

# Influence de la variation des conditions aux limites sur un système en boucle fermée

Baptiste CHOMETTE<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Institut Jean Le Rond D'Alembert,  
UMR7190 – Université Pierre et Marie Curie  
Case162, 4 Place Jussieu, 75252 Paris Cedex 05, France  
*Baptiste.Chomette@upmc.fr*

*Résumé*— La variation des conditions aux limites est une question sensible sur les systèmes assemblés, en particulier dans les systèmes embarqués. La détection de ces changements sur le comportement vibratoire de structure est un challenge important et généralement difficilement réalisable. L'approche proposée dans cet article consiste à mettre à profit la sensibilité à la robustesse des systèmes contrôlés et plus particulièrement dans le cas du contrôle modal. Ainsi, on montre que le suivi des performances d'un contrôleur modal par une méthode d'identification permet d'accentuer l'effet d'un changement de conditions aux limites. En effet, la comparaison des performances du contrôleur sur les modes contrôlés ou non contrôlés en référence au système non contrôlé est un indicateur sensible des modifications de conditions aux limites. Cette sensibilité est vraisemblablement due à l'amplification de la sensibilité du contrôleur aux variations des paramètres modaux. L'ensemble de la démarche proposée est basée sur une structure réelle représentative d'un cas industriel de contrôle actif des vibrations.

*Mots-clés*— Contrôle modal des vibrations, paramètres modaux, identification non paramétrique

## I. INTRODUCTION

Les systèmes mécaniques embarqués sont souvent soumis à de fortes contraintes en termes d'humidité, de variation de température et de niveau vibratoire. Ces contraintes altèrent fortement leur fonctionnalité et leur durée de vie opérationnelle. L'application de techniques de contrôle des vibrations apparaît alors comme une solution pour réduire l'impact des vibrations sur la structure [1]. Dans le cas du contrôle modal, basé sur un modèle de la structure, la précision du modèle par rapport aux caractéristiques mécaniques réelles de la structure est un point clef du bon fonctionnement du contrôle. La variation des conditions aux limites du système, induite par celles de son environnement, qui se traduit par une variation des caractéristiques mécaniques de la structure peut alors se répercuter sur les performances du contrôleur [2]. Afin d'améliorer les performances du contrôleur, il est possible d'imaginer un contrôle adaptatif qui sera donc actualisé et optimisé pour chaque nouvelle condition de fonctionnement (variation de température, humidité, variation de conditions aux limites...). Cette actualisation permet également de comparer les performances d'un contrôleur initial, optimisé pour d'anciennes conditions de fonctionnement à celles d'un contrôleur optimal pour les conditions de fonctionnement actuelles. Cette comparaison représente donc un indicateur potentiel du suivi de comportement de structures. Dans le cas du contrôle actif, l'utilisation d'algorithmes d'identification permet de caractériser cette modification de structure en terme de varia-

tion des paramètres modaux de la structure (fréquences propres, amortissements modaux et constantes d'amplitude modale) mais également en terme de variation des performances du contrôleur (amortissement induit par le contrôle).

L'étude présentée sur le papier s'intéresse à l'influence de la variation des conditions de fonctionnement d'une carte électronique dans son contexte industriel en termes de conditions aux limites et de niveau d'excitation. La carte est instrumentée d'un actionneur et de deux capteurs piézoélectriques afin de contrôler le niveau de vibration de la structure. Elle est soumise à une excitation par la base, transmise par son bâti. Une première partie présente la variation des paramètres modaux identifiés par l'application d'un algorithme de type Rational Fraction Polynomial (RFP) [3][4] sur les signaux temporels entrée / sortie de la structure en boucle ouverte. Une seconde partie présente la variation des performances du contrôleur obtenue par l'application d'un algorithme RFP sur les signaux temporels entrée / sortie de la structure en boucle fermée.

## II. ALGORITHMES D'IDENTIFICATION ET DE CONTRÔLE

### A. Algorithme d'identification

La variation des paramètres modaux et celle des performances du contrôleur est identifiée en utilisant l'algorithme RFP [3] appliqué sur la fonction de réponse fréquentielle du système, obtenue à l'aide de l'algorithme de Welch [5] appliqué sur les données temporelles entrée / sortie du système. La fonction de transfert  $T_{io}(\omega)$  est finalement obtenue avec le quotient de la densité de puissance spectrale  $P_{io}(\omega)$  des données entrée / sortie et de la densité de puissance spectrale  $P_{ii}(\omega)$  des données entrée / entrée

$$T_{io}(\omega) = \frac{P_{io}(\omega)}{P_{ii}(\omega)}. \quad (1)$$

La fonction de transfert du système est identifiée sous la forme

$$H(j\omega) = \sum_{k=0}^n \frac{a_k}{\omega_k^2 - \omega^2 + 2\xi_k\omega_k\omega}, \quad (2)$$

où  $\omega_k$ ,  $\xi_k$  et  $a_k$  sont respectivement les pulsations propres, les facteurs d'amortissement modaux et les coefficients d'amplitude modale. Le gain  $G_k$  de la fonction de transfert peut être obtenu à partir de  $a_k$  pour  $\omega = \omega_k$

$$G_k(dB) = 10 \log \left( \frac{a_k}{2\xi_k\omega_k^2} \right). \quad (3)$$

La performance du contrôleur en terme de réduction induite par le contrôle  $R_k(dB)$  peut être calculée à partir du gain  $(G_k)_c$  pour le système contrôlé et  $(G_k)_{nc}$  pour le système non contrôlé

$$R_k(dB) = (G_k)_{nc} - (G_k)_c. \quad (4)$$

### B. Algorithme de contrôle

La dynamique d'un système mécanique soumis à une excitation extérieure et instrumenté d'actionneurs et de capteurs piézoélectriques, peut s'écrire sous la forme

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu + Gw \\ y = Cx, \end{cases} \quad (5)$$

où  $x$  est le vecteur d'état défini par

$$x = \begin{pmatrix} \omega q \\ \dot{q} \end{pmatrix}, \quad (6)$$

avec

$$\delta = \phi q, \quad (7)$$

où  $\delta$  est le vecteur des déplacements et  $\phi$  la matrice des formes modales.  $u$  est la commande calculée par l'algorithme Linéaire Quadratique et définie par

$$u = -Kx, \quad (8)$$

où  $K$  est le gain optimal du contrôle LQ.  $w$  est la perturbation appliquée à la base du système. La matrice  $A$  est la matrice de la dynamique du système, définie pour un système à  $n$  modes par

$$A = \begin{pmatrix} 0_{n,n} & \text{diag}(\omega_i) \\ -\text{diag}(\omega_i) & -\text{diag}(2\xi_i\omega_i) \end{pmatrix}. \quad (9)$$

Les matrices actionneur  $B$  et capteur  $C$  sont définies par

$$B = \begin{pmatrix} 0_{n,1} \\ \Pi^a \end{pmatrix}, C = (\Pi^c \quad 0_{1,n}). \quad (10)$$

La matrice de perturbation  $G$  est définie par

$$G = \begin{pmatrix} 0_{1,n} \\ \Pi^f \end{pmatrix}. \quad (11)$$

Où  $\Pi^a$ ,  $\Pi^c$  sont les vecteurs de couplage électromécanique actionneurs et capteurs et  $\Pi^f$  le vecteur de perturbation exprimés dans la base modale.

L'algorithme de contrôle utilisé est de type Linéaire Quadratique Gaussien, basé sur un observateur de Luenberger [6] contenant le modèle d'état  $(A_m, B_m, C_m)$  de la structure. Les matrices  $A_m$ ,  $B_m$  et  $C_m$  contiennent les paramètres modaux de la structure, fréquences propres, facteurs d'amortissements modaux et coefficients de couplage électromécaniques identifiés à partir de la fonction de réponse fréquentielle de la structure. La dynamique de l'observateur de Luenberger utilisé pour estimer le vecteur d'état modal de la structure peut s'écrire également

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}} = A_m \hat{x} + B_m u + L(y - \hat{y}) \\ \hat{y} = C_m \hat{x} \end{cases}, \quad (12)$$

où  $L$  est le gain de l'observateur de Luenberger.

La robustesse en performance et en stabilité du contrôle LQG dépend de la précision du modèle d'état  $(A_m, B_m, C_m)$  par rapport au comportement réel de la structure représenté par le modèle d'état  $(A, B, C)$ , où  $A$ ,  $B$  et  $C$  sont les matrices représentant les caractéristiques réelles de la structure. Une variation des conditions aux limites du système se répercute ainsi par une variation des matrices d'état et donc par des différences avec le modèle  $(A_m, B_m, C_m)$  utilisé par le contrôleur.

## III. APPLICATION À UNE STRUCTURE INDUSTRIELLE RÉELLE

### A. Influence de la variation des conditions aux limites sur la structure en boucle ouverte

Le système mécanique étudié et la chaîne de contrôle / mesure sont respectivement présentés sur les figure 1 et 2. Il s'agit d'une carte électronique comportant trois composants électroniques (C1, C2 et C3), fixée sur son bâti par l'intermédiaire de trois colonnettes. Le système est excité par la base par l'intermédiaire d'un pot vibrant piloté en accélération à l'aide d'un accéléromètre de référence situé sur le bâti. La sensibilité du système à la variation des conditions aux limites est étudiée ici en faisant varier le couple de serrage au niveau des trois colonnettes, de 0,5 à 5 Nm. Le couple de serrage de référence, nommé couple nominal est de 1 Nm. Le contrôle de la carte électronique est réalisé par l'intermédiaire de trois composants piézoélectriques, un actionneur et deux capteurs et cible principalement les modes 3 et 4 afin de réduire l'amplitude de vibration de ces deux modes. Les fonctions de transfert du système non contrôlé et contrôlé ainsi que les paramètres modaux correspondants sont identifiés à partir de la mesure de l'excitation obtenue sur l'accéléromètre de référence et de la réponse mesurée sur l'un des capteurs piézoélectriques. Le système est excité par un signal de type bruit blanc, d'amplitude  $1 g_{rms}$  et de période d'échantillonnage  $10^{-4}$ . L'algorithme RFP est appliqué sur la bande fréquentielle 1-833 Hz, pour 14 modes et 16385 points de mesure.

La structure étant de type faiblement amortie, la variation du facteur d'amortissement modal induite par celle des conditions aux limites, n'est pas pris en compte dans l'étude. Le positionnement de l'actionneur et des capteurs piézoélectriques ne permettant pas l'identification des formes modales dans la base modale, les formes modales sont considérées comme invariantes et ont été estimées par une modélisation de type éléments finis

La fonction de transfert identifiée du système non contrôlé

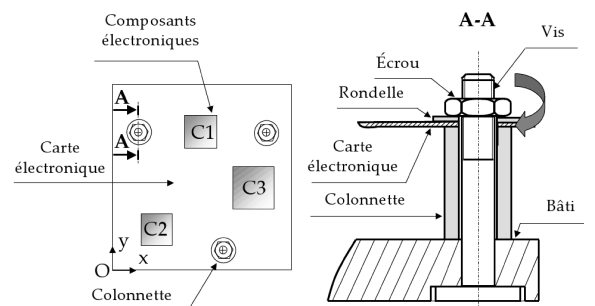


Fig. 1. Système mécanique étudié

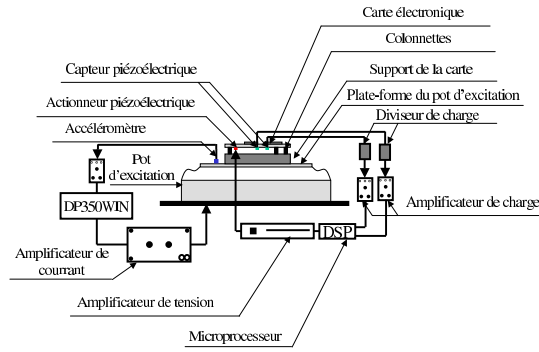


Fig. 2. Chaîne de contrôle / mesure

pour les différents couples de serrage est présentée sur la figure 3. Les figures 4 à 6 présentent les zoom sur les différentes bandes fréquentielles correspondant aux différents modes. La variation relative des fréquences propres par rapport à la configuration nominale (1 Nm) est présentée sur la figure 7. Les fréquences propres du système en boucle ouverte en fonction du couple de serrage sont présentées dans la table I. La variation relative des fréquences propres est présentée dans la table II. Les fréquences propres varient de -1,6 (mode 2 pour 0,5 Nm) à 1,7% (mode 1 pour 5 Nm).

La variation des coefficients d'amplitude modale par

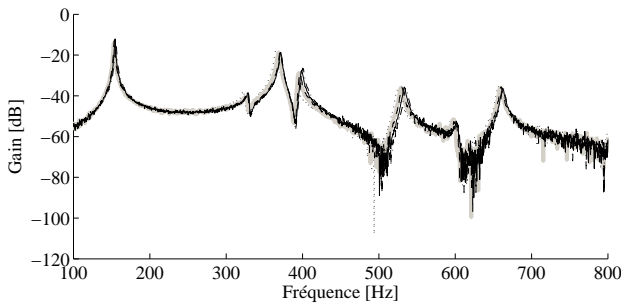


Fig. 3. Fonction de Réponse Fréquentielle de la structure non contrôlée ( $\cdots$  : 0,5 Nm,  $\text{---}$  : 1 Nm,  $\text{- - -}$  : 2 Nm,  $\text{—}$  : 3 Nm,  $\text{- . - .}$  : 5 Nm).

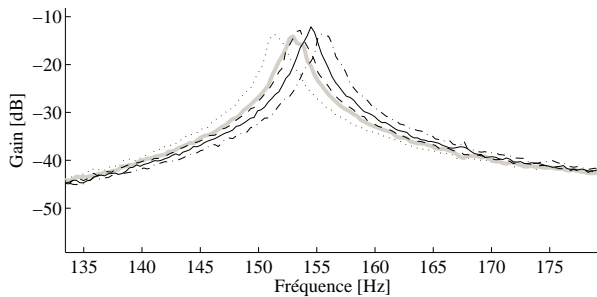


Fig. 4. Variation fréquentielle enregistrée sur le 1<sup>er</sup> mode ( $\cdots$  : 0,5 Nm,  $\text{---}$  : 1 Nm,  $\text{- - -}$  : 2 Nm,  $\text{—}$  : 3 Nm,  $\text{- . - .}$  : 5 Nm).

rapport à la configuration nominale (1 Nm) est présentée sur la figure 8. La variation du couple de serrage se traduit

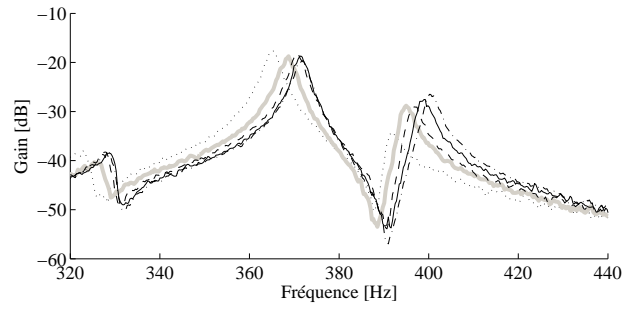


Fig. 5. Variation fréquentielle enregistrée sur les 2<sup>ème</sup>, 3<sup>ème</sup> et 4<sup>ème</sup> modes ( $\cdots$  : 0,5 Nm,  $\text{---}$  : 1 Nm,  $\text{- - -}$  : 2 Nm,  $\text{—}$  : 3 Nm,  $\text{- . - .}$  : 5 Nm).

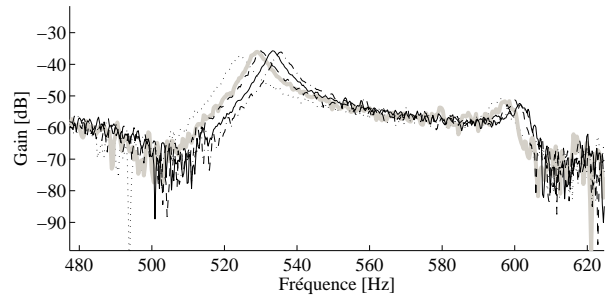


Fig. 6. Variation fréquentielle enregistrée sur les 5<sup>ème</sup> et 6<sup>ème</sup> modes ( $\cdots$  : 0,5 Nm,  $\text{---}$  : 1 Nm,  $\text{- - -}$  : 2 Nm,  $\text{—}$  : 3 Nm,  $\text{- . - .}$  : 5 Nm).

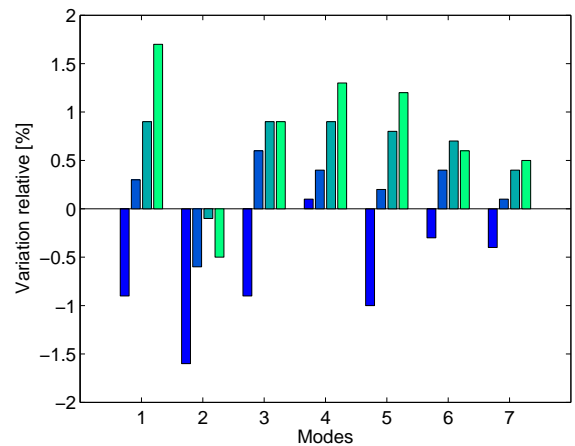


Fig. 7. Variation relative des fréquences propres par rapport à la configuration nominale (1 Nm) ( $\blacksquare$  : 0,5 Nm,  $\blacksquare$  : 2 Nm,  $\blacksquare$  : 3 Nm,  $\blacksquare$  : 5 Nm)

TABLE I  
FRÉQUENCES PROPRES [Hz] DU SYSTÈME EN BOUCLE OUVERTE EN FONCTION DU COUPLE DE SERRAGE

Modes	1	2	3	4	5	6
0,5 Nm	150,7	325,7	364,2	395,1	523,0	595,7
1 Nm	152,1	331,0	367,6	394,7	528,0	597,3
2 Nm	152,5	329,1	369,9	396,1	529,1	599,8
3 Nm	153,5	330,8	370,8	398,1	532,2	601,4
5 Nm	154,7	329,4	370,8	399,7	534,3	601,2

pour les modes 1 à 7 par une variation relative du coefficient d'amplitude modale de -1, 36, 15, -148, -3, -5 et 10%

TABLE II

VARIATION RELATIVE [%] DES FRÉQUENCES PROPRES DU SYSTÈME EN BOUCLE OUVERTE INDUITE PAR LA VARIATION DU COUPLE DE SERRAGE

Modes	1	2	3	4	5	6
0,5 Nm	-0,9	-1,6	-0,9	0,1	-1,0	-0,3
2 Nm	0,3	0,6	0,4	0,1	0,2	0,4
3 Nm	0,9	-0,1	0,9	0,9	0,8	0,7
5 Nm	1,7	-0,5	0,9	1,3	1,2	0,6

pour 0,5 Nm, de 1, -1, 1, -1, 7, -1, -24 et 1% pour 2 Nm, de 45, 6, 142, 49, 36, 4 et 45% pour 3 Nm, et de 46, 9, 131, 56, 35, 5 et 45% pour 5 Nm.

La variation du couple de serrage induit donc une variation relative plus importante sur les coefficients d'amplitude modale que sur les fréquences propres. Par ailleurs, l'importance de la variation enregistrée pour le mode 4 s'explique par le fait que le contrôleur modal et le positionnement des capteurs piézoélectriques ont été optimisés pour ce quatrième mode. On montre ainsi que cette sensibilité est également liée aux changements de forme modale qui va conditionner la réponse du capteur par le biais du coefficient de couplage électromécanique. Cette modification des paramètres modaux se répercute donc sur le comportement du système en boucle ouverte.

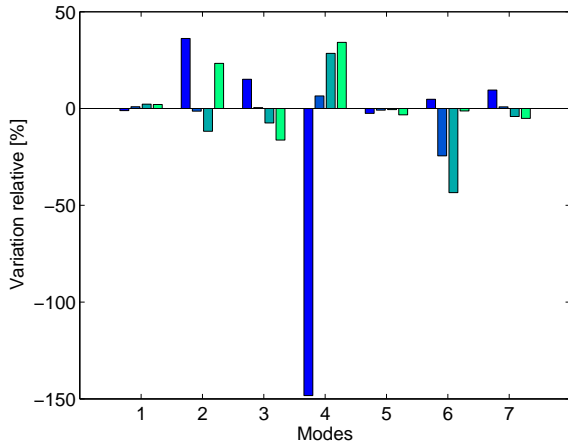


Fig. 8. Variation relative du coefficient d'amplitude modale par rapport à la configuration nominale (1 Nm) (■ : 0,5 Nm, ■ : 2 Nm, ■ : 3 Nm, ■ : 5 Nm)

### B. Influence de la variation des conditions aux limites sur la structure en boucle fermée

La fonction de transfert identifiée du système contrôlé pour les différents couples de serrage est présentée sur la figure 9. Les figures 10 à 12 présentent les zoom sur les différentes bandes fréquentielles correspondant aux différents modes.

La variation des fréquences propres du système en boucle fermé est présentée sur la figure 13. Les fréquences propres du système en boucle fermée en fonction du couple de serrage sont présentées dans la table III. La variation relative des fréquences propres est présentée dans la table IV. La variation du coefficient d'amplitude modale induite par celle du couple de serrage est présentée sur la figure 14. La variation du couple de serrage se traduit pour les modes

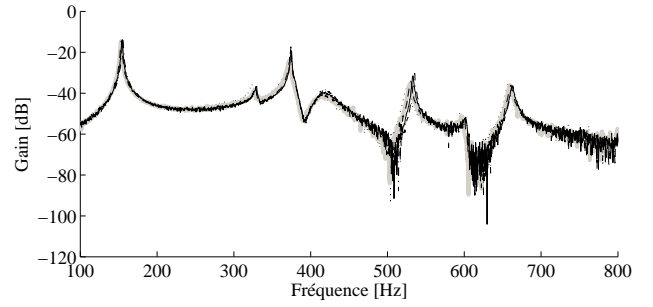


Fig. 9. Fonction de Réponse Fréquentielle de la structure contrôlée (· · · : 0,5 Nm, — : 1 Nm, - - : 2 Nm, — · : 3 Nm, - - - : 5 Nm).

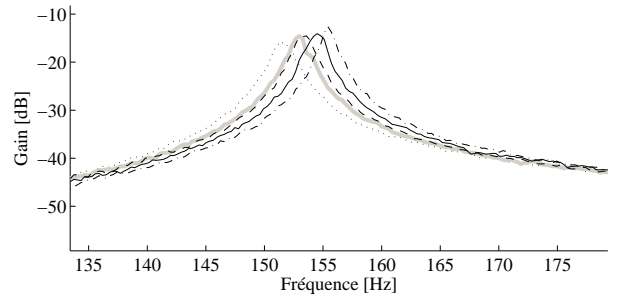


Fig. 10. Variation fréquentielle enregistrée sur le 1<sup>er</sup> mode (· · · : 0,5 Nm, — : 1 Nm, - - : 2 Nm, — · : 3 Nm, - - - : 5 Nm).

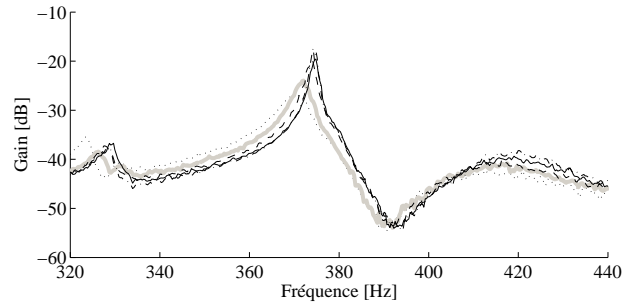


Fig. 11. Variation fréquentielle enregistrée sur les 2<sup>ième</sup>, 3<sup>ième</sup> et 4<sup>ième</sup> modes (· · · : 0,5 Nm, — : 1 Nm, - - : 2 Nm, — · : 3 Nm, - - - : 5 Nm).

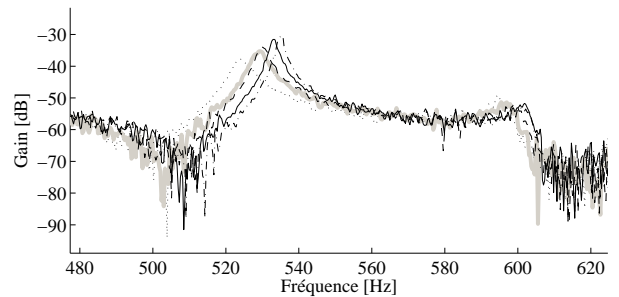


Fig. 12. Variation fréquentielle enregistrée sur les 5<sup>ième</sup> et 6<sup>ième</sup> modes (· · · : 0,5 Nm, — : 1 Nm, - - : 2 Nm, — · : 3 Nm, - - - : 5 Nm).

1 à 7 par une variation relative du coefficient d'amplitude modale de -1, 11, 19, -14, -6, 14 et 8% pour 0,5 Nm, de 2, -32, 3, 5, 5, -7 et -1% pour 2 Nm, de 2, -14, -5, 4, 3-7, -29

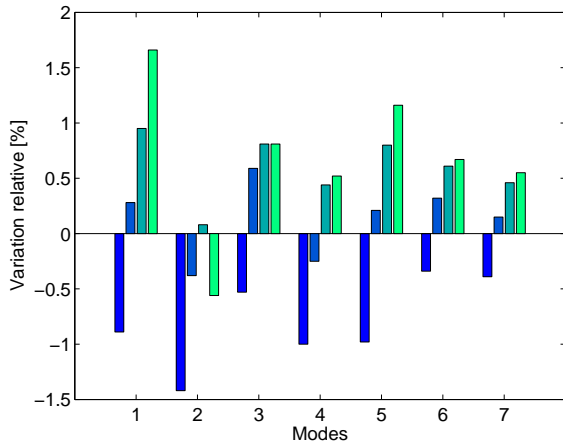


Fig. 13. Variation relative des fréquences propres pour le système en boucle fermée en fonction du couple de serrage (■ : 0,5 Nm, ■ : 2 Nm, ■ : 3 Nm, ■ : 5 Nm).

TABLE III

FRÉQUENCES PROPRES [Hz] DU SYSTÈME EN BOUCLE FERMÉE EN FONCTION DU COUPLE DE SERRAGE

Modes	1	2	3	4	5	6
0,5 Nm	150,5	324,5	368,4	410,0	522,4	594,9
1 Nm	151,9	329,1	370,4	414,0	527,6	596,9
2 Nm	152,3	327,9	372,6	412,9	528,7	598,8
3 Nm	153,3	329,4	373,4	415,8	531,8	600,6
5 Nm	154,4	327,3	373,4	4,16,1	533,7	600,9

TABLE IV

VARIATION RELATIVE [%] DES FRÉQUENCES PROPRES DU SYSTÈME EN BOUCLE FERMÉE INDUITE PAR LA VARIATION DU COUPLE DE SERRAGE

Modes	1	2	3	4	5	6
0,5 Nm	-0,9	-1,4	-0,5	-1,0	-1,0	-0,3
2 Nm	0,3	-0,4	0,6	-0,3	0,2	0,3
3 Nm	-1,0	0,1	0,8	0,4	0,8	0,6
5 Nm	1,7	-0,6	0,8	0,5	1,2	0,7

et -6% pour 3 Nm, et de 3, -28, -10, 12, -12, -47 et -5% pour 5 Nm. Cette variation, couplée à celle des fréquences propres de la structure se répercute sur les performances du contrôleur. La variation de la réduction induite par le contrôle en fonction du couple de serrage est présentée sur la figure 15. La variation relative associée est présentée sur la figure 16. Les performances du contrôleur en terme de réduction des vibrations, en fonction du couple de serrage sont présentées dans la table V. La variation relative correspondante est présentée dans la table VI. Une première analyse qualitative permet de souligner l'impact de la variation des conditions aux limites sur les performances du contrôleur. Elle peut soit entraîner une diminution des performances, comme pour le mode 1, soit conduire à l'amplification du niveau du mode, comme pour les modes 3 et 5. Les modes 1 à 6 sont contrôlés mais les modes 3 et 4 sont les modes les plus fortement pondérés par le contrôle.

La variation des conditions de fonctionnement se répercute par une diminution des performances sur les modes fortement pondérés dans l'algorithme de contrôle, et par une augmentation du niveau, donc par une exci-

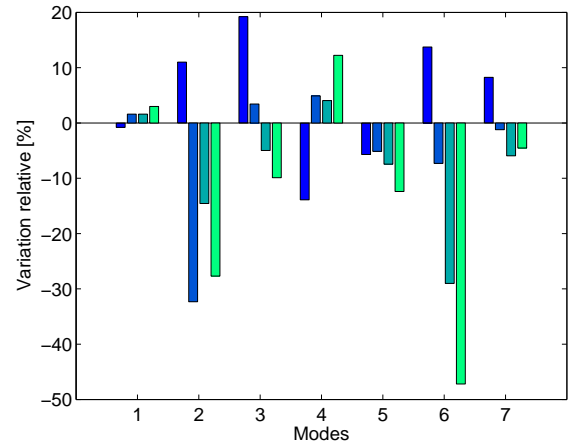


Fig. 14. Variation relative du coefficient d'amplitude modale pour le système en boucle fermée en fonction du couple de serrage (■ : 0,5 Nm, ■ : 2 Nm, ■ : 3 Nm, ■ : 5 Nm).

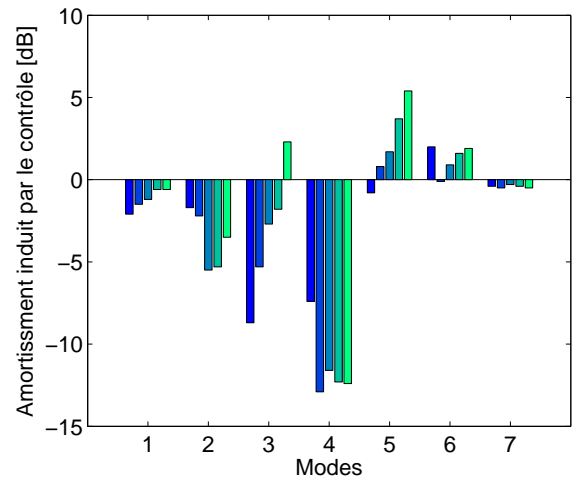


Fig. 15. Réduction induite par le contrôle (■ : 0,5 Nm, ■ : 1 Nm, ■ : 2 Nm, ■ : 3 Nm, ■ : 5 Nm)

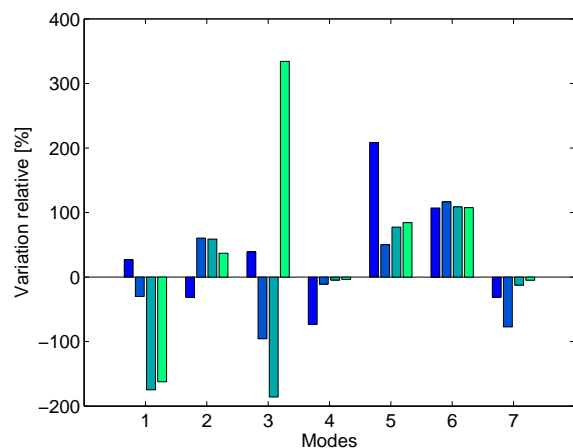


Fig. 16. Variation relative de la réduction induite par le contrôle par rapport à la configuration nominale (1 Nm) (■ : 0,5 Nm, ■ : 2 Nm, ■ : 3 Nm, ■ : 5 Nm)

tation des modes faiblement pondérés. Ces derniers étant beaucoup moins amortis, ils sont donc les premiers à être excités par les modifications du contrôleur. La diminution de l'amortissement induit par le contrôleur, pouvant aller

TABLE V  
AMORTISSEMENT INDUIT PAR LE CONTRÔLE [dB] EN FONCTION DU  
COUPLE DE SERRAGE

Modes	1	2	3	4	5	6
0,5 Nm	-2,1	-1,7	-8,7	-7,4	-0,8	2,0
1 Nm	-1,5	-2,2	-5,3	-12,9	0,8	-0,1
2 Nm	-1,2	-5,5	-2,7	-11,6	1,7	0,9
3 Nm	-0,6	-5,3	-1,8	-12,3	3,7	1,6
5 Nm	-0,6	-3,5	2,3	-12,4	5,4	1,9

TABLE VI  
VARIATION RELATIVE [%] DES PERFORMANCES DU CONTRÔLEUR  
INDUITE PAR LA VARIATION DU COUPLE DE SERRAGE

Modes	1	2	3	4	5	6
0,5 Nm	27,0	-31,2	39,1	-73,4	208,5	107,1
2 Nm	-30,1	60,3	-95,7	-10,9	50,05	116,5
3 Nm	-174,8	58,8	-185,9	-4,7	77,4	108,8
5 Nm	-162,3	36,9	334,3	-3,6	84,4	107,5

jusqu'à l'excitation des modes, pourrait conduire à la destabilisation du système en boucle fermée. Le contrôleur est défini ici de manière classique (par un compromis entre performances et stabilité). Il serait néanmoins possible de le faire varier afin d'accentuer la sensibilité du contrôleur à la variation des conditions de fonctionnement en se rapprochant de l'instabilité.

#### IV. ANALYSE DES RÉSULTATS

L'étude du système en boucle ouverte montre ainsi la sensibilité des paramètres modaux, fréquences propres et coefficient d'amplitude modale à la variation du couple de serrage appliqué sur le système. La variation du coefficient d'amplitude modale est la plus importante et sera donc l'observation la plus robuste dans le cas de mesures fortement bruitées. L'étude du système en boucle fermée montre la sensibilité des performances du contrôleur à la variation des conditions aux limites. Elle se traduit par une modification de l'amortissement induit par le contrôleur pouvant être positive (augmentation des performances) ou négative (amplification du niveau vibratoire de la structure). L'identification de la variation des formes modales permettrait d'analyser plus précisément l'évolution de ces performances.

#### V. CONCLUSION

Cette étude souligne la sensibilité du contrôle modal à la variation des conditions aux limites. Les algorithmes d'identification sont ici utilisés pour caractériser cette variation en termes d'influence sur les paramètres modaux et sur les performances du contrôleur dans le cas du système en boucle fermée. La démarche adoptée est appliquée sur une structure réelle dans son contexte industriel en termes de conditions aux limites et de niveau d'excitation. Le nombre de composants piézoélectriques, actionneurs ou capteurs, et leur position étant contraint sur la carte électronique (impossibilité de disposer d'un couple actionneur / capteur colocalisé), certains algorithmes d'identification permettant la détermination des vecteurs propres dans la base

modale ne peuvent être utilisés. L'étude se focalise donc uniquement sur la variation des paramètres modaux.

L'algorithme RFP permet ici l'identification précise d'une faible variation fréquentielle et d'une variation plus importante des coefficients d'amplitude modale en utilisant uniquement les composants piézoélectriques dédiés au contrôle et présents sur la carte. L'indicateur le plus sensible est la réduction des performances d'amortissement du système contrôlé induite par la perte d'optimalité du contrôleur. Cette application souligne également la grande sensibilité des performances du contrôle modal à une faible variation fréquentielle. L'identification de la modification des formes modales permettrait une compréhension plus fine de l'influence de la variation des conditions aux limites sur les performances du contrôleur. En particulier, le positionnement des capteurs conduit à privilégier un ou deux modes afin d'avoir un coefficient de couplage électromécanique le plus important possible pour les capteurs et actionneurs piézoélectriques.

Cette démarche pourrait être également généralisée à la détection de défaut. La variation des caractéristiques du système mécanique se répercutant sur le comportement du système en boucle fermée par une variation importante des performances du contrôleur, l'utilisation du contrôleur modal, de faible robustesse, couplé à un algorithme d'identification pourrait alors être perçue comme un outil de détection de défaut. Cette technique permettrait de plus d'augmenter la robustesse de la détection dans un environnement de mesures et / ou d'excitations bruitées, le contrôle modal incluant un observateur de Luenberger, c'est à dire un filtre de Kalman.

#### VI. REMERCIEMENTS

L'auteur tient à remercier Didier REMOND (Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures, CNRS UMR5259, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon) pour son soutien, ses idées et sa collaboration à l'ensemble de l'étude.

#### RÉFÉRENCES

- [1] Chomette B., Chesne S., Remond D., Gaudiller L. Damage reduction of on-board structures using piezoelectric components and active modal control - Application to a printed circuit board. *Mechanical Systems and Signal Processing*, doi : 10.1016/j.ymssp.2009.07.010, 2009.
- [2] Chomette B., Remond D., Chesne S., Gaudiller L. Semi-adaptive modal control of on-board electronic boards using an identification method. *Smart Mater. Struct.*, vol. 17, 8 pp., 2008.
- [3] Richardson Mark H., Formenti David L. Global Curve Fitting Of Frequency Response Measurements Using The Rational Fraction Polynomial Algorithm. *Proceedings of the International Modal Analysis Conference and Exhibit*, vol. 1, pp. 390-397, 1985.
- [4] Formenti David L., Richardson Mark H. Parameter estimation from frequency response measurements using rational fraction polynomials, *Proceeding of SPIE - The International Society for Optical Engineering*, vol. 47531, pp. 373-382, 2002.
- [5] Welch P.D. The Use of Fast Fourier Transform for the Estimation of Power Spectra : A Method Based on Time Averaging Over Short, Modified Periodograms. *IEEE Transactions on Audio and Electroacoustic*, vol. A-U 15, pp. 70-73, 1967.
- [6] Luenberger D. G. Observing the state of a linear system. *IEEE Transaction on Military Electronics*, vol. 8, pp. 74-80, 1964.