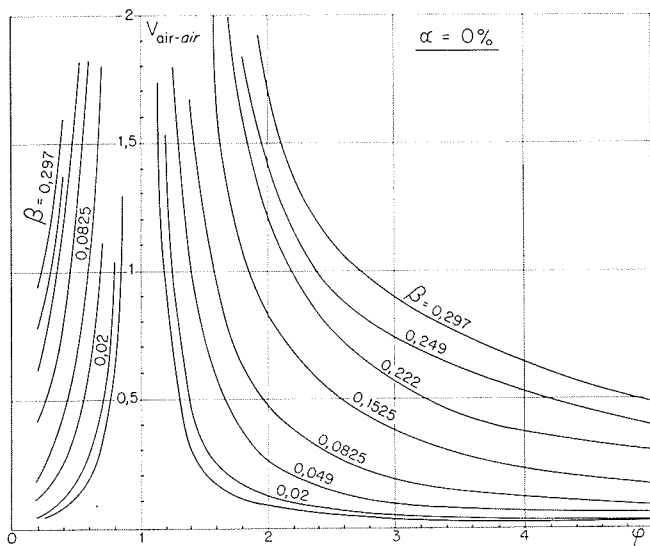
Theoretical air volume (mass oscillation) and true air volume for $\alpha = 0\%$.



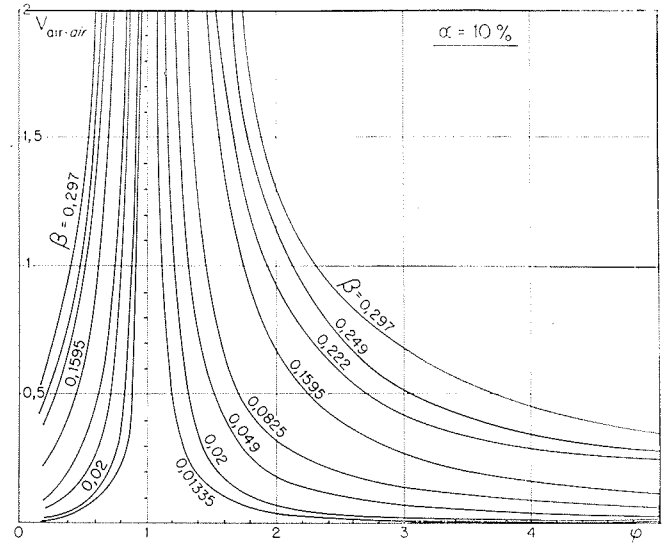
3/ Identique à la figure 2 pour $\alpha = 10\%$ (phase de dépression).
As Figure 2, for $\alpha = 10\%$ (depression phase).



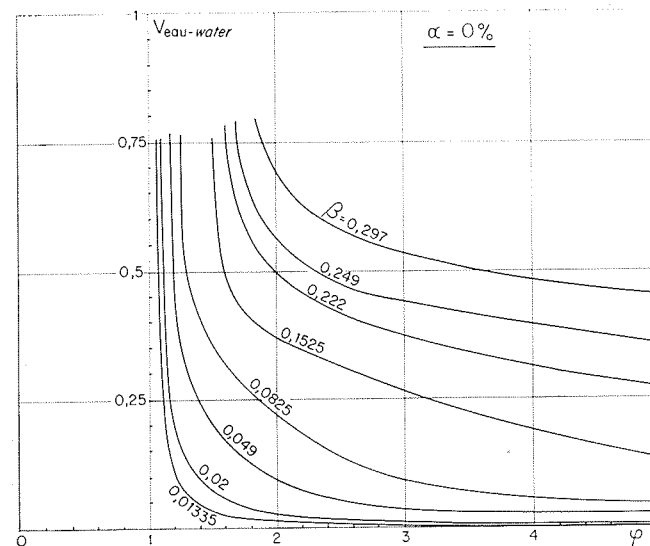
4/ Identique à la figure 2 pour $\alpha = 10\%$ (phase de surpression).
As Figure 2, for $\alpha = 10\%$ (pressure peak phase).



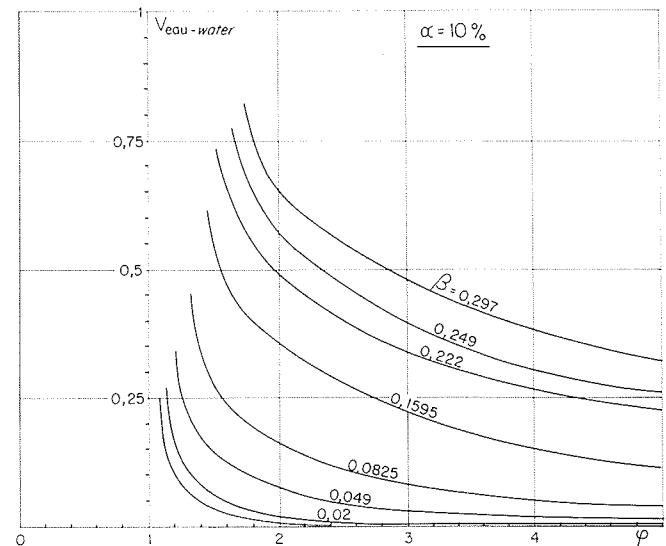
5/ Volume d'air en fonction de φ pour différentes valeurs de β , $\alpha = 0\%$.
Air volume vs. φ , for various values of β , $\alpha = 0\%$.



6/ Identique à la figure 5, $\alpha = 10\%$.
As Figure 5, for $\alpha = 10\%$.



7/ Volume d'eau en fonction de φ pour différentes valeurs de β , $\alpha = 0\%$.
Water volume vs. φ , for various values of β , $\alpha = 0\%$.



8/ Identique à la figure 7, $\alpha = 10\%$.
As Figure 7, for $\alpha = 10\%$.

dépression et dans la phase surpression (fig. 5 et 6);

— un faisceau de courbes $\beta = \text{Cte}$ donnant le volume d'eau en fonctionnement normal en fonction de φ dans la phase dépression (fig. 7 et 8);

— un faisceau de courbes $\beta = \text{Cte}$ donnant le volume d'air en fonction de φ dans la phase dépression au milieu de la conduite de refoulement (fig. 9 et 10).

Nous nous sommes étendu sur ce mode de protection, car il est de plus en plus utilisé en raison de sa facilité de mise en œuvre, mais il conduit souvent à des volumes de réservoirs très importants. En effet, les surpressions tolérées sont toujours assez faibles (environ 10 % de la pression de service) ce qui conduit à surdimensionner les réservoirs. Pour remédier à cet inconvénient, on place à la base du réservoir un clapet à battant percé ou une tuyère dissymétrique qui crée une perte de charge lorsque le débit s'inverse dans le collecteur, c'est-à-dire pendant la phase de surpression. De plus, ils permettent d'amortir plus rapidement les oscillations de pression dans le cas d'installations à faible perte de charge.

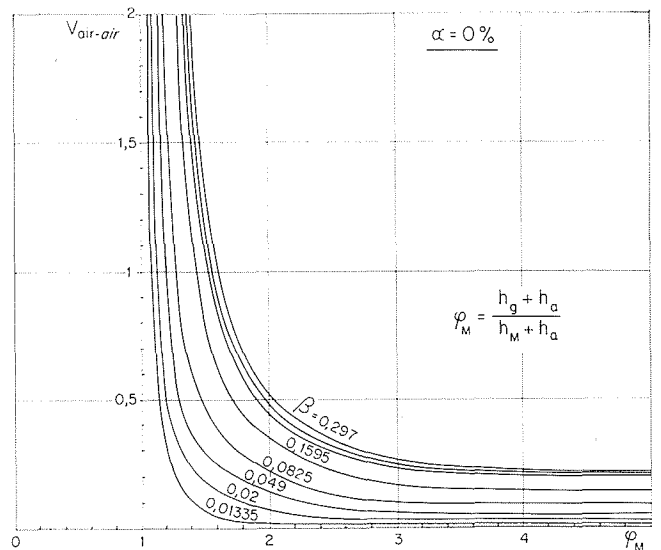
A cette fin, et dans l'hypothèse énoncée ci-dessus, nous avons tracé une famille de courbes $\beta = \text{Cte}$ représentant les variations du volume d'air du réservoir en fonction de $P'/h_g + h_w$, P' étant la perte de charge créée par le clapet ou la tuyère dissymétrique au débit nominal de fonctionnement (fig. 11).

Nous sommes donc en mesure, à partir de ces différentes familles de courbes, de déterminer le volume du réservoir antibélier répondant aux caractéristiques hydrauliques d'un réseau déterminé.

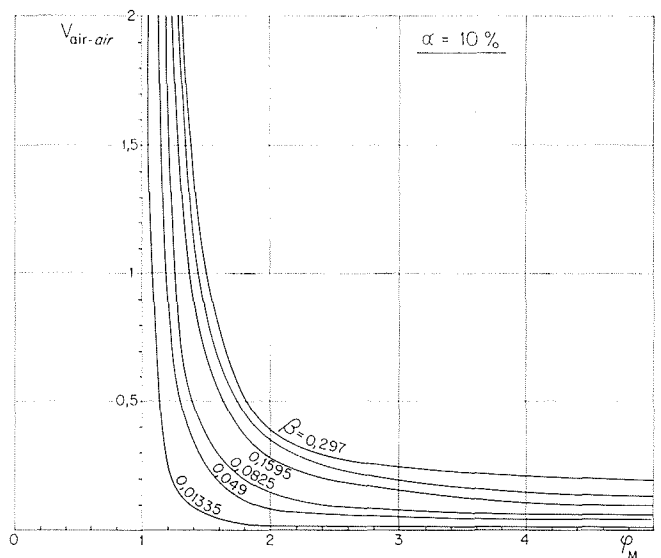
Nous avons vu que le volume de ce réservoir était proportionnel à la longueur de la conduite et inversement proportionnel à la hauteur manométrique. Dans le cas des faibles hauteurs (10 à 15 m), nous serions conduits à des réservoirs importants et le choix peut alors se porter sur les cheminées d'équilibre parfaitement adaptées à ce cas particulier et qui feront l'objet du chapitre suivant.

Nous remarquerons pour terminer ce chapitre que toute l'étude a été faite en supposant une vitesse de propagation des ondes dans l'eau égale à 1 000 m/s. Cette valeur est une moyenne résultant de nombreuses applications pratiques et valables en particulier pour les tuyauteries en acier ou en fonte. Pour les tuyauteries plastiques (PVC ou autre), pour lesquelles la célérité des ondes dans l'eau est plus faible (aux environs de 500 m/s), une étude graphique est nécessaire. Toutefois et en première approximation, les résultats obtenus pour une célérité de 1 000 m/s peuvent être repris, bien qu'il soient défavorables pour l'utilisateur.

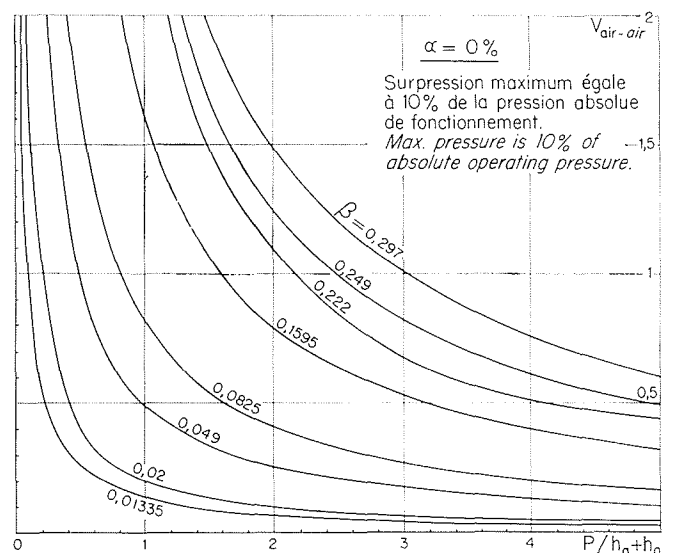
Nous savons que lorsque l'installation n'est pas protégée, la dépression maximale au voisinage des pompes est égale à aV_0/g , V_0 étant la vitesse d'écoulement en fonctionnement normal. Les abaques que nous avons commentés dans le présent chapitre et ceux que nous présentions plus avant sont valables lorsque $aV_0/gh_g > 1$. Dans le cas contraire, ils sont légèrement défavorables, le volume du réservoir étant légèrement inférieur à celui donné par les abaques. Toutefois, en matière de distribution d'eau, aV_0/gh_g est généralement supérieur à l'unité.



9/ Volume d'air en fonction de φ_M pour différentes valeurs de β , $\alpha = 0 \%$.
Air volume vs. φ_M for various values of β , $\alpha = 0 \%$.



10/ Identique à la figure 9, $\alpha = 10 \%$.
As Figure 9, for $\alpha = 10 \%$.



11/ Détermination de la perte de charge de l'orifice calibré dans la phase de surpression.
Determination of calibrated orifice head loss during the pressure peak phase.

Protection par cheminée d'équilibre

Nous allons voir que dans le cas de faibles hauteurs de refoulement, la cheminée d'équilibre peut se substituer au réservoir hydropneumatique. Nous remarquerons toutefois que ces réalisations sont assez particulières et fonction principalement des conditions locales.

Les notations employées dans ce chapitre sont identiques à celles employées dans la première partie; toutefois, nous considérerons également la section s en m^2 de la cheminée.

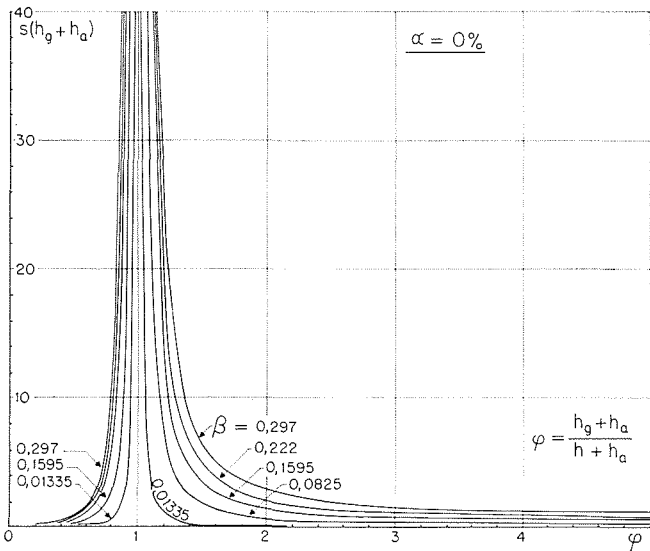
Nous admettrons toujours que l'inertie des masses en mouvement est telle que les groupes électropompes s'arrêtent instantanément après une coupure sur le réseau d'alimentation. Pendant la phase de dépression, le débit d'eau de la cheminée se substitue à celui des pompes et lorsque le débit s'inverse dans la conduite, elle restitue une partie

de son volume d'eau à la cheminée pendant la phase de surpression.

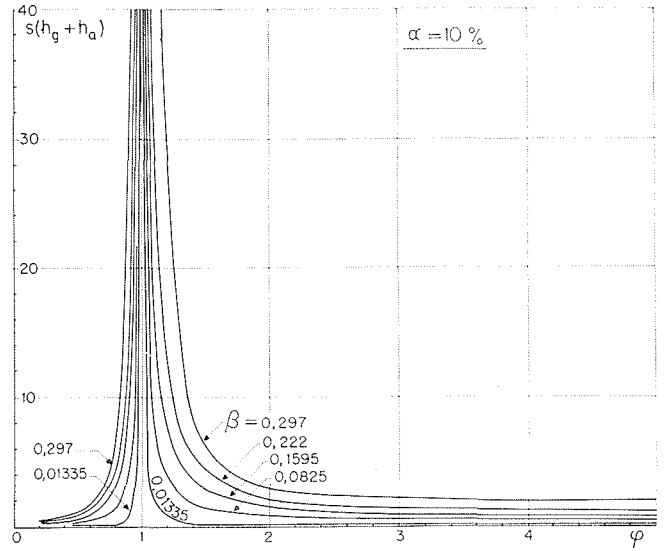
L'étude théorique du phénomène est identique à celle que nous avons exposée dans le paragraphe précédent. Nous avons mis en évidence deux paramètres $\beta = q_0 W_0 L / 2g(h_g + h_a)$ et $s(h_g + h_a)$ et dans le cas où les pertes de charge dans le réseau de refoulement ne sont pas négligeables, $\alpha = P/h_g + h_a$.

Les figures 12 et 13 représentent les abaques que nous avons déduits de cette étude théorique et des différentes épures que nous avons tracées pour différentes valeurs de β définies dans la première partie.

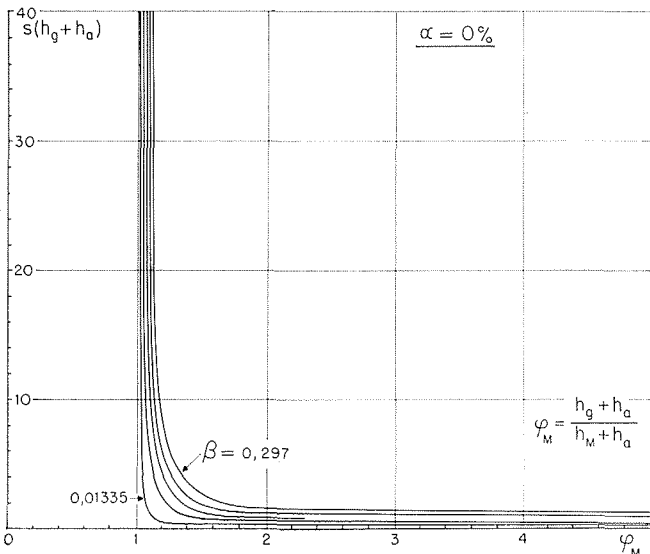
Ces abaques permettent, β étant calculé à partir des caractéristiques hydrauliques de l'installation, de calculer la section de la cheminée en fonction du paramètre φ , que nous avons également défini, pour différentes valeurs de la perte de charge du réseau au débit nominal.



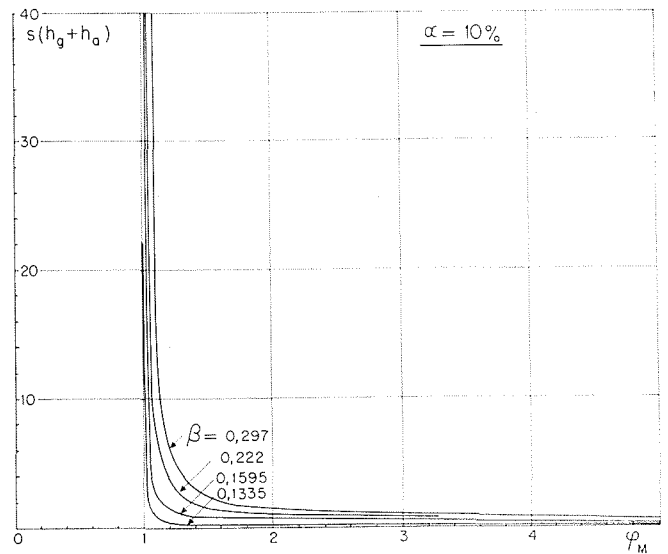
12/ Section de la cheminée en fonction de φ , $\alpha = 0\%$.
Shaft cross-sectional area vs. φ , $\alpha = 0\%$.



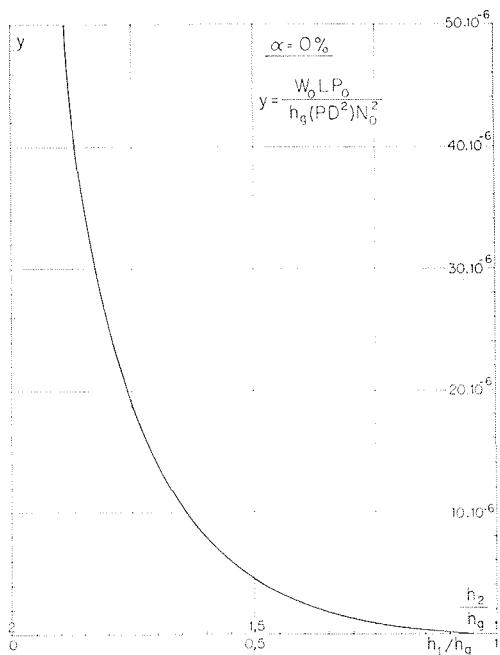
13/ Identique à la figure 12, $\alpha = 10\%$.
As Figure 12, for $\alpha = 10\%$.



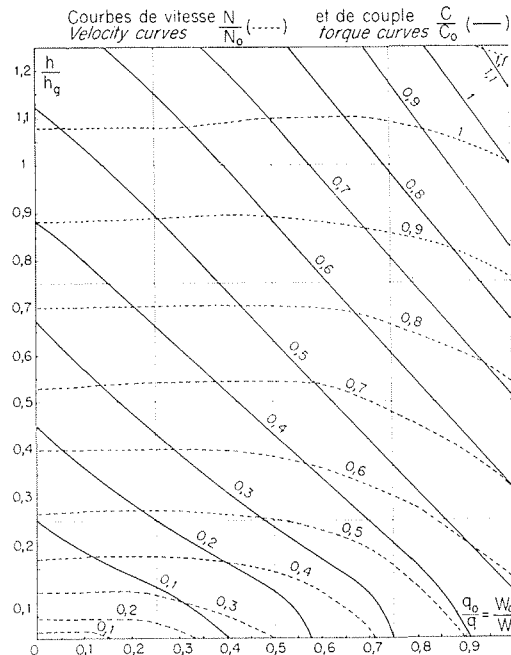
14/ Section de la cheminée en fonction de φ_M , $\alpha = 0\%$.
Shaft cross-sectional area vs. φ_M , $\alpha = 0\%$.



15/ Identique à la figure 14, $\alpha = 10\%$.
As Figure 14, for $\alpha = 10\%$.



16/ $(W_0LP_0/h_g(PD^2)_{th}N_0^2)$ en fonction de $h_1/h_g = 2(h_2/h_g)$.
 $(W_0LP_0/h_g(PD^2)_{th}N_0^2)$ vs. $h_1/h_g = 2(h_2/h_g)$.



17/ Courbes de ralentissement des groupes électropompes dans la zone de fonctionnement en pompe.
Electric pump set deceleration in the pump operation region.

Un second ensemble d'abaques permet de déterminer pour $\alpha = 0, 10$ et 20% la dépression maximale au milieu de la conduite et ainsi de tracer approximativement la courbe piézométrique qui, superposée au profil en long du réseau, permet de localiser les zones où des risques de mise sous vide sont à craindre (fig. 14 et 15).

Nous insisterons sur ce point particulier qui est souvent négligé dans ces études de protection des réseaux sous pression, et particulièrement lorsque le terrain où ils sont implantés est très irrégulier. Si l'on ne prend pas soin de superposer la courbe piézométrique des hauteurs minimales au profil en long de la conduite, on risque, bien que la station de pompage soit protégée, des accidents graves sur la conduite tels que mise sous vide des points hauts et éclatement des conduites à la remise en pression.

Protection par volant d'inertie

Un dernier mode de protection des installations de pompage, le plus simple apparemment, consiste à augmenter le temps de ralentissement des groupes électropompes, puisque leur arrêt instantané est à l'origine des variations brutales de charges et par suite des « coups de bélier » dans le réseau.

Lorsqu'on approfondit l'étude, on se rend compte qu'une protection efficace conduit à des inerties de masse en mouvement très importantes, souvent incompatibles avec une bonne tenue mécanique des appareils.

Nous allons toutefois donner les conclusions auxquelles nous ont conduit nos recherches et voir dans quelles conditions ce mode de protection peut être envisagé.

Le moment d'inertie des masses en mouvement I sera pris égal à $PD^2/4g$, PD^2 étant défini en $kg.m^2$ et g étant l'accélération de la pesanteur en m/s^2 .

Nous avons admis que les pertes de charge dans le réseau étaient négligeables et qu'un clapet anti-retour, placé au refoulement des pompes, évitait le dévirage de ces dernières. De plus, nous avons supposé que les lois de similitude des turbomachines étaient toujours valables durant le ralentissement des groupes électropompes.

Si nous appelons h_m la pression minimale au niveau des pompes, nous arrivons au résultat suivant :

$$\frac{h_a}{h_1} + 1 - \sqrt{\frac{h_a}{h_1} \left(2 + \frac{W_0L_a}{gh_g} \right)} = 0 \text{ avec } a = \frac{P_0}{I\Omega_0^2}$$

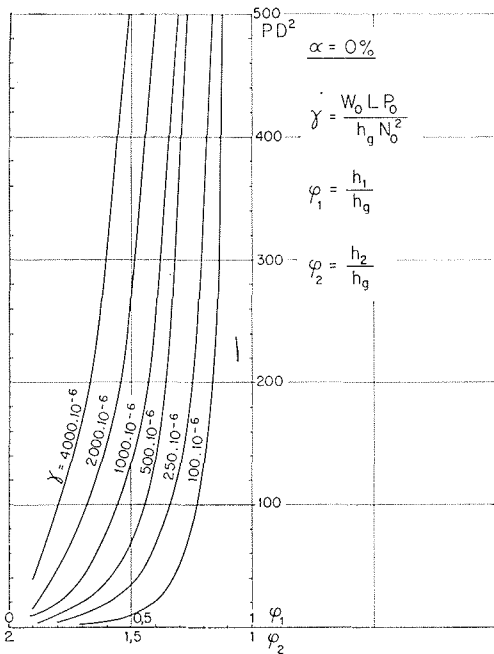
P_0 : puissance absorbée par la pompe au point nominal, en chevaux;

Ω_0 : vitesse angulaire de la pompe au point nominal, $= 2\pi N_0/60$.

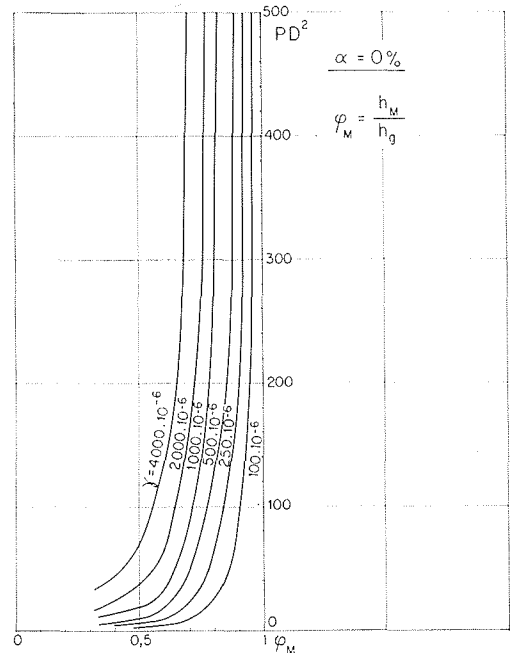
La figure 16 donne la courbe représentative des variations de h_1/h_g en fonction de :

$$W_0LP_0/h_g(PD^2)N_0^2$$

Nous remarquerons que le ralentissement de la pompe est caractérisé par le paramètre a ; $a/2$ représente le rapport de la puissance absorbée par la pompe en fonctionnement normal à l'énergie cinétique des masses en mouvement. Nous retrouvons donc cette dualité qui était apparue dans les chapitres précédents : énergie de la masse d'eau en mouvement et énergie initiale du système amortisseur (réservoir hydropneumatique, cheminée d'équilibre, volant d'inertie) qui s'oppose au phénomène du coup de bélier d'onde.



18/ (PD²) réel en fonction de h_1/h_g pour différentes valeurs de $\gamma = (W_0 L/h_g) (P_0/N_0^2)$.
True (PD²) vs. h_1/h_g , for various values of $\gamma = (W_0 L/h_g) (P_0/N_0^2)$.



19/ (PD²) réel en fonction de h_M/h_g pour différentes valeurs de γ .
True (PD²) vs. h_M/h_g , for various values of γ .

Plus ce rapport est grand, plus les dimensions du système amortisseur doivent être importantes.

Nous allons comparer ces résultats théoriques à ceux donnés par le tracé de différentes épures correspondant à des valeurs du paramètre :

$$\frac{W_0 L}{h_g} \frac{P_0}{N_0^2} = \gamma$$

qui caractérise l'installation.

Nous en déduirons pour h_1/h_g donné, une valeur du (PD²) réel que nous pourrions comparer au (PD²) théorique, celui-ci étant supérieur au (PD²) réel.

Pour tracer ces différentes épures, nous avons utilisé les résultats d'une étude faite par John Parmakian sur le ralentissement des groupes électropompes (fig. 17). John Parmakian a montré que ces courbes pouvaient s'appliquer avec une bonne approximation à toutes les pompes afin de déterminer les effets du coup de bélier.

Compte tenu de cette famille de courbes, nous avons pu tracer deux abaques donnant le PD² en kg.m² en fonction de ϕ au voisinage des pompes et au milieu de la conduite (figures 18 et 19).

Conclusions

Nous venons d'examiner dans ces trois paragraphes les dispositifs usuels employés couramment dans la protection des installations de pompage contre les coups de bélier d'onde. Nous avons pu mettre en évidence différents paramètres qui permettent de caractériser, d'une part, l'installation à protéger, d'autre part, les dimensions du dispositif antibélier. Ces paramètres ont été mis en évidence analytiquement et l'étude graphique du phénomène a confirmé que cette extrapolation était valable moyennant certaines hypothèses simplificatrices.

Ces différents réseaux de couples doivent faciliter le travail de ceux qui étudient ces problèmes, en particulier dans tous les cas simples pour lesquels le tracé d'une épure constitue toujours une perte de temps importante.

Dans le cas de problèmes plus compliqués, elles doivent constituer une base d'étude qui évitera de nombreuses hésitations avant d'obtenir la caractéristique optimale du dispositif antibélier.

Discussion

Président : M. P. BERGERON

M. le Président présente les communications qui sont à l'ordre du jour de la séance, puis donne la parole à M. GAULHET.

M. le Président remercie ensuite M. GAULHET et ouvre la discussion.

M. de SAINT-VAULRY rappelle que M. Louis VADOT avait étudié en 1933 les questions développées par M. GAULHET, et que la Société Sulzer a étudié, dès cette date, les coups de bélier d'une façon systématique.

La communication de M. GAULHET se complique par le fait que β a une dimension (m³).

Il faudrait donc pour simplifier, et c'est déjà ce que M. de SAINT-VAULRY avait fait en 1937, définir un coefficient sans dimension :

$$\beta' = \frac{Q_0^2 L}{g S (h_g + h_a) V_0} = \frac{2 \beta}{V_0}$$

Dans ces conditions, si on admet que aW_0/g est très supérieur à $(h_g + h_a)$, on a une courbe unique donnant :

$$\frac{h_{\min} + h_a}{h_g + h_a}$$

$$A = \frac{aW_0/g}{h_g + h_a}$$

Mais pour avoir un diagramme complet, il faut faire intervenir un deuxième paramètre :

car lorsque cette valeur est faible :

$$\frac{h_{\min} + h_a}{h_g + h_a}$$

quitte la courbe précédente.

Pour les valeurs faibles de A, on constate que la répartition de la dépression dans la conduite s'éloigne fortement de la ligne droite.

M. DUBIN a d'ailleurs traité ces questions à Aix-en-Provence.

Il est probable que les calculs ont été faits avec la loi de Mariotte, alors que l'expérience prouve que la détente suit à peu près la loi $PV^{1,3} = Cte$ et la compression $PV^{1,5} = Cte$.

Si on amortit les oscillations par un clapet percé reliant le réservoir d'air à la conduite, on constate qu'il n'est plus possible de négliger la propagation d'ondes.

En choisissant au mieux le diamètre des trous, il faut rappeler qu'on peut avoir la formule très simple suivante : Volume total du réservoir (air détendu + marge) = $10 QL/a$ (formule homogène).

S'il n'y a pas de vide, ce volume assure une surpression maximale de 10 % par rapport à $h_g + h_a$.

On remarquera que cette formule est indépendante de h_g et de S.

D'autre part, en ce qui concerne les volants d'inertie, le problème est du même genre, c'est-à-dire qu'il faut non seulement introduire le nombre γ de M. GAULHER qui, lui, est sans dimensions, mais encore le nombre $A = (aW_0/g)/h_g$.

M. DUBIN voulait dire ce que vient de dire M. de SAINT-VAULRY, avec lequel, une fois de plus il est en parfait accord. Quand les ingénieurs calculent un réservoir d'air, ils désirent que ce réservoir puisse protéger l'installation, non seulement à l'origine, mais encore tout au long de la conduite.

Ceci conduit à construire une courbe dite des dépressions minimales (fig. 1) que l'on superpose au profil en long de la conduite ABCDEFGK.

Ainsi le réservoir numéro 1, qui donne pourtant toute satisfaction à l'origine, ne saurait empêcher la cavitation entre A et B d'une part, entre F et K d'autre part. Le réservoir numéro 2 par contre, remplit les conditions voulues.

Or, la théorie de l'oscillation en masse ne peut en aucune manière donner une forme correcte de la courbe en question, dont la concavité est essentiellement fonction du rapport av_0/gH_0 , rapport que la théorie de l'oscillation en masse admet implicitement comme infiniment grand, alors qu'il peut être inférieur à l'unité.

Toutes les arguties, les abaqués plus ou moins perfectionnés ne peuvent rien contre cette vérité élémentaire.

M. GURON ajoute que l'étude des réservoirs d'air sur la base de l'oscillation en masse a été traitée depuis fort longtemps, compte tenu même de la forme quadratique des pertes de charge.

En particulier, le Comte de SPARRE a publié en 1912 dans *La Houille Blanche* sur ce sujet une étude sous-titrée : « Note au sujet de l'emploi des réservoirs d'air pour atténuer les coups de bélier dans le cas d'une fermeture brusque et sur l'emploi d'une disposition permettant d'en réduire considérablement les dimensions. »

Après la dernière guerre, la Maison L. Bergeron a voulu reprendre cette méthode et la traduire en abaqués, ce qui l'a amenée en particulier à faire calculer par un mathématicien les valeurs numériques de la fonction :

$$\int_{-\infty}^{-x} \frac{e^{-x}}{x} dx$$

Ceci lui a pris un temps assez long, alors que, quelque mois plus tard, paraissaient les *Tables numériques universelles* de M. Marcel BOLL, où ce travail était tout fait.

Malgré cela, la Maison L. Bergeron a abandonné les abaqués en cours d'élaboration à l'époque (*). En effet, ils se montraient d'un emploi très limité, car ils ne donnaient pas la courbe des pressions minimales le long de la conduite, indispensable pour savoir s'il y a cavitation ou non, comme vient de le rappeler M. DUBIN.

Or, entre-temps, M. P. BERGERON avait mis au point une méthode pratique d'utilisation des épures de propagation d'ondes, permettant de dimensionner très rapidement le réservoir d'air en fonction du profil en long. L'expérience a montré, du reste, que son emploi est aussi rapide que le fait de consulter des abaqués.

Cette méthode a été exposée par M. P. BERGERON aux *Ves Journées de l'Hydraulique* à Aix-en-Provence, en 1958, au cours d'une longue discussion à laquelle participait aussi M. DUBIN.

M. GURON rappelle la méthode :

Etant donné un profil de conduite de refoulement relativement sinueux, comme malheureusement on en trouve bien souvent, à son aspect on peut prévoir immédiatement l'endroit où la cavitation apparaîtrait en premier : par exemple le point haut caractérisé A, de la figure 2, situé à une distance L_1 du réservoir de refoulement.

(On suppose un clapet de non retour à la pompe et l'arrêt brusque du débit de celle-ci.)

Au cours du premier aller et retour d'onde, entre la pompe et le réservoir, on sait que la cote piézométrique minimale en A est la même que celle existant à la station au bout du temps $t = 2L_1/a$ (en effectuant éventuellement la correction des pertes de charge).

Pendant ce premier aller et retour d'onde, les régimes $h = f(q)$ à la station se déplacent sur la droite MX de pente a/gS (fig. 2). Il faut donc, pour éviter la cavitation en A que, au bout du temps $2L_1/a$, le régime à la station soit en un point P où la hauteur piézométrique doit être au moins égale à $h_A = h_a$ (c'est-à-dire une hauteur piézométrique absolue h_A) valeur à laquelle correspond le débit $q_{2L_1/a} = q_t$.

Pendant ce temps $t = 2L_1/a$, le réservoir a fourni le débit moyen $q' = (q_0 + q_t)/2$.

On en déduit immédiatement le volume d'air maximal V_0 nécessaire en écrivant, si on suppose la loi de Mariotte :

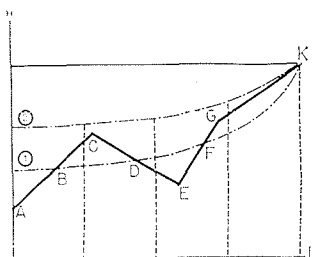
$$(h_g + h_a) V_0 = h_A (V_0 + q' \Delta t)$$

soit :

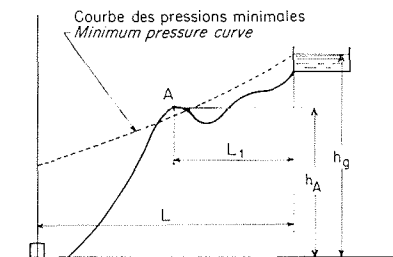
$$V_{0\min} = \frac{h_A}{h_g + h_a - h_A} \cdot \frac{q_0 + q_t}{2} \cdot \frac{2L_1}{a}$$

Grâce à cette valeur, que l'on majore d'une petite marge pour avoir V_0 réel, on peut rapidement continuer l'épure qui donne le point R au temps $2L/a$ (L étant la longueur totale de la conduite), et en suivant cette onde isolée, tracer la courbe RR' des cotes piézométriques minimales à la station.

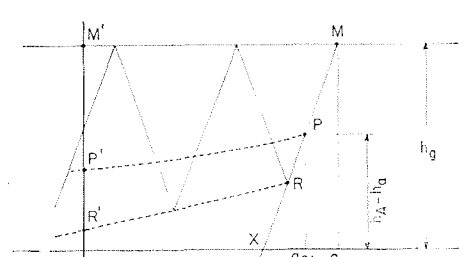
(*) Quelques temps après, M. COMBES et M. BONOR faisaient de leur côté la même étude qu'ils publiaient sous forme d'abaqués dans *La Houille Blanche* d'octobre 1952.



1/



2 a/



2 b/

A. GAULHET

Normalement la courbe PP' des cotes piézométriques minimales en A a une inclinaison sur l'horizontale inférieure à celle de RR'. En supposant ces deux courbes parallèles, on obtient une valeur M'P' par excès. Il suffit alors de vérifier qu'avec le volume V_0 adopté on a :

$$M'P' < h_g - (h_A - h_0)$$

et de rectifier éventuellement V_0 pour qu'il en soit ainsi.

Connaissant la dépression maximale M'R', on détermine le volume total V du réservoir, en partant du volume d'air initial V_0 .

Cette méthode est du reste plus longue à exposer qu'à appliquer avec peu d'entraînement.

Dans la pratique elle est plus sûre et aussi rapide, en faisant le bout d'épure indiqué, que de rechercher dans les abaques, de calculer les coefficients à utiliser et de déterminer le volume nécessaire.

M. GUIRON note en passant sur la figure 2 que si la courbe RR' peut être justiciable de la méthode d'oscillations en masse, la droite MR qui donne la dépression initiale lui échappe totalement.

Cette méthode d'oscillations en masse, prise comme point de départ par M. GAULHET ne tient pas compte en effet de l'élasticité de l'eau et de la conduite comme M. de SAINT-VAULRY vient d'en faire la remarque. Elle néglige donc le volume emmagasiné dans la conduite par compression de l'eau et dilatation du tuyau. C'est pourquoi M. GAULHET a été obligé de faire intervenir des coefficients de correction, pour tenir compte de cet effet.

Il est intéressant, pour fixer les idées, d'avoir à l'esprit un ordre de grandeur des valeurs relatives des volumes emmagasinés dans la conduite et dans le réservoir. M. GUIRON se réfère encore aux V^{es} Journées de l'Hydraulique à Aix-en-Provence (p. 526 des comptes rendus) où, pour bien mettre la chose dans l'esprit de tout le monde, M. P. BERGERON avait pris l'exemple d'une détente d'un réservoir sous 10 bars environ, correspondant à une hauteur de 100 m avec un coefficient de détente de 1/3.

Il avait mis en évidence que, dans ce cas, la conduite fournissait le tiers du volume fourni par le réservoir, ce qui est loin d'être négligeable.

M. GUIRON demande alors à M. GAULHET s'il a traité le cas d'une perte de charge dissymétrique entre conduite et réservoir.

M. GAULHET dit avoir traité le cas de la perte de charge à la base du réservoir, dans le dernier abaque. C'est asymétrique.

M. GUIRON ajoute que c'est une perte de charge quadratique. M. GAULHET a cité M. PARMAKIAN qui, dans son livre, a donné toute une série d'abaques sur les réservoirs avec une tuyère dissymétrique.

M. JEANPIERRE voudrait savoir si, dans le cas des pompes, l'introduction d'un système destiné à atténuer l'effet des phénomènes oscillatoires dus à une perturbation en un point du réseau peut être à l'origine d'une instabilité de fonctionnement par la création d'oscillations qui ne s'amortiraient pas.

M. le Président répond, de même que M. de SAINT-VAULRY, que, pour entretenir l'oscillation, il faudrait un régulateur. Or, dans les pompes, les oscillations s'amortissent obligatoirement. Le phénomène peut se produire dans les turbines parce que le régulateur intervient et entretient l'oscillation.

M. de SAINT-VAULRY ajoute que le phénomène peut aussi se produire si la pompe est à courbe non tombante.

M. THIRRIOT a été très intéressé par la communication de M. GAULHET et, à la suite des interventions qui viennent d'être faites, croit qu'il va confirmer le point de vue de celui-ci.

M. THIRRIOT a étudié, il y a quelque temps, l'influence de fermeture graduelle d'une vanne et a pu comparer ce que donnaient les méthodes d'oscillations en masse et les méthodes de coups de bélier. Pour une fermeture graduelle suffisamment lente, on a obtenu une concordance parfaite. Il faut signaler que ceci est valable pour certaines installations, en particulier lorsque la surpression due à la fermeture brusque est importante.

M. le Président remercie M. GAULHET de son important travail et sans vouloir critiquer, ni décourager personne, tient à donner son opinion sur la question qui, en résumé, est la suivante :

« Quand on part de l'oscillation en masse, on écrit que l'énergie cinétique existant dans la conduite est absorbée par le travail résistant des forces extérieures. Mais bien souvent on ne tient compte que du travail fait par le

dispositif antibélier lui-même, que ce soit un réservoir d'air, un volant, ou une cheminée d'équilibre. Ceci, tout le monde l'a tenté et y est parvenu.

« Mais cela n'est pas suffisant, car il faut aussi tenir compte du travail résistant des pertes de charge, et de nombreuses études ont été faites sur la question, mais si l'on veut tenir compte de la forme quadratique de ces pertes de charge, cela complique la situation.

« Enfin, comme le disait M. GUIRON, il faut tenir compte de la compression de l'eau et de la dilatation de la conduite qui arrivent d'ailleurs à faire un travail très important ce qui, je crois, vous a conduit à dire, à propos des volants, que la valeur réelle de l'inertie à adopter était le double de la valeur théorique. Ceci vient de ce que, dans toute la période où la pression baisse rapidement, la conduite se dégonfle, se regonflant ensuite en sens inverse. Elle fait ainsi un travail qui est très important et de l'ordre de grandeur de celui fait par le volant, ou par le réservoir d'air.

« Je voudrais tirer la philosophie de tous les magnifiques travaux qui ont été faits sur la question, mais où l'élasticité de l'eau et de la conduite n'a pas été introduite, depuis ceux du Comte de SPARRE, en rappelant en particulier ceux très importants de M. ESCANDE qui introduit les pertes de charge à l'aide d'une construction complémentaire.

« Il est naturel que l'on cherche à en tirer des abaques, qui ont l'avantage de pouvoir être utilisés par des personnes non averties de la question.

« En effet, si avec la méthode rappelée par M. GUIRON tout à l'heure, il ne faut, en fait, même pas quelques minutes pour résoudre un problème de réservoir ou de volant puisqu'on a immédiatement la dépression tolérée et la durée pendant laquelle elle s'établit, encore cette méthode doit-elle être utilisée par des personnes compétentes.

« Mais si l'on cherche à faire des abaques (et je m'excuse de donner ici mon opinion personnelle) encore faudrait-il, maintenant que cela est possible grâce aux calculatrices électroniques, que ces abaques tiennent compte à la fois de l'élasticité et des pertes de charge (de celles dans l'étranglement entre réservoir et conduite et celles dans la conduite).

« M. DUBIN a déjà publié pour les réservoirs d'air de tels abaques qui sont remarquables, et qui donnent entre autres l'étranglement optimal dans chaque cas, mais ils ne tiennent pas compte des pertes de charge dans la conduite.

« Il devait les compléter en tenant compte des pertes de charge dans la conduite, mais malheureusement il ne l'a pas encore fait.

« On est également capable actuellement de faire des abaques pour les volants, ici encore de façon absolument complète, c'est-à-dire en tenant compte de tout.

« Je me demande donc s'il faut continuer d'essayer de travailler en partant des oscillations en masse, et en utilisant des méthodes analytiques qui sont toujours délicates, longues et pénibles, alors qu'avec les calculatrices électroniques on pourrait faire rapidement ces abaques en tenant compte de tout. En particulier, j'attends toujours que les abaques pour les réservoirs d'air et les volants soient faits et publiés.

« Je ne parle pas des cheminées d'équilibre qui constituent le seul cas que l'on peut traiter en masse. Elles présentent en effet les deux caractères suivants :

« — les mouvements y sont généralement lents et l'on peut donc considérer qu'à chaque instant la vitesse est la même tout le long de la galerie d'amenée joignant la retenue amont à la cheminée;

« — les variations de pression y sont faibles, ce qui fait que les élasticités de l'eau et de la galerie n'interviennent plus. »

M. DUBIN ajoute qu'en tant qu'ingénieur s'occupant de distribution d'eau, il peut dire qu'actuellement, on distribue l'eau sous environ 10 kg de pression; mais on n'a pas encore envisagé des cheminées de 100 m de haut.

M. le Président termine cette discussion en s'excusant de cette intervention personnelle sur une question qui lui tient à cœur depuis trente ans. Dès que cela lui sera possible, M. le Président se propose d'en faire une communication pour essayer de tirer la philosophie de la situation. Cela en vaut la peine.

M. GAULHET a fait un travail très long parce qu'il avait des résultats approchés qu'il a dû rectifier par la méthode graphique pour pouvoir comparer le volume réel et le volume théorique. Il s'est racroché à des cas particuliers et il est fort possible que pour d'autres exemples, les corrections qu'il a faites n'auraient pas été valables. M. le Président n'en félicite pas moins M. GAULHET pour son travail.