

**CFA '18 LE HAVRE ■ 23-27 avril 2018**  
**14<sup>ème</sup> Congrès Français d'Acoustique**



**Propagation acoustique à basses fréquences et forts niveaux dans les guides d'ondes : couplage vibroacoustique entre une tuyauterie coudée et la colonne de gaz**

R. Beauvais<sup>a</sup>, J. Gilbert<sup>a</sup>, F. Gautier<sup>b</sup>, A. Pelat<sup>b</sup>, V. Florquin<sup>c</sup> et G. Vandebossche<sup>c</sup>

<sup>a</sup>LAUM - UMR CNRS 6613, Avenue Olivier Messiaen, 72085 Le Mans Cedex 9, France

<sup>b</sup>LAUM - UMR CNRS 6613, Av. Olivier Messiaen, 72085 Le Mans Cedex 9, France

<sup>c</sup>SIM Engineering, 26 Rue du Président Paul Doumer, 59650 Villeneuve-D'Ascq, France

r.beauvais@sim-engineering.com

Dans les sites industriels relevant du domaine de la production d'énergie, les procédés de fabrication induisent l'utilisation de réseaux de tuyauterie soumis à de fortes contraintes environnementales (transport de gaz dangereux à haute pression et haute température). Les compresseurs alternatifs connectés à ces réseaux se comportent comme des sources acoustiques dont les pulsations induisent des vibrations de structures par couplage entre la colonne de gaz et la tuyauterie. Ce couplage vibroacoustique apparaît notamment lorsque deux coudes sont séparés par un tronçon de tuyauterie. Or, bien que peu décrit dans la littérature, un modèle acoustique basé sur l'hypothèse d'ondes planes est généralement admis dans l'industrie afin d'estimer la résultante des forces appliquées sur un coude. Ce document porte donc d'une part sur l'étude expérimentale de ce couplage vibroacoustique à partir de la mesure d'un ensemble de fonctions de transfert vibratoires et acoustiques réalisées sur un dispositif expérimental, puis d'autre part, sur la proposition d'un modèle vibratoire analytique permettant de relever à partir d'un nombre réduit de points de mesure, l'information modale mécanique nécessaire à la reconstruction du champ vibratoire d'une tuyauterie soumise à un champ de pression.

## INTRODUCTION

Ce document décrit une étude préliminaire expérimentale, menée au Laboratoire d'Acoustique de l'Université du Mans (LAUM), du couplage vibroacoustique sur une tuyauterie coudée. L'objectif est de mettre en évidence l'excitation vibratoire de cette tuyauterie soumise à un champ de pression en onde plane. Le cas particulier de deux coudes séparés par un tronçon de tuyauterie fait notamment apparaître, dans certaines conditions de déphasage ou d'écart d'amplitudes de pression acoustique, une force résultante appliquée sur la tuyauterie appelée *force non équilibrée* (Fig.1). Il est intéressant d'étudier ce type de couplage lorsque la tuyauterie est soumise à différents champs de pression afin d'évaluer le champ vibratoire associé.

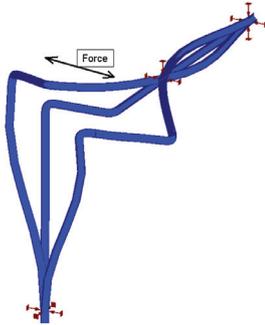


FIGURE 1 – Mouvement vibratoire d'une tuyauterie présentant deux angles droits. Représentation du champ de déplacement à 3 instants successifs illustrant le couplage entre la colonne de fluide et le coude.

## 1 COMPORTEMENT VIBRATOIRE D'UNE TUYAUTERIE COUDÉE

### 1.1 Description du couplage vibroacoustique entre une onde plane et un coude

Une tuyauterie classique peut généralement être discrétisée en une succession de tubes droits et de tubes incurvés appelés « coudes ». Lorsqu'un fluide soumis à un champ de pression acoustique traverse cette tuyauterie, il se produit des phénomènes de couplages vibroacoustiques. Au delà de l'excitation des modes de coque, apparaissant généralement en hautes

fréquences, il apparaît également en basses fréquences un couplage lié à la courbure du coude. En effet, dans le cas d'un tube droit, le champ de pression en *onde plane* est appliqué sur une section constante sur toute la révolution du tube, ainsi :

$$\vec{F} = \int_{S_p} P d\vec{S} = \vec{0}, \quad (1)$$

où  $P$  est la pression associée à l'onde plane,  $S_p$  est la section de la paroi de l'élément de tube.

Or dans le cas d'un coude, la section n'est plus constante sur toute la révolution. La pression ne s'appliquant plus sur la même section entre la demi-révolution associée au rayon intérieur du coude et celle associée à son rayon extérieur, il se produit une force résultante :

$$\vec{F} = \int_{S_p} P d\vec{S} \neq \vec{0}. \quad (2)$$

En utilisant le théorème d'Ostrograsky ( $P$  étant une quantité scalaire), il est possible de montrer que pour toute surface  $S$  fermée :

$$\int_S P d\vec{S} = 0. \quad (3)$$

Il en résulte que :

$$\int_{S_p} P d\vec{S} = -PS_1\vec{n}_1 - PS_2\vec{n}_2, \quad (4)$$

où  $\vec{n}_1$  et  $\vec{n}_2$  sont respectivement les vecteurs unitaires sortants situés sur les sections d'entrée  $S_1$  et de sortie  $S_2$  et où  $\vec{n}$  est le vecteur défini par  $\vec{n} = \vec{n}_1 + \vec{n}_2$  dirigé dans la direction de la médiatrice du coude (Fig.2). Donc si  $S_1 = S_2$  :

$$\vec{F} = -PS_1(\vec{n}_1 + \vec{n}_2) = -PS_1\vec{n}. \quad (5)$$

La projection des vecteurs unitaires  $\vec{n}_1$  et  $\vec{n}_2$  sur l'axe de la médiatrice du coude donne  $\sin(\theta/2)\vec{n}$ , ainsi :

$$\vec{F} = -2PS_1 \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \vec{n}. \quad (6)$$

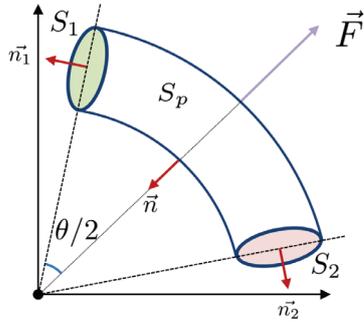


FIGURE 2 – Géométrie d'un élément de coude.

Le dispositif expérimental ne comportant que des coudes perpendiculaires ( $\theta = \pi/2$ , cela correspond en effet à la majorité des cas rencontrés dans la réalité industrielle), alors la force résultante appliquée sur chaque coude correspond à :

$$\vec{F} = -PS_1\sqrt{2}\vec{n}. \quad (7)$$

Lorsque les modes de coque et les modes de poutre sont négligés (*i.e* tubes droits de petits diamètres et de faible longueur pouvant être associées à des corps rigides), la tuyauterie peut être réduite à un système où les degrés de liberté ne sont localisés que dans les coudes. Par exemple, la tuyauterie du dispositif expérimental (Fig.3) peut être identifiée comme un problème à deux dimensions car les coudes sont tous contenus dans le plan X-Y, soit huit degrés de liberté (quatre coudes suivant X et Y).

## 1.2 Dispositif expérimental

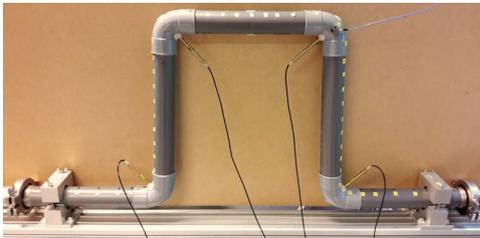


FIGURE 3 – Banc de mesure expérimental.

Le dispositif expérimental est composé d'une tuyauterie en PVC de diamètre intérieur 44mm. Cette tuyauterie est couplée en entrée à une enceinte comportant un haut parleur dont la fréquence de coupure apparaît à 40Hz. Les mesures du champ de pression au sein de la tuyauterie sont réalisées à l'aide de quatre microphones G.R.A.S 40BP 1/4" positionnés sur chaque coude. Les signaux microphoniques sont transmis à une carte National Instrument NI USB-4431 par l'intermédiaire d'un conditionneur G.R.A.S Power Module Type 12AQ. Les mesures vibratoires sont réalisées à l'aide d'un accéléromètre PCB 356A01 à 3 voies ICP (suivant la direction X, Y et Z) connectées directement à la carte NI.

## 1.3 Analyse modale de la tuyauterie

Une analyse vibratoire de la structure est réalisée au marteau d'impact (PCB 086D05), afin d'obtenir un

ensemble de FRF vibratoires le long de la tuyauterie, permettant par conséquent d'en extraire différentes informations du contenu modal.

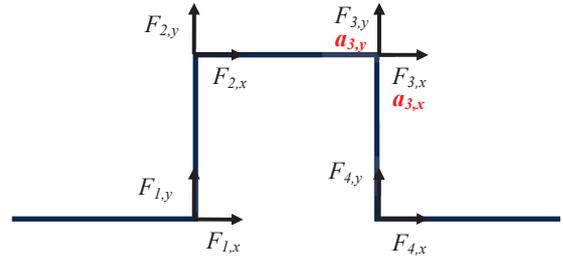


FIGURE 4 – Schéma linéique de la tuyauterie avec la localisation des différentes forces d'impact.

L'accéléromètre est placé au niveau du coude 3.

Dans le cas présent, l'analyse modale a permis d'une part, de définir la bande de fréquence d'étude par identification des modes apparentés à des « modes de poutres », c'est-à-dire les modes dont les vibrations de flexion sont localisées dans les coudes. Ces modes sont tous contenus sur une gamme fréquentielle de 0Hz à 110Hz. Entre 110Hz à 200Hz il apparaît une bande fréquentielle sans contenu modal. Enfin au delà de 200Hz, les modes sont plus complexes, c'est à dire que les vibrations de flexion apparaissent également dans les sections droites de la tuyauterie (Fig.5).

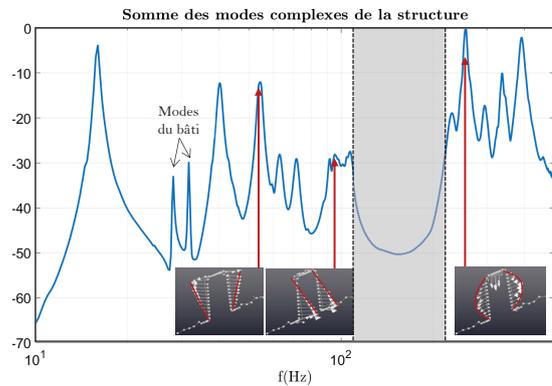


FIGURE 5 – Mobilité synthétisée résultant d'une somme de modes complexes. L'accélération est mesurée au coude trois suivant X,Y, et Z et la force au marteau impact est appliquée sur soixante points le long de la tuyauterie suivant X,Y et Z. L'amplitude est en échelle logarithmique.

Les forces résultantes (Eq.??) présentes au niveau des coudes du dispositif expérimental étant toutes coplanaires, le problème peut être réduit à un système à deux dimensions (X-Y). Ceci permet de négliger les modes dont les déformées modales sont orientées uniquement dans la direction Z (Tab.1). Jusqu'à 200Hz, les modes négligés sont 16Hz, 54Hz, 92Hz, 96Hz 107Hz.

Sur cette gamme de fréquence, la tuyauterie peut alors être assimilée un système à huit degrés de liberté avec seulement trois modes (40Hz, 63Hz et 72Hz).

Axe	16Hz	40Hz	54Hz	63Hz	72Hz	92Hz	96Hz	107Hz
X		✓			✓			
Y				✓	✓			
Z	✓		✓			✓	✓	✓

TABLEAU 1 – Direction des déformées modales des modes de poutre (jusqu'à 200Hz).

### 1.4 Synthèse modale vibratoire

La mesure des Fonctions de Réponse en Fréquence (FRF) dans les coudes (la force est mesurée suivant les huit degrés de liberté et l'accélération associée est mesurée au troisième coude), a permis d'extraire différents paramètres modaux caractéristiques de la structure mécanique (déformées modales, pôles, amplitudes et amortissements modaux) associés aux différents degrés de liberté de la structure. Une fois ces paramètres connus, il est possible de reconstruire analytiquement les FRF dans l'hypothèse où elles correspondent à la combinaison linéaire de  $K$  modes associés aux  $N$  degrés de liberté ( $K = 3$  et  $N = 8$ ) :

$$\mathbf{H}_{i,l}(\omega) = \frac{a_i(\omega)}{F_l(\omega)} = \sum_{k=1}^K \frac{\phi_k^i \phi_k^{lT}}{b_k(j\omega - \lambda_k)} + \frac{\bar{\phi}_k^i \bar{\phi}_k^{lT}}{\bar{b}_k(j\omega - \bar{\lambda}_k)}, \quad (8)$$

- $i$  : indice du point d'observation (accéléromètre)
- $l$  : indice du point d'excitation (marteau d'impact)
- $\bar{A}$  : conjugué de  $A$
- $\mathbf{H}_{i,j}(\omega)$  : le vecteur associé aux  $N$  FRF
- $\phi_k$  : les déformées modales au mode  $k$
- $\lambda_k$  : la valeur propre au mode  $k$
- $b_k$  : l'amplitude du mode  $k$

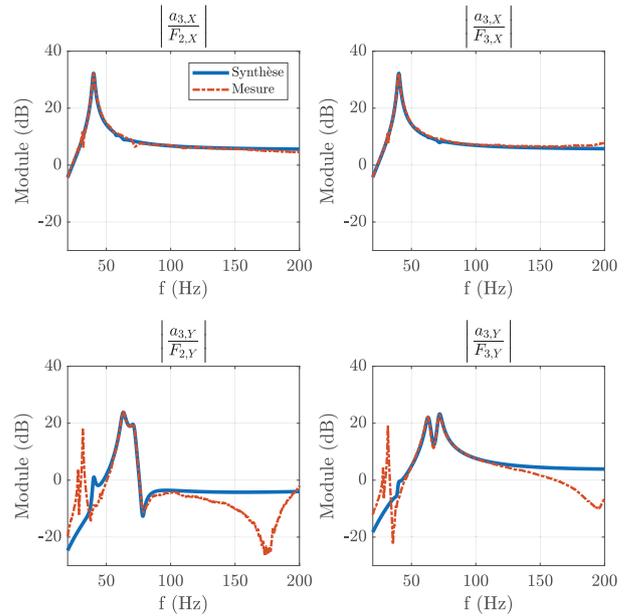


FIGURE 6 – Comparaison Mesures(rouge)/Synthèse(bleu) des FRF lorsque la force est appliquée au coude 2 (colonne de gauche) ou au coude 3 (colonne de droite) et l'accélération associée est au coude 3 - cf Fig.4. Au dessus, l'excitation est orientée suivant X et en dessous suivant Y. Pour la synthèse modale, seuls 3 modes sont considérés (40Hz, 63Hz et 72Hz).

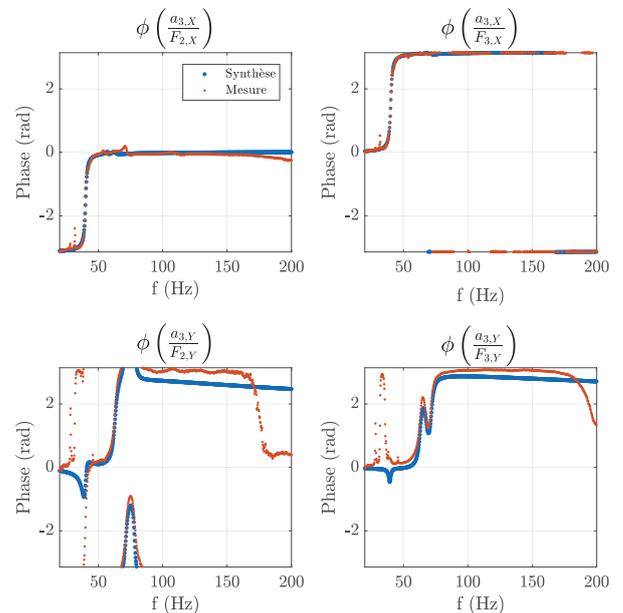


FIGURE 7 – Phases des FRF associées.

## 2 ÉTUDE EXPÉRIMENTALE DU COUPLAGE VIBROACOUSTIQUE

Cette partie porte sur le couplage vibroacoustique entre la colonne d'air et la tuyauterie à partir d'un champ de pression acoustique en onde plane émis par l'intermédiaire d'un haut-parleur connecté à l'entrée de la tuyauterie. Un balayage en fréquence (« chirp » de

5Hz à 200Hz) est alors émis dans la tuyauterie de manière à mesurer le champ de pression acoustique et vibratoire dans chaque coude en fonction de la fréquence.

### 2.1 Représentation graphique du couplage

Pour appréhender l'étude du couplage vibroacoustique apparaissant dans les coudes, un mode de représentation graphique a été choisi. Le tableau 2 exprime les informations contenues dans les figures 9, 10 et 11.

<p><b>Traits colorés :</b> L'amplitude de pression dans chaque coude <math>n</math> <math> P_n(f) </math> avec <math>n = 1 : 4</math></p> <p><b>En pointillés noirs :</b> La fréquence d'étude</p>	<p><b>Flèches grises :</b> Amplitude de pression dans chaque coude à la fréquence d'étude (normalisée par rapport à l'amplitude maximale de pression dans les 4 coudes) :</p> $\frac{ P_n }{\max( P )}$ <p><b>colorées Flèches</b> Pression dans chaque coude lorsque <math>\theta(P_1) = 0</math> :</p> $\frac{ P_n e^{\Delta\theta_1}}{\max( P )}$	<p><b>Points colorés :</b> Écart de phase entre pression au nième coude et la pression au coude 1 :</p> $\Delta\theta_1 = \theta(P_n) - \theta(P_1)$ <p>(la phase de pression <math>\theta(P_1)</math> sert de référence pour les phases obtenues en pression et accélération sur tous les coudes)</p>
<p><b>Traits colorés :</b> Amplitude d'accélération suivant X dans chaque coude à la fréquence d'étude (normalisée par rapport à l'amplitude maximale d'accélération dans les 4 coudes suivant X et Y) :</p> $\frac{ A_{n,X} }{\max( A )}$ <p><b>colorées Flèches</b> Accélération dans chaque coude lorsque <math>\theta(P_1) = 0</math> :</p> $\frac{ A_{n,X} e^{\Delta\theta_2}}{\max( A )}$	<p><b>Flèches grises :</b> Amplitude d'accélération suivant X dans chaque coude à la fréquence d'étude (normalisée par rapport à l'amplitude maximale d'accélération dans les 4 coudes suivant X et Y) :</p> $\frac{ A_{n,X} }{\max( A )}$ <p><b>colorées Flèches</b> Accélération dans chaque coude lorsque <math>\theta(P_1) = 0</math> :</p> $\frac{ A_{n,X} e^{\Delta\theta_2}}{\max( A )}$	<p><b>Points colorés :</b> Écart de phase entre l'accélération au nième coude et la pression au coude 1 :</p> $\Delta\theta_2 = \theta(A_{n,X}) - \theta(P_1)$
<p><b>En pointillés rouges :</b> Fréquences des modes propres dont la déformée est orientée suivant X</p>	<p><b>idem suivant Y :</b> <math>A_{n,Y}</math></p>	

TABLEAU 2 – Description du mode de représentation des figures 9, 10 et 11. Bleu, orange, jaune, violet sont les couleurs correspondant respectivement aux coudes 1 à 4.

### 2.2 Condition limite acoustique : Terminaison anéchoïque

L'intérêt d'utiliser une terminaison anéchoïque comme terminaison acoustique, réside dans la possibilité d'étudier le couplage vibroacoustique d'une tuyauterie soumise à une onde progressive (i.e sans onde réfléchie). Ainsi, l'amplitude est sensiblement constante le long de la tuyauterie (i.e dans chaque coude), et seule la différence de phase liée à la distance de propagation entre les coudes intervient dans l'excitation des modes propres vibratoires.

### 2.2.1 Étude à 72Hz : Mode propre de la structure excité suivant X et Y

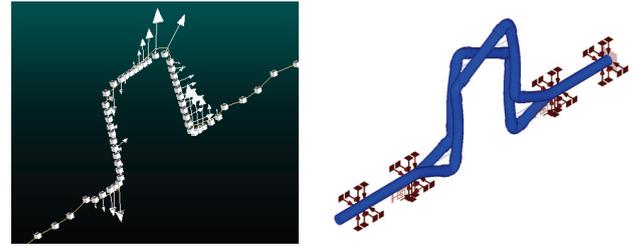


FIGURE 8 – Déformée modale de la structure à 72Hz mesurée à gauche et obtenue par simulation FEM (AutoPipe) à droite.

Le mode de représentation de la figure 9, décrit dans le tableau 2, permet d'observer l'impact du déphasage en pression entre les coudes (colonne de droite) sur le champ vibratoire. En effet, les modules de pression sont quasiment identiques (Flèches grises de la colonne du centre) dans chaque coude et la prise en compte de l'information de phase permet d'identifier les écarts de pression entre ces coudes à un instant t (Flèches de couleurs), à l'origine de l'excitation de mode.

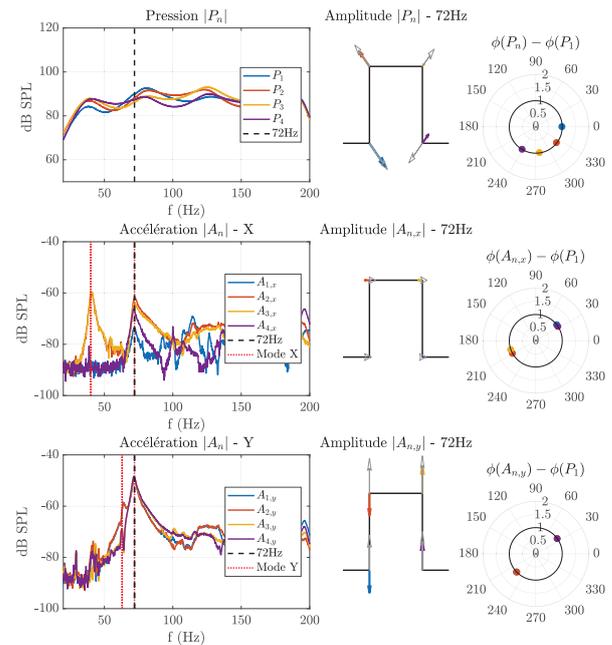


FIGURE 9 – Représentation en module et phase de la pression (première ligne) et accélération suivant X et Y (deuxième et troisième ligne) dans les 4 coudes à 72Hz en terminaison anéchoïque (Description de chaque élément de la figure au tableau 2). Excitation vibratoire par déphasage de pression entre les coudes.

Donc, dans une ligne de tuyauterie, un simple différentiel de phase de pression entre les différents coudes qui la compose peut engendrer des vibrations.

### 2.3 Condition limite acoustique : terminaison ouverte

La terminaison ouverte permet de créer une forte rupture d'impédance acoustique à l'extrémité de la tuyauterie engendrant la formation d'ondes stationnaires. Celles-ci permettent d'atteindre des niveaux de pression acoustique plus importants lorsque se forme une résonance acoustique.

Ces résonances acoustiques associées à un déphasage de pression entre les coudes impliquent donc la présence de forces résultantes élevées induisant des niveaux vibratoires importants même en dehors des modes propres vibratoires de la tuyauterie. Ce phénomène peut être identifié à du *forçage acoustique*.

#### 2.3.1 Etude à 128Hz : cas d'une excitation à une fréquence de résonance acoustique

A cette fréquence correspondant à une fréquence de résonance acoustique, il se produit un exemple de « forçage acoustique » (Fig.10). En effet, le niveau de vibration est élevé dans les coudes alors que l'analyse modale a permis de s'assurer qu'il n'existait aucun mode propre de structure à cette fréquence. Cette sollicitation vibratoire est donc apportée par la résonance acoustique associée à un déphasage important de pression entre les coudes.

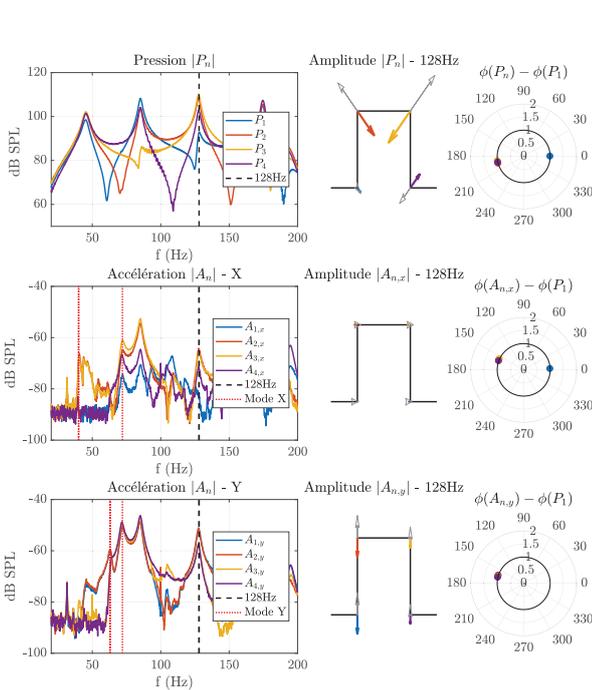


FIGURE 10 – Représentation en module et phase de la pression (première ligne) et accélération suivant X et Y (deuxième et troisième ligne) dans les 4 coudes à 128Hz en terminaison ouverte (Description de chaque élément de la figure au tableau 2). Excitation vibratoire par « forçage acoustique ».

#### 2.3.2 Etude à 72Hz : Coïncidence entre la résonance acoustique et le mode propre vibratoire

Nous recherchons une condition de coïncidence entre la résonance acoustiques et mécanique. Le tuyau est pour cela allongé au moyen d'une coulisse. Des mesures dans ces conditions présentent un intérêt notable, car les écarts importants entre les forces résultantes associées non pas à un déphasage entre les coudes, mais à un fort différentiel d'amplitude (*i.e flèches grises* de la colonne du centre), induisent une excitation vibratoire élevée. En effet, le niveau maximal d'excitation à cette fréquence dépasse de 11dB celui mesuré au même point avec la terminaison anéchoïque pour une source acoustique identique. Cela correspond à un rapport d'amplitude de 3.5 entre les deux configurations (condition limite acoustique ouverte ou infinie). Ainsi, lorsqu'il y a coïncidence entre une résonance acoustique et un mode propre vibratoire orienté dans le plan des coudes, la réponse du champ vibratoire devient très sensible à des variations d'amplitudes de pression. Ces variations peuvent être par exemple induites par l'apparition progressive d'effets non linéaires acoustiques (« cascades harmoniques ») lorsque le niveau du champ de pression est élevé, impliquant un étalement progressif de l'énergie du spectre sur une plus large bande de fréquences au cours de la propagation.

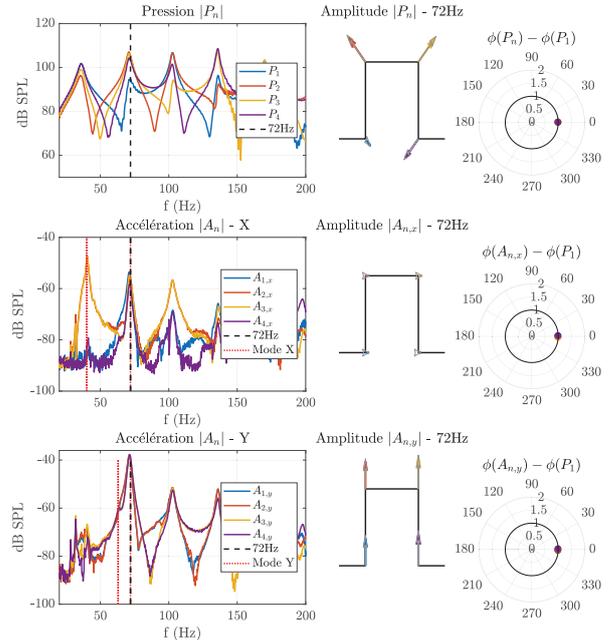


FIGURE 11 – Représentation en module et phase de la pression (première ligne) et accélération suivant X et Y (deuxième et troisième ligne) dans les 4 coudes à 72Hz en terminaison ouverte (Description de chaque élément de la figure au tableau 2). Coïncidence entre un mode propre mécanique et un résonance acoustique.

Ainsi lorsque le champ de pression est amplifié au point de générer ces effets non linéaires, les méthodes classiques de simulation linéaire acoustique peuvent surestimer (en coïncidence avec la fondamentale) ou

sous-estimer (en coïncidence avec les harmoniques supérieurs) le champ vibratoire. Cela justifie l'étude du champ vibratoire de la tuyauterie soumise à un champ de pression non linéaire.

## CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Cette étude expérimentale porte d'une part sur l'étude du comportement vibratoire de la tuyauterie à partir d'une mesure au marteau d'impact effectués sur huit degrés de liberté. Une analyse modale a permis d'identifier trois modes dominants entre 10Hz et 200Hz. Cette base modale permet de simuler le champ vibratoire résultant d'une excitation acoustique imposée. D'autre part, l'étude du couplage vibroacoustique a permis de relever trois types d'excitation : par déphasage de pression acoustique, par forçage acoustique en condition de résonance acoustique, par coïncidence entre une résonance acoustique et un mode mécanique. Dans le cas d'une excitation du troisième type, le champ vibratoire est très sensible à des fluctuations d'amplitudes de pression. Ainsi, lorsque l'amplitude du champ de pression est élevée, il peut être intéressant d'utiliser des modèles de calculs acoustiques intégrant correctement les différents effets non linéaires pouvant influencer sur le contenu spectral de l'énergie acoustique par le phénomène de « cascade harmonique ».

Les prochains travaux porteront d'une part sur la poursuite de l'étude expérimentale avec la mesure du champ vibratoire lorsque la tuyauterie est soumise à propagation acoustique non linéaires afin d'observer l'apparition progressive de coïncidences de composantes non linéaires avec des modes propres de la tuyauterie. Pour cela une source électro-pneumatique remplacera la source haut-parleur (Fig.12). Puis d'autre part, les travaux porteront sur la modélisation du champ de pression non linéaire par un modèle FDTD associé à modèle mécanique de projection modale afin de remonter numériquement au champ vibratoire de la structure.



FIGURE 12 – Source électro-pneumatique à fort niveau.

## REMERCIEMENTS

Remerciements à Emmanuel Brasseur, Philippe Bequin, Mathieu Secail-Geraud et Julien Nicolas pour l'aide à la mise en place du dispositif expérimental, ainsi qu'à Guillaume Raybaud et Antoine Schaeffer pour le pré-dimensionnement de la tuyauterie, et enfin à l'ANRT pour le financement du projet.

## Références

- [1] L.E. Blogdett, Advanced pulsation/vibration analysis, *International Reciprocal Machinery Conference*, (1993)
- [2] A. S. Tijsseling, Water hammer with fluid-structure interaction in thick-walled pipes. *Computers and structures* **85** 11-14 844-851 (2007).
- [3] A. S. Tijsseling, Fluid-structure interaction in liquid-filled pipe systems : a review. *Journal of Fluids and Structures* **10.2** 109-146 (1996).
- [4] A. Kalpakli, Experimental study of turbulent flows through pipe bends. *Diss. KTH Royal Institute of Technology* (2012).
- [5] B. Timité, C. Castelain, H. Peerhossaini, Pulsatile viscous flow in a curved pipe : Effects of pulsation on the development of secondary flow. *International Journal of Heat and Fluid Flow* **31(5)** 879-896 (2010).
- [6] S. Dequand & al, Aeroacoustic response of diffusers and bends : comparison of experiments with quasi-steady incompressible flow models. *Journal of fluids and structures* **16.7** 957-969 (2002).