

Excitation hydro-acoustique en basses fréquences des circuits industriels par les vannes papillon cavitantes

Hydro-acoustic excitation at low frequencies
of industrial pipe systems by cavitating butterfly valves

C. Trollat

Ingénieur Chercheur
Electricité de France
6, quai Watier
78401 Chatou Cedex

1. Introduction

On sait que l'insertion d'organes limiteurs de débit dans les tuyauteries industrielles peut être à l'origine de bruits et de vibrations gênants, voire intolérables. On rappelle, en particulier, que des incidents conduisant à la rupture de piquages par fatigue se sont produits lors des essais de démarrage de certaines tranches du parc électronucléaire REP français. Des travaux récents menés à EDF/DER (réfs. [1], [2] et [3]) et au CEA/DEMT (réfs. [4] et [5]) ont bien mis en évidence que des organes tels que des vannes ou des diaphragmes induisent des sources acoustiques en ondes planes de basses fréquences assez intenses pour expliquer de tels incidents, en particulier lorsque l'organe cavite.

EDF/DER a développé des méthodes expérimentales originales pour caractériser de telles sources, de manière à pouvoir calculer ensuite la réponse vibratoire du réseau de tuyauteries dans lesquelles elles sont insérées. Dans cette approche on effectue un ensemble de mesures des pressions fluctuantes acoustiques en divers points d'un circuit et en présence de l'organe source. EDF s'orienté vers une méthodologie d'intensimétrie acoustique qui conduit à caractériser les ondes par leur aspect propagatif. Le circuit acoustique est alors décrit par un ensemble de matrices de transfert. Cette approche est décrite dans le paragraphe II de la présente communication. Dans cette partie, on explicite le modèle qui est basé sur un modèle homogène de poche de cavitation.

Dans la seconde partie du rapport on expose les résultats de l'identification expérimentale du modèle sur une vanne papillon fonctionnant en régime cavitant.

2. Description du modèle théorique

Pour caractériser les sources hydro-acoustiques des vannes cavitantes, il est impératif de disposer d'un modèle de transfert des ondes acoustiques dans le milieu cavitant. Pour résoudre ce problème, on considère que la propagation des ondes se fait en mode plan. Cette hypothèse de propagation conduit à considérer les équations du fluide sous forme monodimensionnelle (une seule variable d'espace). De plus la formulation en variables pression et débit acoustiques se traduit par une formulation en matrices de transfert. Cette formulation est très adaptée au cas des tuyauteries où chaque élément est caractérisé par une matrice de transfert et éventuellement des sources acoustiques qui se traduisent par une discontinuité des variables pression-débit (voir réf. [6]).

2.1. Mise en équations

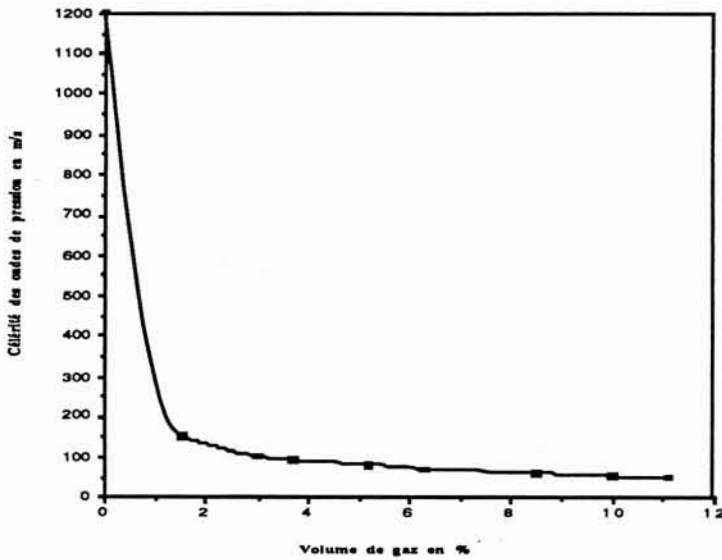
Les équations 1D de la conservation de la masse et de la quantité de mouvement, en l'absence de viscosité et de force extérieures sont intégrées sur la section transversale de la tuyauterie et conduisent au système d'équations filaires suivant en prenant pour le débit : $Q = \rho S U$.

Les équations générales du fluide sont :

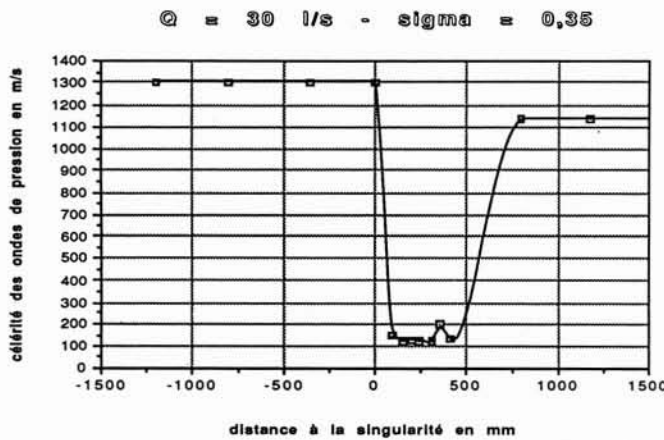
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \quad \text{équation de continuité}$$

$$\frac{\partial \rho \vec{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U} \otimes \vec{U} + P \vec{I}) = 0 \quad \text{équation de quantité de mouvement}$$

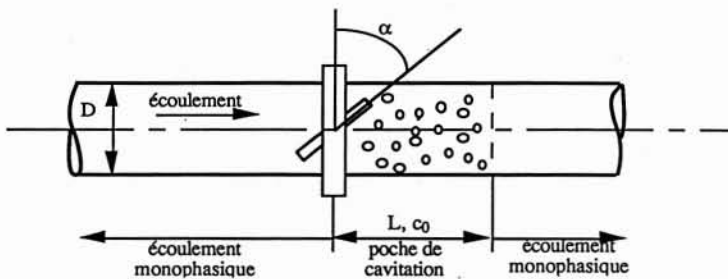
$$\partial P = c^2 \partial \rho \quad \text{équation d'état}$$



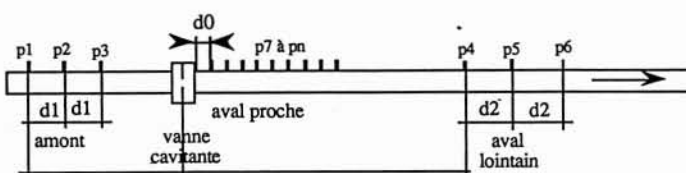
1. Célérité des ondes de pression dans l'eau pour de faible volume de gaz.



2. Profil de célérité mesuré pour un sigma de 0,35.



3. Schéma du modèle homogène.



4. Implantation de l'instrumentation.

ce qui donne

$$(I) \quad S \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial x} = 0$$

$$S \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial \left(\frac{Q^2}{\rho S} \right)}{\partial x} = 0$$

où :

- P = pression
- Q = débit en kg/s
- S = section de la tuyauterie
- U = vitesse de l'écoulement
- ρ = masse volumique du fluide

La linéarisation au premier ordre du système (I) s'écrit alors si on pose :

$$\begin{cases} P = P_0 + p \\ \rho = \rho_0 + \rho' \\ U = U_0 + u \end{cases}$$

On a alors :

$$\frac{i\omega S}{c^2} p + \frac{dq}{dx} = 0$$

$$(II) \quad S(1 - M^2) \frac{dp}{dx} - \frac{d(SM^2)}{dx} p + 2U_0 \frac{dq}{dx} + \left(i\omega + 2 \frac{dU_0}{dx} \right) q = 0$$

Où :

- $\omega = 2\pi f$ (f = fréquence)
- c = célérité des ondes de pression
- M = nombre de Mach
- U_0 = vitesse moyenne de l'écoulement.

Si en plus des hypothèses déjà formulées, on suppose qu'entre deux sections de tuyauteries la vitesse moyenne varie peu et que le nombre de Mach reste faible, on obtient l'équation d'onde classique :

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \\ \frac{\partial^2 q}{\partial x^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 q}{\partial t^2} = 0 \end{cases}$$

Si on intègre cette équation entre deux sections de tuyauteries 1 et 2, on obtient une relation matricielle entre les vecteurs propagatifs pression et débit dans les deux sections de tuyauteries.

2.2. Intensimétrie hydro-acoustique (réf. [7])

La résolution dans le domaine fréquentiel de l'équation d'onde citée précédemment et avec les hypothèses décrites, donne les résultats suivants :

$$\begin{cases} p(x, f) = A(f) e^{-ikx} + B(f) e^{ikx} \\ q(x, f) = \frac{S}{\rho c} (A(f) e^{-ikx} - B(f) e^{ikx}) \end{cases}$$

avec pour valeur pour le nombre d'onde : $k = \frac{2\pi f}{c}$.

Dans ces expressions $A(f)$ et $B(f)$ sont deux ondes, l'une incidente se propageant dans le sens de l'écoulement (A) et l'autre dans le sens inverse de l'écoulement (B). Les inconnues du problème sont $A(f)$, $B(f)$ et c (vitesse du son dans la tuyauterie). Dans un signal numérique $A(f)$ et $B(f)$ sont composées de n valeurs. La célérité des ondes représente une inconnue supplémentaire. On a donc $2n + 1$ inconnues. Une mesure de pression donne n informations. Pour résoudre le problème, il est donc nécessaire de disposer de trois capteurs. On calcule la célérité des ondes en calculant la demi-somme des fonctions de transfert entre les capteurs extrêmes et le capteur central. On obtient alors, si les hypothèses sont vérifiées, une fonction cosinus réelle :

$$\frac{1}{2} \frac{p_1(x, f) + p_3(x, f)}{p_2(x, f)} = \cos \left(\frac{2 \Pi f_1}{c} \right).$$

Les principaux intérêts de la méthode d'intensimétrie hydro-acoustique sont :

- mise en œuvre possible sur tout circuit industriel ;
- méthode permettant de connaître la célérité des ondes de pression avec une grande précision ;
- méthode permettant de s'affranchir des phénomènes d'ondes stationnaires par la détermination des ondes réfléchie et incidente ;
- permet la localisation de la source prédominante dans le circuit par le rapport A/B et B/A ;
- permet de déterminer le lieu du point de réflexion (pente de la phase de A/B ou B/A) et le coefficient de réflexion en ce lieu, ceci permet de déterminer les conditions aux limites dans le circuit.

2.3. Modèle de comportement

2.3.1. Prise en compte des variations de célérité des ondes

La courbe présentée sur la *figure 1*, montre l'évolution de la célérité dans un milieu diphasique eau-gaz en fonction du pourcentage de gaz. Cette courbe montre la décroissance très rapide de la célérité des ondes dans l'eau lorsqu'on est en présence d'une très faible quantité de gaz libre. Il convient de noter que les effets sur la célérité sont dus au gaz libre dans l'eau et non pas au gaz dissous.

2.3.2. Identification expérimentale des profils de célérité

La *figure 2* montre un profil de célérité déterminé expérimentalement. Ce profil montre que sur une distance de quelques diamètres ($< 5D$) en aval de la singularité fonctionnant en régime cavitant, on observe une chute importante de la célérité des ondes de pression. On peut remarquer également que dans cette zone diphasique la célérité des ondes de pression peut être considérée comme constante en première approximation.

Ces profils ont été obtenus en déterminant la célérité grâce à la méthode des trois capteurs présentée dans les paragraphes précédents. Il convient de noter que dans la zone fortement diphasique en aval de la singularité, la turbulence de type aléatoire pollue de manière importante les mesures de pression. Ceci rend les cohérences entre capteurs relativement faibles, ce qui entache d'une erreur

importante les mesures de célérité. En outre, comme la célérité est faible dans un écoulement diphasique et que les vitesses d'écoulement sont fortes en aval immédiat de la singularité, le nombre de Mach est important dans la zone diphasique, ce qui ajoute des erreurs à la mesure des célérités. En conclusion, la *figure 2* a un caractère qualitatif mais non quantitatif.

2.3.3. Proposition d'un modèle

Les résultats mis en évidence dans les paragraphes précédents, en particulier pour les profils de célérité, justifie a priori le choix du modèle homogène pour ce qui concerne la modélisation de la poche de cavitation. Le modèle homogène consiste à découper la section d'essai en trois parties aux caractères homogènes (un schéma de ce modèle est exposé en *figure 3*) :

- une zone amont dans laquelle l'écoulement est monophasique avec pour masse volumique celle de l'eau pure et pour célérité des ondes de pression celle qui est mesurée par la méthode intensimétrique dans cette zone ;
- une zone aval lointaine à écoulement monophasique qui est construite comme la zone amont ;
- la zone en aval immédiat de la singularité qui a un caractère diphasique mais qui a des caractéristiques hydro-acoustiques homogènes.

La démarche expérimentale choisie consiste donc à déterminer dans un premier temps la longueur de la zone diphasique, ce qui est réalisé à partir de l'analyse des cohérences entre les capteurs placés immédiatement à l'aval de la singularité. Lorsque cette longueur L est déterminée, on calcule la célérité de la zone cavitante de façon à recalculer les fréquences de résonances du circuit d'essai obtenu à partir du modèle homogène avec les fréquences de résonances mesurées expérimentalement et que l'on retrouve sur les autospectres des capteurs de pression. Lorsque la célérité des ondes de pression est connue dans la zone diphasique, on peut alors retrouver le taux de vide homogène et la masse volumique correspondant à ce mélange diphasique.

3. Descriptif des essais et résultats

3.1. Le dispositif expérimental

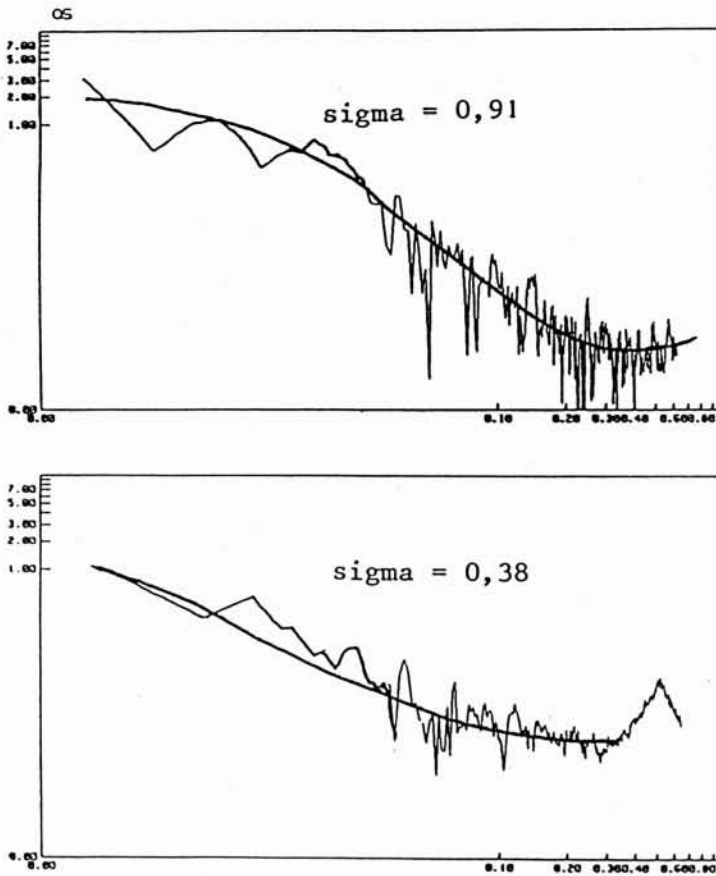
Le dispositif expérimental est décrit en *figure 4*.

3.2. Analyse paramétrique

Une analyse paramétrique expérimentale a porté sur deux paramètres fondamentaux que sont le σ (nombre de Thoma) et le C_v (coefficient d'ouverture donné par la formule suivante :

$$C_v = 1,156 Q (\text{m}^3/\text{h}) \sqrt{\text{densité}/\Delta P (\text{en bar})}.$$

Les variations de ces paramètres ont été effectuées pour une « puissance hydraulique constante », cette puissance hydraulique étant définie comme le produit du débit par la perte de charge ΔP . Pour une valeur de C_v donnée, on a choisi des valeurs de σ correspondant à une cavitation naissante sans affectation des caractéristiques, puis au σ



5. Exemple de sources de débit pour une ouverture donnée.

d'affectation des caractéristiques, à un σ intermédiaire et enfin pour le σ de blocage. Ensuite à σ et C_v constants, on a fait varier la puissance hydraulique dans un rapport de 4.

La méthode d'identification des sources précédemment décrite permet d'obtenir la source de pression et de débit de la singularité. Une synthétisation des résultats où l'on recalculé les signaux mesurés aux capteurs placés en amont ou en aval lointain permet de conclure que dans le cas d'une vanne papillon cavitante, la source dominante est la source de débit.

3.3. Adimensionnement des sources

— Les densités spectrales de puissance sont adimensionnées par la formule suivante :

$$\Delta p_a = \frac{|\Delta p|^2}{\Delta P_0^2} \frac{V_c}{D-2h} \quad \text{et} \quad \Delta q_a = \frac{|\Delta q|^2}{\Delta P_0^2} \left(\frac{c}{S}\right)^2 \frac{V_c}{D-2h}$$

avec :

$$\begin{cases} s = \text{nombre de Strouhal} = f_x \frac{D-2h}{V_c} \\ V_c = \text{vitesse du fluide dans la zone contractée.} \end{cases}$$

— Les lois d'évolution constatées sont du type :

$$\Delta p_a \quad \text{ou} \quad \Delta q_a = 10^{c_1 + c_2 \log(s) + c_3 \log(s)^2 + c_4 \log(s)^3}$$

Où c_1 , c_2 , c_3 et c_4 sont des fonctions de σ et de C_v . En figure 5, on présente des résultats de l'identification.

4. Conclusion

Cette étude sur la caractérisation globale du comportement hydro-acoustique d'un organe cavitant montre la validité de l'hypothèse du modèle homogène pour les cas que nous avons étudiés. La mise en œuvre de cette méthode permet d'obtenir pour un organe la source acoustique qui lui est associée. Cette dernière dépend de l'organe et des conditions de fonctionnement hydraulique de celui-ci. Une telle approche permet d'obtenir une base de données fiable concernant un organe de tuyauterie particulier ainsi qu'un certain nombre de points de fonctionnement fixes à partir desquels on fait des interpolations pour obtenir les sources pour n'importe quel autre point de fonctionnement compris dans le domaine de validité des interpolations.

Cette approche globale a également l'intérêt de bien mettre en évidence un certain nombre de paramètres dominants. En revanche il apparaît nécessaire de fournir un effort de développement de telles méthodes expérimentales d'identification dans le but d'affiner la modélisation du milieu d'un point de vue acoustique. Cette dernière, du fait du caractère fortement diphasique de l'écoulement, nécessite, en particulier, la prise en compte des effets dus au nombre de Mach, qui sont loin d'être négligeables lorsque la cavitation est fortement développée.

La méthode expérimentale d'intensimétrie hydro-acoustique permet de caractériser finement les conditions aux limites acoustiques du problème ce qui permet dans un deuxième temps une validation relativement aisée du modèle. Cette validation consiste à effectuer une modélisation numérique des transferts dans la boucle et y injecter la source obtenue expérimentalement.

Bibliographie

- [1] TROLLAT C., HASSIS H. — « Comportement hydro-acoustique des vannes cavitantes — Etude bibliographique », Rapport EDF HP.41/90.35.
- [2] HASSIS H., TROLLAT C. — « Oscillations non linéaires de bulles de cavitation (excitations périodiques et aléatoires) », X^e Congrès Français de Mécanique, Paris, septembre 1991.
- [3] HASSIS H., TROLLAT C. — « Vibrations de tuyauteries induites par les excitations aléatoires associées à la turbulence et à la cavitation », 3^e Colloque maghrébin sur les modèles numériques de l'ingénieur, Tunis, Tunisie, 26-29 novembre 1991.
- [4] GIBERT R.J. — « Vibrations des structures ; interactions avec les fluides, sources d'excitation aléatoires », Collection de la Direction des Etudes et Recherches d'Electricité de France, Editions Eyrolles, 1988.
- [5] HASSIS H., AXISA F., HAREUX F., VALIN T. — « Vibrations de tuyauteries excitées par une singularité en écoulement interne. Etude de diaphragmes simples et étagés à orifice unique en écoulement d'eau non cavitant et cavitant », Rapport CEA DEMA/90.131.
- [6] VILLOUVIER V., DE MONTUSSAINT D. — « Calcul de la propagation acoustique dans un circuit simple avec écoulement : le code POPEE », Rapport EDF HE-23/88.34.
- [7] BIRNIE-SCOTT X., TROLLE J.L. — « Détermination des fluctuations de pression dans les circuits industriels par la méthode des matrices de transfert », Rapport EDF HP149/99/011.