



Available online at www.sciencedirect.com

SCIENCE @ DIRECT®

C. R. Mecanique 331 (2003) 783–787



Amélioration de technique d'intensimétrie hydroacoustique

Jacques Charley

Laboratoire de mécanique de Lille (UMR 8107), École nationale supérieure des arts et métiers,
8, bd Louis XIV, 59046 Lille cedex, France

Reçu le 30 octobre 2002 ; accepté après révision le 27 août 2003

Présenté par Évariste Sanchez-Palencia

Résumé

L'analyse des fluctuations de pression et de débit en conduite s'appuie souvent, dans l'industrie, sur une formulation en matrice de transfert souvent identifiée par une mesure d'intensimétrie à plusieurs capteurs. Cet article présente une amélioration de cette technique par la prise en compte du couplage entre les oscillations du fluide et celles de la canalisation. **Pour citer cet article : J. Charley, C. R. Mecanique 331 (2003).**

© 2003 Académie des sciences. Publié par Éditions scientifiques et médicales Elsevier SAS. Tous droits réservés.

Abstract

Improvement of hydro-acoustic intensity technique. For industrial applications, a transfer matrix model can be used to study pressure and flow rate fluctuations propagation within ducts. If none analytical model exists, this matrix has to be identified according to acoustic intensity techniques.

Pressure waves exert forces, which cause a compliant system to move, the motion causes pressure waves in return (fluid–structure interaction). An extension of acoustic intensity technique using several transducers is presented. **To cite this article: J. Charley, C. R. Mecanique 331 (2003).**

© 2003 Académie des sciences. Publié par Éditions scientifiques et médicales Elsevier SAS. Tous droits réservés.

Mots-clés : Mécanique des fluides ; Intensimétrie ; Identification ; Fluide–structure

Keywords: Fluid mechanics; Intensity; Identification; Fluid–structure

1. Introduction

La description par matrice de transfert est très pratique pour caractériser un composant hydraulique (tuyau, coude, vanne, pompe,...) ou pour prédire le comportement d'un circuit hydraulique complet. Cependant dans certains cas (en particulier pour les machines) il faut recourir à une identification, par méthode inverse, de la matrice de transfert (Stirneman et Bolleter [1,2]), voire des « termes de source » de fluctuations si ce composant n'est pas simplement passif (Carta et al. [3]). La prise en compte du couplage fluide–structure améliore singulièrement la qualité du vecteur d'état estimé. Différents résultats expérimentaux obtenus sur les bancs du Laboratoire de Mécanique de Lille (LML), tant en air qu'en eau, illustrent l'extension de la méthode d'intensimétrie multi-capteurs.

Adresse e-mail : charley@lille.ensam.fr (J. Charley).

1631-0721/\$ – see front matter © 2003 Académie des sciences. Publié par Éditions scientifiques et médicales Elsevier SAS. Tous droits réservés.

doi:10.1016/j.crme.2003.08.004

L'analyse des mécanismes d'interaction fluide–structure a été largement étudiée dans de diverses applications (génie civil, nucléaire, aéronautique,...) [4–7]. En conduite hydraulique, trois mécanismes de couplage ont été identifiés :

- couplage par friction : effet de la viscosité (interaction axiale tangentielle entre le fluide et la canalisation),
- couplage de Poisson : il s'agit encore d'une interaction axiale produite par toute variation de la pression du fluide ou de vibration axiale de la canalisation au travers de la contrainte normale dans la paroi du tube,
- couplage par jonctions : qui relève des conditions aux limites ou de la jonction entre deux tubes de différentes sections.

2. Formulation des équations

Dans l'approche monodimensionnelle par matrice de transfert, le couplage induit par le coefficient de Poisson conduit à des équations aux dérivées partielles couplées (pour le fluide et le mouvement axial de la canalisation). Wiggert et Hatfield [8] ont présenté une formulation dans le domaine temporel de cette matrice, De Jong a présenté une approche similaire dans le domaine fréquentiel basée sur une formulation par éléments finis [9]. Le modèle s'appuie sur une description du mouvement en onde plane, valide en basses fréquences. Dans chaque section droite, les grandeurs sont décrites par la somme d'une valeur moyenne et du terme de fluctuations. Le mécanisme d'interaction prend en compte :

- la pression dynamique p et la vitesse v (ou le débit) du fluide,
- la contrainte axiale induite par la déformation de la canalisation (de diamètre D , d'épaisseur e , d'aire $A_p = \pi D e$, dont le matériau est caractérisé par un module d'élasticité E et un coefficient de Poisson ν) et par la pression du fluide $N/A_p = -(E \partial u / \partial x + \nu p D / (2e))$ (N désigne l'effort axial dans la canalisation, u le déplacement axial de la section droite de la canalisation),
- les effets inertiels du fluide (de masse volumique ρ_f et de module de compressibilité K , de célérité a) et de la canalisation (de matériau dont la masse volumique est ρ_p).

V désignant le vecteur d'état $V(x, t) = (p \quad v \quad N \quad u)^T$, les quatre équations qui caractérisent l'interaction [8,9] peuvent être résumées par :

$$\mathbf{A} \frac{\partial V}{\partial t} + \mathbf{B} \frac{\partial V}{\partial x} + \mathbf{C} \frac{\partial^2 V}{\partial t^2} + \mathbf{D} \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \mathbf{E} \frac{\partial^2 V}{\partial x \partial t} = 0 \quad (1)$$

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu D A_p}{2e} & 0 & 1 & 0 \\ 0 & \rho_f & 0 & 0 \\ \frac{1}{K} & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & \rho_f c_o & 0 & 0 \\ \frac{c_o}{K} & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{C} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & A_p \rho_p \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{D} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -2\nu c_o \end{pmatrix}, \quad \mathbf{E} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & A_p E \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -2\nu \end{pmatrix}$$

Pour l'analyse fréquentielle du comportement hydroacoustique, l'Éq. (1) peut être transformée par Fourier, ce qui conduit à une séparation des variables $V(x, t) = \mathbf{V} e^{\alpha x} e^{j\omega t}$ en :

$$(j\omega \mathbf{A} + \alpha \mathbf{B} - \omega^2 \mathbf{C} + \alpha^2 \mathbf{D} + j\omega \alpha \mathbf{E}) \mathbf{V} = 0 \quad (2)$$

La solution non triviale est donnée par :

$$\begin{vmatrix} 0 & 0 & \alpha & -\rho_p A_p \omega^2 \\ \frac{j\omega v D A_p}{2e} & 0 & j\omega + c_o \alpha & j\omega A_p E \\ \alpha & \rho_f (j\omega + c_o \alpha) & 0 & 0 \\ \frac{1}{K} (j\omega + c_o \alpha) & \alpha & 0 & -2\nu \alpha (j\omega + c_o \alpha) \end{vmatrix} = 0 \quad (3)$$

Pour le cas d'écoulement à faible nombre Mach, l'Éq. (3) admet quatre racines réelles r_i . Le vecteur d'état solution s'exprime alors comme : $V(x, t) = \sum_{i=1}^4 \mathbf{V}_i e^{(r_i x + j\omega t)}$.

Entre deux sections on exprime la matrice de transfert vibro-acoustique (relation entre les vecteurs d'état de chaque section). Afin d'adimensionner cette matrice, ce vecteur d'état est défini par des termes tous homogènes à une pression, de la forme :

$$V^*(x, t) = (p \quad \rho_f a v \quad N/A_p \quad \rho_p g u)^T \quad (4)$$

La forme classique d'une telle matrice, en absence de couplage fluide-structure (k représente le nombre d'onde), est :

$$\begin{pmatrix} p_s \\ \rho_f a v_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(kx) & -j \sin(kx) \\ -j \sin(kx) & \cos(kx) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_e \\ \rho_f a v_e \end{pmatrix} \quad (5)$$

3. Intensimétrie multi-capteurs

Les méthodes expérimentales relevant de l'intensimétrie ont pour finalité de permettre l'estimation du vecteur d'état dans une section donnée de la canalisation. Afin de ne pas perturber les conditions d'écoulement, il est judicieux de ne faire appel qu'à l'utilisation de capteurs de pression à membrane affleurante montés dans l'épaisseur de la canalisation. Afin de fixer les problèmes de synchronisation des acquisitions, et de respecter les déphasages relatifs des signaux, on utilise un traitement fréquentiel par auto et interspectres, l'un des signaux servant de référence. En absence de couplage fluide structure, il faut disposer d'au moins deux signaux afin de reconstruire le vecteur d'état.

La transformée de Fourier des signaux de fluctuations de pression p_1 (dans section S_1 distante de l_1 de S) et de p_2 (dans section S_2 distante de l_2 de S) (voir Fig. 1) permet de reconstruire le vecteur d'état dans S $V^* = (p \quad \rho_f a v)^T$ en utilisant deux fois la relation (5), soit :

$$\begin{pmatrix} p \\ \rho_f a v \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(kl_1) & j \sin(kl_1) \\ \cos(kl_2) & j \sin(kl_2) \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} p_1 \\ p_2 \end{pmatrix} \quad (6)$$

Une telle identification a été menée sur la canalisation d'aspiration d'une pompe (boucle d'essais du LML, canalisation en acier inoxydable de diamètre 100 mm et d'épaisseur 2 mm, vitesse moyenne de l'eau de 6 m/s). La Fig. 2 illustre une comparaison, qui porte sur le terme de pression du vecteur d'état. La pression fluctuante, qui règne en réalité dans la section S est mesurée, et comparée à celle reconstituée par intensimétrie.

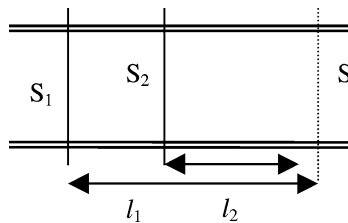


Fig. 1. La géométrie.

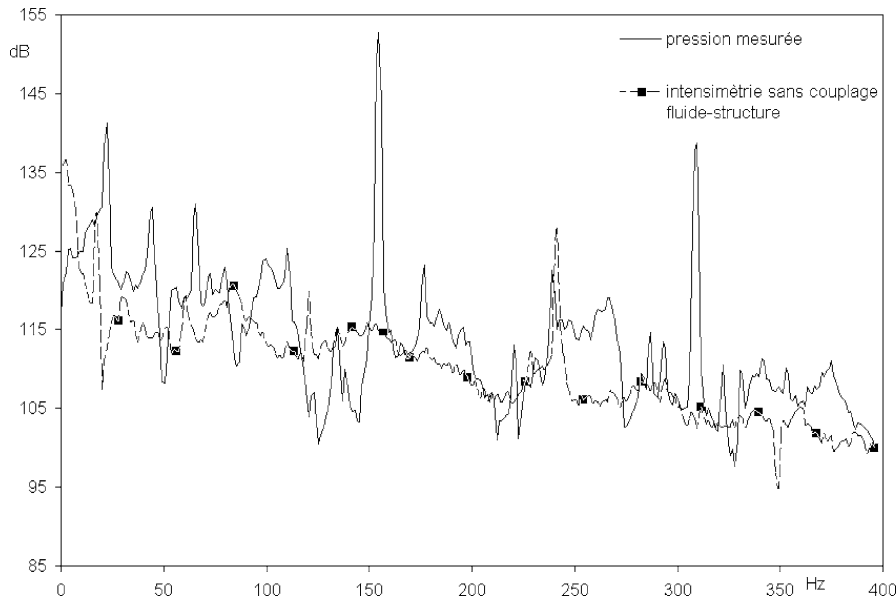


Fig. 2. Pression fluctuante comparée à celle reconstituée par intensimétrie (sans couplage fluide–structure).

La prise en compte du couplage fluide–structure, donne une meilleure représentation des phénomènes dynamiques. Néanmoins, dans une procédure d’identification, on est alors obligé d’estimer les quatre termes du vecteur d’état défini par l’Éq. (4). Dans ce cas il est possible d’étendre la méthode d’intensimétrie en utilisant quatre informations issues, de préférence, de mesures de pression. La procédure est similaire, elle est basée sur l’exploitation des transformées de Fourier des signaux de pression obtenus dans quatre sections différentes.

L’intégralité du vecteur d’état d’une cinquième section (distante de l_1 , l_2 , l_3 et l_4 des quatre sections de mesure) est ainsi identifiée et résulte également d’une inversion matricielle :

$$V^* = \mathbf{S}^{-1} \begin{pmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \\ p_4 \end{pmatrix}$$

avec pour les termes de la matrice \mathbf{S} : $S_{ij} = M_{1j}(l_i)$. M_{1j} représente la première ligne de la matrice de transfert \mathbf{M} d’une conduite rectiligne, obtenue avec prise en compte du couplage fluide–structure donnée par :

$$\mathbf{M} = \mathbf{H} \begin{bmatrix} e^{jr_1x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & e^{jr_2x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & e^{jr_3x} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & e^{jr_4x} \end{bmatrix} \mathbf{H}^{-1} \quad (7)$$

dans laquelle les r_i sont les racines de l’Éq. (3) et \mathbf{H} est une matrice carrée donc chaque colonne est donnée par :

$$\begin{bmatrix} 1 & \frac{-r_i}{\rho_f \omega} & \frac{A_p D v / (2e)}{E r_i^2 / (\rho_p \omega^2) - 1} & \frac{j r_i D v / (2e)}{E r_i^2 - \rho_p \omega^2} \end{bmatrix}^T$$

La Fig. 3 illustre une telle identification avec prise en compte du couplage fluide structure. Les données sont relatives à la même canalisation d’aspiration de pompe que celle décrite précédemment. Comme pour la Fig. 2, la comparaison porte sur le terme de pression du vecteur d’état. Dans la même section, la pression fluctuante mesurée est comparée à celle reconstituée par intensimétrie. On peut constater, cette fois, une bien meilleure concordance des deux courbes.

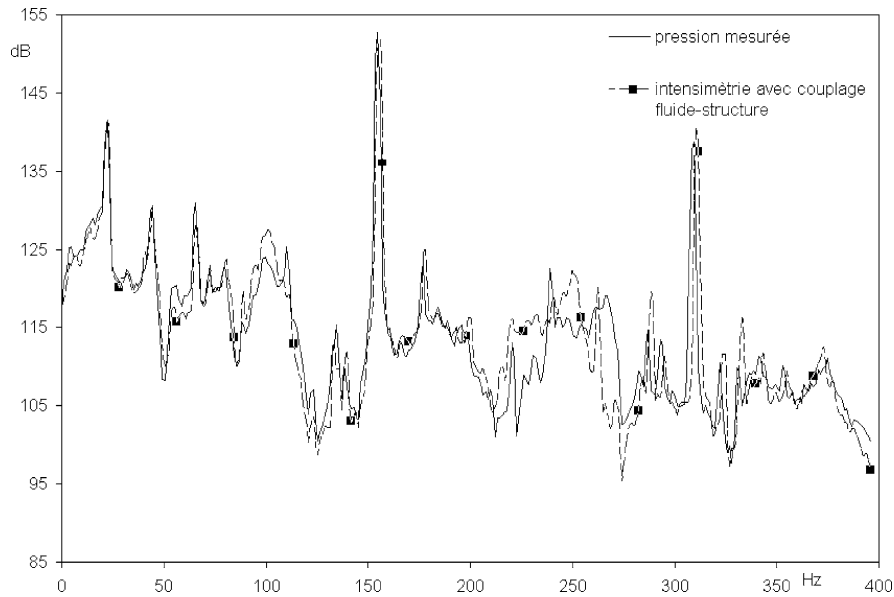


Fig. 3. Pression fluctuante comparée à celle reconstituée par intensimétrie (avec couplage fluide–structure).

4. Conclusion

L'analyse hydro-acoustique d'un réseau de canalisation peut être menée par matrices de transfert. L'identification d'une telle matrice nécessite la mesure des différents termes du vecteur d'état. La prise en compte du couplage fluide–structure améliore nettement la qualité du vecteur d'état, même si la procédure expérimentale est plus lourde. L'application présentée témoigne de ce gain, en particulier sur les pics de fréquence (fondamental et harmoniques de fluctuation de pression de la pompe).

Références

- [1] A. Stirneman, J. Eberl, U. Bolleter, S. Space, Experimental determination of the dynamic transfer matrix for a pump, *ASME J. Fluids Engrg.* 109 (1987) 218–225.
- [2] U. Bolleter, A. Stirneman, J. Eberl, T. McCloskey, The dynamic transfer matrix of a pump and its use in pumping system design, in: *Proceedings ISROMAC-3 on Transport Phenomena & Dynamics of Rotating Machinery*, Honolulu, 1990, pp. 493–504.
- [3] F. Carta, S. Bolpaire, J. Charley, G. Caignaert, Hydroacoustic Source Characterization of Centrifugal, *Int. J. Acoust. Vib.* 7 (2) (2002) 110–114.
- [4] M.P. Paidoussis, *Fluid–Structure Interactions*, Academic Press, San Diego, 1998.
- [5] R. Ohayon, N. Lahanier-Piet, Finite element analysis of a slender fluid–structure system, *J. Fluids Structures* 4 (1990) 631–645.
- [6] L. Zhang, S.A. Tijsseling, E.A. Vardy, Fsi analysis of liquid-filled pipes, *J. Sound Vib.* 224 (1999) 69–99.
- [7] S.A. Tijsseling, Fluid–structure interactions in liquid-filled pipe systems: a review, *J. Fluids Structures* 10 (1996) 109–146.
- [8] D.C. Wiggert, F.J. Hatfield, S. Stuckenbruck, Analysis of liquid and structural transients in piping by the method of characteristics, *ASME J. Fluids Engrg.* 109 (3) (1987) 161–165.
- [9] De Jong, Analysis of pulsation and vibrations in fluid filled pipe systems, in: *ASME 84-2, Proceedings 1995 Design Engineering Technical Conference*.