



## **Caractérisation d'une petite source de bruit solide par une approche hybride**

G. Pavic et A. Bendridi

LVA, INSA de Lyon, 25 bis av. Jean Capelle, 69621 Villeurbanne, France  
goran.pavic@insa-lyon.fr

Pour prédire les niveaux vibratoires dans des structures assemblées, il est nécessaire de caractériser les sources des vibrations. En règle générale, la caractérisation doit être effectuée par la mesure. L'approche proposée utilise la force bloquée comme caractéristique active de la source et l'impédance comme sa caractéristique passive. Afin de réduire le nombre de grandeurs à caractériser pour des sources de faible taille, la notion du "torseur équivalent" est appliquée à la force bloquée. Il s'agit d'identifier six composantes d'un torseur unique dont l'effet dynamique sera le même que celui de la source réelle couplée avec un support parfaitement immobile. Aussi, le torseur équivalent bloqué servira de caractéristique intrinsèque de la source réelle. Pour mesurer le torseur équivalent, on se sert d'une formulation qui permet la mesure pour une source couplée à un support réel, amovible. Le support le plus simple qui convient est une masse rigide élastiquement suspendue. L'article décrit le principe de mesure à travers l'exemple d'une électropompe à huile.

## 1 Introduction

Toute source possède deux types de caractéristiques: l'une "active", liée à la capacité de la source à fournir une excitation, l'autre "passive", liée à la capacité de la source à transmettre l'excitation propre à la structure d'accueil (le support). Cette dernière caractéristique est généralement décrite par des fonctions de réponses en fréquence, telles l'impédance ou la mobilité. Les concepts d'impédance et de mobilité sont bien connus depuis longtemps et ont été repris dans le domaine de la mécanique à partir des analogies électro-mécaniques [1-2]. Le problème est que la mesure de ces quantités est bien plus difficile dans le domaine de mécanique que dans le domaine de l'électrotechnique.

Les caractéristiques actives couramment utilisées sont la vitesse libre et la force bloquée [3]. L'approche de la vitesse libre est la plus largement acceptée dans son principe; elle fait l'objet d'une norme [4]. Cependant, cette norme exige que la source soit séparée de ses liens solidiens, ce qui n'est pas possible pour beaucoup de machines et de composants (en particulier pour la source sous charge). La mesure de la force bloquée est également utilisée dans certains cas. Or, cette approche nécessite des bancs d'essai importants et des terminaisons bloquées réelles qui puissent, dans la pratique, n'être approchées que sur une plage de fréquence assez limitée.

Bien que les deux approches de base, celle de la mobilité et celle de l'impédance, soient strictement équivalentes, la mesure de la mobilité est intrinsèquement plus facile [5]. Pour mesurer la mobilité, il faut appliquer l'excitation externe à un seul degré de liberté d'un seul point de connexion à la fois, tout en laissant les autres points/degrés libres. Cela se réalise dans la pratique avec une suspension souple de la source. Par contre, pour mesurer l'impédance il faut remplacer la condition libre de tous les points/degrés non-excités par la condition bloquée, ce qui est beaucoup plus difficile.

Dans les cas réels, la transmission de vibrations au niveau des interfaces entre une source et son support est réalisée à la fois par les forces et les couples. L'importance des couples, surtout en hautes fréquences a été clairement établie. De plus, les mouvements qui contribuent à la transmission vibratoire sont la translation aussi bien que la rotation. Un tel système de transmission complexe est difficile à maîtriser par la mesure. Bien que le problème soit connu depuis des années, dans la pratique, les couples et les rotations sont généralement ignorés. L'excitation contrôlée par couple est difficile à reproduire [6-7]. C'est pourquoi différentes méthodes ont été conçues pour mesurer de manière indirecte les mobilités par le couple et celles en rotation [8-13].

Le montage d'une source mécanique à son support engendre souvent des déformées statiques qui peuvent

modifier les caractéristiques vibratoires de la source. Les deux approches, celle de la vitesse libre et celle de la force bloquée, donnent les résultats obtenus dans des conditions de montage particulières, non-réalistes. Durant l'étape de caractérisation expérimentale, il serait judicieux de placer la source dans des conditions de montage aussi proches que possible des conditions réelles. Plusieurs approches ont été déjà envisagées, basées sur la mesure dans des conditions "en situ", [14-16].

Il a également été montré que les sources peuvent être caractérisées en termes de puissance, en utilisant le "descripteur source" [17], ou de "puissance caractéristique" [18]. Une autre approche, celle de la "force apparente", a été proposée pour des applications en bâtiment [19]. Ces approches visent la hiérarchisation des sources plutôt que le comportement de l'ensemble source-support, car le résultat n'est pas indépendant de comportement du support.

## 2 Base théorique

La relation entre les caractéristiques intrinsèques de la source  $S$ , celles de la structure d'accueil (le récepteur  $R$ ) et le système entier couplé  $C$  se lit:

$$F_C = Z_R (Z_S + Z_R)^{-1} F_S, \quad V_C = -(Z_S + Z_R)^{-1} F_S \quad (1)$$

Ici les termes  $F$  sont les vecteurs de dimension  $(N,1)$  qui réunissent toutes les composantes de l'excitation à l'interface entre la source et le récepteur, les forces et les couples.  $N$  représente le produit entre le nombre de points de couplage et le nombre de degrés de liberté par point.  $V$  est également un vecteur  $(N,1)$  comprenant toutes les composantes de la vitesse vibratoire au niveau des connexions. Il s'en suit que les termes  $Z$  sont les matrices d'impédance de taille  $(N,N)$ .

La grandeur active  $F_S$  correspond physiquement aux forces et couples au niveau des points de couplage pour la condition d'un récepteur immobile avec la source en marche. On appellera cette grandeur la "force bloquée". Le terme "force" sera utilisé ici dans le sens général, pour désigner un ensemble de forces et de couples rangés dans un vecteur. Le terme "vitesse" (et par la suite le terme "accélération") sera également utilisé pour l'ensemble de vitesses (accélérations) linéiques et angulaires.

La grandeur passive  $Z_S$  est une matrice carrée: c'est l'impédance de la source. Chacun de ses éléments représente le ratio entre une composante de la force excitatrice en un point de couplage et sur une des trois directions orthogonales et la vitesse vibratoire en un point de couplage (le même ou différent) et en une direction. Dans le cas général, une composante d'excitation dans une direction donnée va créer des réponses à tous les points de

connexion et dans toutes les directions : la matrice  $Z_S$  (et aussi  $Z_R$ ) sera donc pleine.

La source vibratoire est donc caractérisée par deux grandeurs: le vecteur de la force bloquée,  $F_S$  et la matrice d'impédance propre,  $Z_S$ . Ces grandeurs seront identifiées par mesure.

Concernant la force bloquée, une formulation très utile peut être obtenue à partir du théorème de Thévenin [20]:

$$F_S = -Z_C V_C, \quad Z_C = Z_S + Z_R \quad (2)$$

Elle montre que la force bloquée  $F_S$ , intrinsèque à la source, est égale au produit entre l'impédance  $Z_C$  du système entier "source-récepteur" et de la vitesse vibratoire  $V_C$  du même système aux points de couplage avec la source en marche. Cela implique qu'il est possible de remonter à la force bloquée sans que les connexions soient vraiment bloquées et, de plus, en état solidarisé de la source avec son support.

### 3 Le torseur équivalent

#### 3.1 Le principe d'équivalence

Avec plusieurs points de couplage et plusieurs degrés de liberté à chaque point, le nombre de données utilisées pour caractériser une source peut devenir trop élevé et rendre les applications peu concluantes. Par exemple, l'ordre d'une source avec 4 points de couplage et 6 degrés de liberté par point sera de  $N = 4 \times 6 = 24$ . Cela implique que, pour chaque fréquence analysée, le vecteur de la force bloquée  $F_S$  aura 24 valeurs et l'impédance interne  $Z_S$  aura  $N \times N = 576$  valeurs. Une façon de réduire le nombre de données serait de négliger certains degrés de liberté, par exemple de ne pas prendre en compte les couples ou les rotations. Cela peut créer des erreurs très importantes à cause de la dégradation du conditionnement des matrices d'impédance, dont le rang est artificiellement réduit.

Une façon alternative de limiter le nombre de données est de modéliser le couplage source - récepteur en plusieurs points, par une résultante appliquée en un seul point. Dans ce cas, la taille du vecteur "force bloquée équivalente" sera de  $N = 6$ , et la taille de la matrice de l'impédance réduite sera de  $N \times N = 36$ . Il va de soi qu'une force bloquée réduite, le "torseur équivalent", n'est qu'une approximation de la force bloquée réelle. Cette approximation sera d'autant plus près de la réalité plus les points de couplage seront proches spatialement et plus le récepteur sera raide.

A la limite, pour un récepteur parfaitement rigide dans la zone de couplage, la vraie force bloquée distribuée, et la force bloquée résultante ramenée en un seul point, créeront la même vibration peu importe la distance entre les points.

#### 3.2 Le récepteur étalon

Pour identifier le torseur équivalent et l'impédance équivalente, on se servira d'une masse rigide élastiquement suspendue comme récepteur. L'utilisation d'un récepteur rigide donne deux avantages importants: 1) l'identification facile de son impédance et 2) la possibilité de remonter aux vibrations en n'importe quel point à partir de la mesure des six composantes indépendantes de vibrations linéiques en six points.

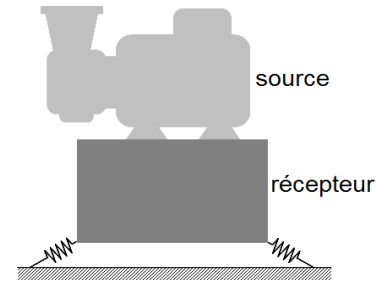


Figure 1: Le système source - récepteur étalon.

Les 6 composantes d'un torseur  $Q$  seront rangées dans un vecteur de la façon suivante :

$$Q = [F_x \quad F_y \quad F_z \quad M_x \quad M_y \quad M_z]^t \quad (3)$$

Les trois premiers éléments sont les composantes de la force et les trois suivants les composantes du couple dans un repère  $x$ - $y$ - $z$ . L'exposant  $t$  indique la transposition.

A ce stade il est utile d'introduire une modification: l'impédance d'origine, basée sur le rapport force/vitesse, sera remplacée par une impédance alternative de type force/accélération.

Pour calculer le torseur équivalent selon (2), il faut connaître: a) l'accélération vibratoire du système source-récepteur couplé et b) l'impédance du système couplé. On commence par définir le point de couplage équivalent. On le choisira au centre du polygone formé par les points de couplage réels. Il faut noter que ce point est fictif et pourra être choisi n'importe où à condition qu'il soit fixe par rapport aux points de connexion.

L'impédance du récepteur sera obtenue avec l'excitation appliquée au point du couplage fictif et la réponse mesurée en ce même point. Les efforts entre la source et le récepteur seront également ramenés en ce point. Les mouvements du récepteur seront mesurés avec six accéléromètres uniaxes. L'objectif est de mesurer six composantes indépendantes du mouvement du récepteur.

On appellera la "torsion"  $\tau$  les composantes vibratoires en un point donné:

$$\tau = [u_x \quad u_y \quad u_z \quad \beta_x \quad \beta_y \quad \beta_z]^t \quad (5)$$

dont les variables  $u$  et  $\beta$  sont les composantes de translation et de rotation. Les translations dépendent de la position du point; pour un corps rigide les rotations n'en dépendent pas.

Enfin, les six composantes mesurées de mouvement linéique seront rangées dans un vecteur  $d$  :

$$d = [u_1 \quad u_2 \quad u_3 \quad u_4 \quad u_5 \quad u_6]^t \quad (6)$$

#### 3.3 Mesure du torseur équivalent

En supposant que les déplacements vibratoires sont beaucoup plus faibles que les dimensions du récepteur on créera une matrice de passage  $\Gamma$  entre les six mouvements linéiques  $d$  mesurés et la torsion en un point quelconque  $q$  :

$$\tau(q) = \Gamma(q; q_1 \dots q_6) d(q_1 \dots q_6) \quad (7)$$

avec chacun des déplacements  $u_n$  mesuré en position  $q_n$ ,  $n = 1 \dots 6$  dans une direction choisie,  $x$ ,  $y$  ou  $z$ .

Appliquées au point de couplage  $C$ , les équations (2) et (7) donnent le torseur équivalent bloqué de la source  $Q_S$  :

$$Q_S = -Z_C \Gamma_C \ddot{d}_C \quad (8)$$

On suppose que la source de vibration est stationnaire. Si, de plus, elle est périodique, l'équation 8 est applicable directement pour trouver le torseur bloqué. En l'absence de périodicité, la source doit être caractérisée par une matrice inter-spectrale  $G_{Q_S}$  du torseur à partir de la matrice inter-spectrale des accélérations mesurées  $G_{\ddot{d}_C}$  :

$$G_{Q_S} = \Xi_C G_{\ddot{d}_C} \Xi_C^*, \quad \Xi_C = Z_C \Gamma_C \quad (9)$$

L'exposant \* désigne une matrice adjointe.

### 3.4 Mesure de l'impédance

Il reste encore à identifier l'impédance  $Z_C$  du système couplé au point  $C$  (pour alimenter le deuxième facteur dans l'équation 2) et indépendamment l'impédance de la source  $Z_S$  au même point. Les deux impédances seront mesurées de la même manière, en s'appuyant sur les propriétés simples du récepteur rigide.

Il est très difficile de mesurer correctement une matrice d'impédance. La mesure sera faite d'une manière indirecte, en mesurant la matrice de mobilité  $Y$ , qui est bien plus facilement mesurable que la matrice  $Z$ . La matrice de mobilité permet d'accéder à la matrice d'impédance correspondante par inversion:  $Z = Y^{-1}$ .

La mobilité au point de couplage sera mesurée en appliquant une excitation maîtrisée relative au point  $C$ . La technique la plus rapide consiste à utiliser un marteau de choc instrumenté et à appliquer les coups dans des directions orthogonales tout en mesurant simultanément des réponses en six points. Une alternative serait d'appliquer l'excitation avec un pot vibrant. Cette méthode donne des résultats de meilleure qualité, mais en revanche elle demande beaucoup plus de temps.

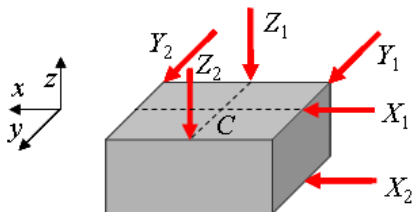


Figure 2: Mesure de l'impédance.

La figure 3 montre le principe de mesure. Il s'agit d'appliquer une force maîtrisée aux différents points de la masse rigide du support étalon: cela donnera une force et un couple au point  $C$ . A partir de combinaisons des réponses obtenues il est facile de construire la matrice des réponses aux composantes du torseur en  $C$ . Aussi, on construira la matrice de mobilité du système couplé  $Y_C$  avec la source et la masse solidarisées, ainsi que la matrice de mobilité de la masse libre  $Y_R$  avec la source découplée.

La différence de celles deux matrices inversées donnera l'impédance de la source selon l'équation (2):

$$Z_S = Y_C^{-1} - Y_R^{-1} \quad (10)$$

## 3.5 Procédure de mesure

L'approche "torseur équivalent" en combinaison avec un récepteur "masse rigide" minimise le nombre de mesures. Il s'agit de mesurer au total 6 accélérations et une force. Les étapes de mesure sont:

1. Suspendre soûplement le récepteur (masse rigide)
2. Trouver les positions optimales des six capteurs et installer six accéléromètres sur ces positions
3. Coupler la source au récepteur
4. Appliquer à la masse une excitation uni-axiale, § 3.4, et mesurer les 6 fonctions de transfert
5. Répéter l'opération avec 5 excitations indépendantes
6. Constituer la matrice de mobilité et en déduire la matrice d'impédance équivalente couplée  $Z_C$
7. Allumer la source et mesurer la réponse en 6 points
8. Identifier la source bloquée selon l'équation 8
9. Désolidariser la source du récepteur et mesurer l'impédance équivalente du récepteur selon le §3.4
10. En déduire l'impédance équivalente de la source par soustraction (l'équation 2).

## 4 Caractérisation de la source

### 4.1 Le banc d'essai

La source mesurée est une électro-pompe à huile raccordée à son circuit hydraulique, installée au Laboratoire Vibrations-Acoustique, INSA de Lyon. La liaison avec le support s'effectue par quatre pattes situées en-dessous du moteur. La figure 3 montre la pompe installée sur le récepteur étalon: une masse rigide parallélépipédique.



Figure 3: La source installée sur le récepteur étalon.

Le régime de fonctionnement (le débit et la pression de pompage) a été appliqué par un système précis de réglage. La reproductibilité de fonctionnement était nécessaire pour assurer la même excitation de la source dans les phases de caractérisation et de validation.

### 4.2 Le récepteur

Le récepteur utilisé est une masse parallélépipédique de 400mm × 280mm × 80mm en acier, suspendue par quatre plots souples, figure 4.

Grâce à la simplicité géométrique du récepteur, il est possible de trouver les valeurs théoriques de la mobilité par un calcul simple supposant que le récepteur se comporte comme une masse rigide. Le récepteur étant en réalité un corps élastique, possède ses caractéristiques dynamiques propres. Il peut être assimilé à une masse rigide seulement

aux fréquences basses, bien inférieures à sa première fréquence propre. Une mesure initiale du récepteur a donné la valeur de la première fréquence propre hors de la zone "corps rigide suspendu" de 2.05 kHz. La gamme fréquentielle visée étant de 0-1 kHz, on considère que le récepteur se comporte comme une masse rigide dans cette gamme. Aux fréquences très basses les six modes du corps rigide suspendu dominent la réponse.



Figure 4: Le récepteur étalon élastiquement suspendu.

Les positions des six accéléromètres ont été optimisées par une procédure basée sur le nombre de conditionnement de la matrice de passage  $\Gamma$ . La configuration minimisant ce nombre a été retenue.

Si la masse du récepteur est trop importante ( $Y_R \ll Y_C$ ), la contribution du deuxième terme sera prépondérante bien qu'il ne dépende que du récepteur, ce qui donnera un mauvais conditionnement. Si par contre la masse du récepteur est faible,  $Y_R \gg Y_C$ , le résultat dépendra trop de la mesure (imparfaite) de  $Y_C$ . Un bon compromis est l'équité-répartition des impédances. En l'occurrence, la masse du récepteur de 70 kg s'accorde bien avec la masse de la pompe d'environ 62 kg.

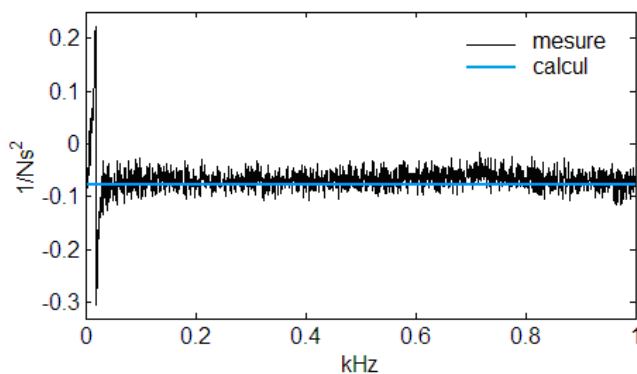


Figure 5: La composante  $\ddot{y}_y / M_x$  de la mobilité du récepteur (partie réelle).

La figure 5 montre à titre d'exemple la composante accélération latérale / couple axial de la partie réelle de mobilité (théoriquement la mobilité d'une masse rigide de ce type est une constante purement réelle). La mesure, effectuée par un marteau de choc, est assez bruitée, mais donne une valeur conforme à la valeur théorique hormis à proximité de 15 Hz, la fréquence propre du mode "corps rigide suspendu" excité.

### 4.3 La source

La figure 6 montre une des composantes de la matrice inter-spectrale du torseur équivalent bloqué de la pompe. Le spectre est multi-harmonique, dominé par les harmoniques d'engrènement (les harmoniques 15, 30... de la fréquence de rotation).

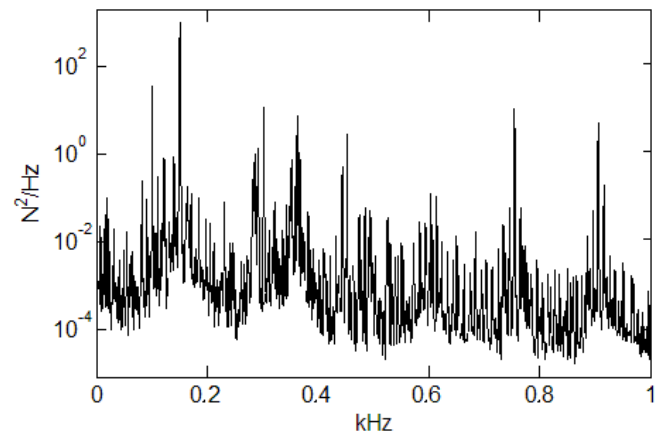


Figure 6: L'autospectre de la composante axiale de la force bloquée de la pompe: régime 600 t/min, 10 bar.

Pour atténuer les effets du mauvais conditionnement liés à l'inversion de la matrice de mobilité la régularisation de Tikhonov, a été utilisée. Bien que cela a nettement amélioré l'impédance calculée de la source, celle-ci reste assez bruitée, surtout aux fréquences basses. La figure suivante montre une des composantes, (2,2), de l'impédance équivalente de la pompe par rapport au point de couplage.

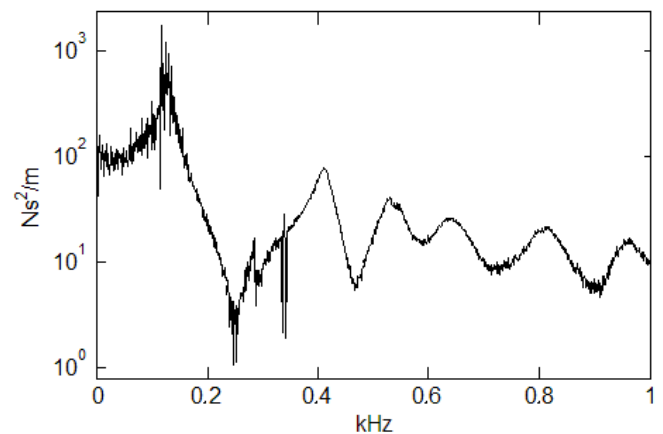


Figure 7: La composante (2,2) de l'impédance équivalente de la pompe (module).

## 5 Validation de la méthode

Une fois que les deux caractéristiques de la source, le torseur bloqué  $Q_S$  et l'impédance  $Z_S$ , sont identifiées, les résultats peuvent être validés en faisant la prévision de la vibration de la source couplée à un récepteur réaliste. Selon l'équation (1) la vibration couplée est une fonction de ces deux grandeurs ainsi que de l'impédance du récepteur  $Z_R$ . Pour les besoins de la validation, il faut donc mesurer l'impédance du récepteur  $Z_R$ , puis calculer la vibration couplée avec (1) et la comparer avec la vibration couplée mesurée directement.



## 5.1 Récepteur de validation

Un récepteur réel est utilisé pour la validation de la méthode. Ce récepteur, présenté dans la figure 8, est un cadre plutôt élastique, muni d'une plaque de support dont le rôle est de rigidifier la structure d'accueil dans la zone de couplage avec la source.



Figure 8: Le récepteur de validation.

Dans un premier temps, la mobilité du récepteur  $Y_R$  sera mesurée en état désolidarisé. A partir de cette mesure, l'impédance du récepteur  $Z_R$  sera obtenue par inversion régularisée. Finalement, les accélérations en état couplé seront calculées à partir de (1) avec le torseur équivalent et l'impédance source identifiés précédemment. Ensuite, la source sera montée au récepteur et mise en fonctionnement afin de mesurer les accélérations opérationnelles. Enfin, ces accélérations seront comparées à celles obtenues par calcul.

Comme le récepteur réel n'a plus une géométrie simple, les transformations applicables à un corps rigide ne sont plus utilisables pour remonter aux 6 degrés d'accélération au point de couplage. Pour obtenir toutes ces accélérations, linéaires et angulaires, la méthode des différences finies sera utilisée. Cette méthode étant approchée, les erreurs de la différentiation finie s'ajouteront aux résultats.

## 5.2 Résultats

Dans la pratique, les autospectres des composantes linéiques de la vibration sont les grandeurs les plus importantes. Aussi, les normes et les recommandations ne sont jamais données pour les composantes de rotation de vibrations ni en terme d'inter-spectres. L'étude se focalisera sur les spectres d'accélération linéique en trois directions.

A ce stade, il est intéressant de vérifier si la mesure peut être simplifiée en réduisant le nombre de degrés de liberté, les matrices utilisées dans l'analyse seront réduites à l'ordre 3 (3 ddl - degrés de liberté) pour ne prendre en compte que les accélérations linéiques et les forces sans compter les couples. Les résultats calculés par les deux approches, 6 ddl (complète) et 3 ddl (réduite), seront comparés avec les valeurs mesurées.

La présentation est faite en bandes d'octaves pour une visualisation plus convenable. Le moyennement par bandes fréquentielles lisse les écarts locaux entre les valeurs mesurées et calculées et met en avant les écarts systématiques (globaux).

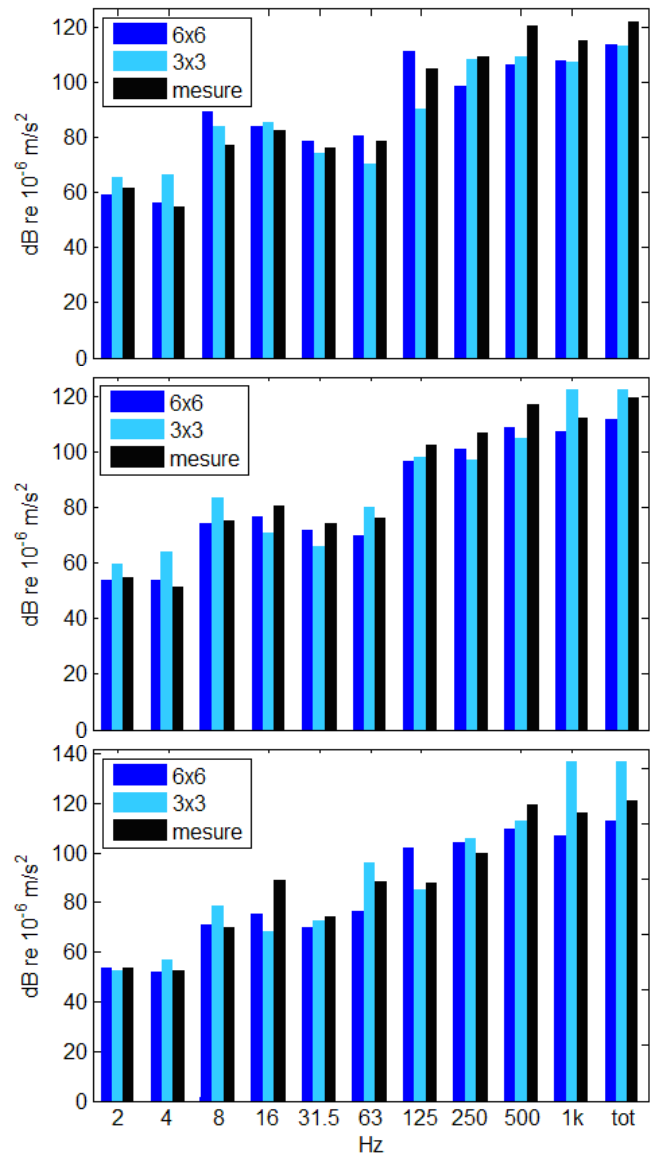


Figure 9: Comparaison des niveaux vibratoires obtenus par calcul (méthodes 6 ddl et 3 ddl) et la mesure: régime 600 t/min, 10 bar. D'en haut vers le bas: direction axiale, latérale et verticale.

Le calcul de couplage et la mesure directe montrent des tendances proches, bien que les différences entre les bandes individuelles soient assez marquées.

Les erreurs de prévision sont typiques à toute méthode inverse et ne peuvent pas être réduites avec uniquement l'augmentation de la précision de mesure, surtout lorsque l'excitation est fournie par un marteau de choc. Or, les niveaux globaux (tot) montrent un décalage systématique entre la prévision et la mesure qui reste à être clarifié.

On remarque que le traitement avec 6 ddl donne de meilleurs résultats que celui obtenu avec 3 ddl.

## 6 Conclusion

La méthode du torseur équivalent caractérise une source vibratoire de manière intrinsèque. Cette méthode étant assez simple, elle permet seulement la caractérisation du comportement global de la source sans se soucier des points de connexion individuels. La version actuelle de la méthode

prend en compte tous les degrés de liberté de mouvement vibratoire grâce au choix du récepteur étalon qui est une masse rigide. La méthode du torseur équivalent donne des résultats acceptables, au moins dans le cas analysé, et décrit des tendances même si seulement 3 degrés de liberté par connexion sont pris en compte.

La méthode ne peut être utilisée qu'à des fréquences relativement basses pour lesquelles le support se comporte localement comme un corps rigide. Cela limite la méthode à des applications sur des petites sources vibratoires.

## Remerciements

L'étude a été cofinancée par le Centre Technique des Industries Mécaniques (CETIM), Senlis.

## Références

- [1] F. A. Firestone, The mobility method of computing the vibration of linear mechanical and acoustical systems: mechanical-electrical analogies, *Journal of Applied Physics*, **9**, 373-387 (1938).
- [2] J. O'Hara, Mechanical impedance and mobility concepts, *Journal of the Acoustical Society of America*, **41**, 1180-1184 (1967).
- [3] T. Ten Wolde, G. Gedefelt, Development of standard measurement methods for structure-borne sound emission, *Noise Control Engineering Journal* **28**, 5-14 (1987).
- [4] International Standards Organisation ISO 9611, Acoustics – characterisation of sources of structure-borne sound with respect to sound radiation from connected structures —Measurement of velocity at the contact points of machinery when resiliently mounted (1996).
- [5] S. Jianxin, A.T. Moorhouse, B.M. Gibbs, Towards a practical characterization for structureborne sound sources based on mobility techniques, *Journal of Sound and Vibration*, **185**, 737-741 (1995).
- [6] B.A.T. Petersson, On the use of giant magnetostrictive devices for moment excitation. *Journal of Sound and Vibration*, **115**, 191-194 (1987).
- [7] Y. Champoux, V. Cotoni, B. Paillard, O. Beslin, Moment excitation of structures using synchronized impact hammers, *Journal of Sound and Vibration*, **263**, 515-533 (2003).
- [8] S. S. Sattinger, A method for experimentally determining rotational mobilities of structures, *Shock and Vibration Bulletin* **50**, 17-28 (1980).
- [9] M. A. Sanderson and C.R. Fredö, Direct measurement of moment mobility, part I: a theoretical study, *Journal of Sound and Vibration*, **179**, 669-684 (1995).
- [10] M. A. Sanderson, Direct measurement of moment mobility, part II: an experimental study. *Journal of Sound and Vibration*, **179**, 685-696 (1995).
- [11] S. Jianxin, B. M. Gibbs, Measurement of point moment mobility in the presence of non-zero cross mobility, *Applied Acoustics*, **54**, 9-26 (1998).
- [12] L.H. Ivarsson, M.A. Sanderson, MIMO technique for simultaneous measurement of translational and rotational mobilities, *Applied Acoustics*, **61**, 345-370 (2000).
- [13] A. Elliott, A. T. Moorhouse, G. Pavić, Moment excitation and the measurement of moment mobilities, *Journal of Sound and Vibration* (2012).
- [14] G. Pavić, A. S. Elliott, Structure-Borne Sound Characterization of Coupled Structures – Part I: Simple Demonstrator Model, *Journal of Vibration and Acoustics*, **132** (4), 041008-1/7 (2010).
- [15] G. Pavić, A. S. Elliott, Structure-Borne Sound Characterization of Coupled Structures – Part II: Feasibility Study, *Journal of Vibration and Acoustics* **132** (4), 041009-1/13, (2010).
- [16] A. T. Moorhouse, A. S. Elliott, T. A. Evans: In situ measurement of the blocked force of structure-borne sound sources, *Journal of Sound and Vibration*, **325**, 679-685 (2009).
- [17] J. M. Mondot, B. Petersson, Characterization of structure-borne sound sources: the source descriptor and the coupling function, *Journal of Sound and Vibration*, **114**, 507-518 (1987).
- [18] A. T. Moorhouse, On the characteristic power of structure-borne sound sources, *Journal of Sound and Vibration*, **248**, 441-459 (2001).
- [19] M. H. A. Janssens, J. W. Verheij, A pseudo-forces methodology to be used in characterization of structure-borne sound sources, *Applied Acoustics*, **61**, 285-308 (2000).
- [20] L.-C. Thévenin, Sur un nouveau théorème d'électricité dynamique, *Compte rendu des Séances de l'Académie des Sciences*, 159-161 (1883).