



HAL
open science

Absorbeurs de vibrations hybrides hyperstables

Simon Chesné, C Collette

► **To cite this version:**

Simon Chesné, C Collette. Absorbeurs de vibrations hybrides hyperstables. CFA/VISHNO 2016, Apr 2016, Le Mans, France. hal-01338431

HAL Id: hal-01338431

<https://hal.science/hal-01338431>

Submitted on 28 Jun 2016

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

CFA/VISHNO 2016

Absorbeurs de vibrations hybrides hyperstablesS. Chesné^a et C. Collette^b^aLAMCOS, INSA-Lyon, Bâtiment Jean d'Alembert 18-20, rue des Sciences, F69621
Villeurbanne, France^bUniversité Libre de Bruxelles, BEAMS Department, av. F.D. Roosevelt, 50, B-1050
Bruxelles, Belgique
simon.chesne@insa-lyon.fr

LE MANS

L'hybridation des systèmes actifs et passifs est une voie en plein essor que ce soit pour l'isolation ou l'amortissement des structures. L'hybridation a pour objectif de combiner le meilleur des approches actives et passives. Les apports principaux sont généralement l'adaptabilité apportée au système passif initial mais également l'amélioration des performances à des coûts énergétiques bien inférieurs aux versions purement actives. L'aspect *fail-safe* du système hybride est également un atout non négligeable dans le cadre des applications embarquées. Cependant certaines difficultés apparaissent lorsque l'on cherche à coupler contrôle actif et contrôle passif au sein d'un même système mécanique notamment en terme de stabilité.

On présente ici une loi de contrôle qui est une évolution du *Direct Velocity Feedback* appliquée aux absorbeurs de vibrations accordés. Deux pôles et deux zéros sont ajoutés à la loi de contrôle initiale, pour interagir avec la dynamique de la structure. L'intérêt de ces interactions est de modifier le lieu des pôles du système en boucle fermée afin de rendre le système contrôlé hyperstable. Les marges de gain et de phase sont ainsi infinies. L'absorbeur hybride développé dans cette étude est comparé à d'autres approches plus classiques en termes d'atténuation, de consommation et de débattement.

1 Introduction

Les absorbeurs dynamiques de vibrations (TMD pour *Tuned Mass Damper*) sont des éléments mécaniques passifs extrêmement répandus. Leur objectif simple est d'amortir les vibrations à une fréquence particulière et fixe sur laquelle ils sont accordés mécaniquement [1]. D'autre part les AMD (pour *Active Mass Damper*) utilisent un actionneur actif en parallèle du système masse-ressort pour injecter un effort sur la structure hôte (actionneurs inertiels). Il existe de nombreuses et variées lois de contrôle pour ces derniers [2, 3, 4, 5, 6].

La comparaison entre TMD et AMD peut se résumer comme ceci :

- Le TMD a l'avantage d'être purement passif mais il n'est efficace que sur le mode sur lequel il est accordé, les autres modes ne seront pas changés.
- L'AMD est purement actif et est efficace sur l'ensemble des modes contrôlables. Cependant la fréquence propre de l'actionneur se doit d'être très en dessous de la gamme de fréquence à contrôler.

Le contrôle hybride se veut être l'association des deux. Idéalement, on cherche à transformer un TMD en AMD afin d'obtenir des performances similaires à un coût énergétique moindre. L'idée du contrôle hybride est déjà largement développée dans le monde du génie civil. Le principe classique diffère légèrement de celui proposé dans cette étude. Généralement les systèmes hybrides sont constitués d'un TMD sur lequel on vient greffer un élément actif. Ce type de conception s'avère au final couteux en énergie si la masse de la partie active est faible. Par contre si la masse de l'AMD complémentaire augmente, le contrôle perd en partie sa robustesse et s'avère inefficace en cas d'arrêt de la source d'énergie. L'absence de source d'énergie est une problématique classique des systèmes de contrôle appliqués au génie civil, car cette situation se doit d'être envisagée en cas de tremblement de terre, tsunamis, etc.. Pour plus de détails, on renverra le lecteur à la review de Thenozhi [7].

Il s'avère que les lois et conceptions développées jusqu'alors dans le secteur du génie civil ne correspondent pas aux critères usuels de l'aéronautique ou plus globalement des systèmes embarqués.

Contrairement à ce qui est classiquement mis en place lors d'hybridation des TMD, on cherche ici à développer un contrôle hybride en utilisant un seul degré de liberté mécanique supplémentaire associé à une seule et unique

boucle de rétroaction. La loi de contrôle associée est une évolution du *Direct Velocity Feedback*. Deux pôles et deux zéros sont ajoutés à la loi de contrôle initiale, pour interagir avec la dynamique de la structure. L'intérêt de ces interactions est de modifier le lieu des pôles du système en boucle fermée afin de rendre le système contrôlé hyperstable. L'absorbeur hybride développé dans cette étude est comparé en simulations à d'autres approches plus classiques en termes d'atténuation, de consommation et de débattement.

2 Modèle de la structure flexible

Pour illustrer en pratique les fonctionnements et les performances de cette nouvelle loi de contrôle un simple système à 3DDL est utilisé. Les masses et raideurs ont été définies afin de correspondre aux mieux aux applications aéronautique ciblées.

Les paramètres de masse $m_1 = m_2 = m_3 = 100\text{kg}$, et de raideurs $k_1 = k_2 = k_3 = 4.10^6\text{N/m}$, donnent des fréquences propres $f_1 = 14.1\text{Hz}$, $f_2 = 39.7\text{Hz}$ et $f_3 = 57.3\text{Hz}$. L'amortissement est réglé afin d'avoir un amortissement modal de 1% sur tous les modes. La figure 1 montre ce système ainsi que le système de contrôle (partie active et passive).

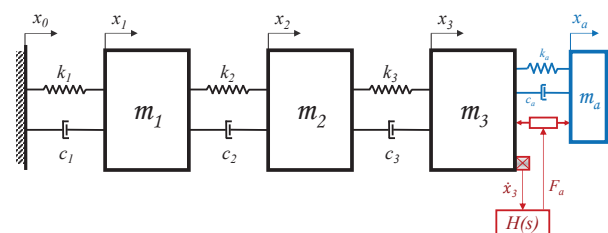


FIGURE 1 – Système étudié. Noire : structure initiale ; bleue : absorbeur passif(TMD) ou masse inertielle (AMD) ; rouge : partie active.

3 Les problèmes de stabilités des AMD et HMD classiques

Trois systèmes de contrôle sont testés, les deux premiers, HMD (pour *Hybrid Mass Damper*) et AMD, servent de

référence. Le troisième, l' α - HMD est détaillé dans les parties suivante.

- Le HMD correspond simplement à un *Direct Velocity Feedback* (DVF) sur TMD : dans ce cas, l'actionneur est alimenté directement par un gain proportionnel sur la vitesse mesurée sur la structure principale (\dot{x}_3). Ce type d'approche de contrôle est clairement limité en termes de stabilité. Il est présenté ici à titre de référence seulement, et pour mettre en évidence ces problèmes.
- L'AMD est un actionneur inertiel purement actif : sa raideur est ici 1/5 de la raideur de l'absorbeur accordé et sa masse est 5 fois plus grande. La loi de contrôle est un retour direct proportionnel à la vitesse absolue de la structure hôte (x_3).

Les figures 2 (a) et (b) montrent les lieux des pôles du système en boucle fermée pour ces 2 types de contrôle :

- Le lieu des racines du HMD, (DVF appliqué directement sur un TMD) (ligne noire continue) montre clairement la limitation de l'approche. Sur la figure 2 (b), on peut voir que le pôle initial a été dupliqué par le TMD initial. On voit que le pôle lié à l'actionneur va rapidement dans le demi-plan droit, conduisant à une instabilité. Le système en boucle fermée sera toujours extrêmement proche de cette limite de stabilité même avec de faibles gains.
- Le lieu des racines de l'AMD (ligne rouge pointillée) montre trois boucles associées aux modes flexibles de la structure et une petite boucle à basse fréquence liée à la dynamique de l'actionneur. Même si le type de dispositif actif est très efficace, en cas de défaillance, le premier mode du système passif résultant est incontrôlé, l'actionneur n'étant pas accordé sur ce mode. En outre, on peut constater que pour des gains élevés, le lieu des pôles passe par l'axe imaginaire et ce qui est synonyme d'instabilités.

4 L' α -HMD, absorbeur hybride inconditionnellement stable

4.1 Loi de contrôle

On propose ici une nouvelle loi de contrôle pour les systèmes hybrides (plus de détails sont présentés dans [8]). Cette loi est une évolution du *Direct Velocity Feedback* appliquée sur un absorbeur accordé. Contrairement à certaines lois hybrides, il n'y a ici qu'une seule et unique boucle de contrôle et donc qu'un seul capteur de vitesse sur la structure hôte. A l'instar de l' α -IFF [9], deux pôles et deux zéros sont ajoutés à la loi de contrôle initiale, pour interagir avec la dynamique de la structure. L'intérêt de ces interactions est de modifier le lieu des pôles du système en boucle fermée afin de rendre le système contrôlé hyperstable. Les marges de gain et de phase résultantes sont infinies. La loi de contrôle s'écrit donc :

$$H_\alpha(s) = g_\alpha \frac{(s + \alpha)^2}{s^2} \quad (1)$$

où le paramètre α est réglé pour rendre le système hyperstable.

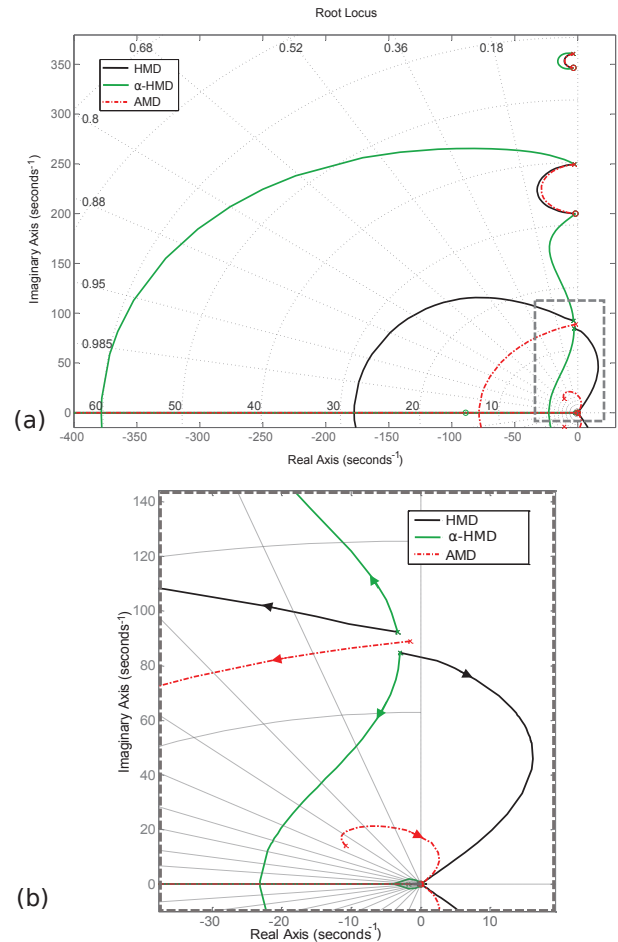


FIGURE 2 – Root locus du système contrôlé. Noir : retour direct en vitesse, rouge : actionneur inertiel, vert : contrôleur α appliqué directement sur un absorbeur accordé.

4.2 Règles de conception

En utilisant le critère de Routh, il est possible de montrer que le système est inconditionnellement stable si :

$$\omega_1 \leq \alpha \leq \omega_2 \quad (2)$$

où ω_1 et ω_2 sont les pulsations résultantes du dédoublement de pôle du à l'ajout de l'absorbeur accordé sur un pôle ω_0 . Ces limites sont illustrées sur la figure 3.

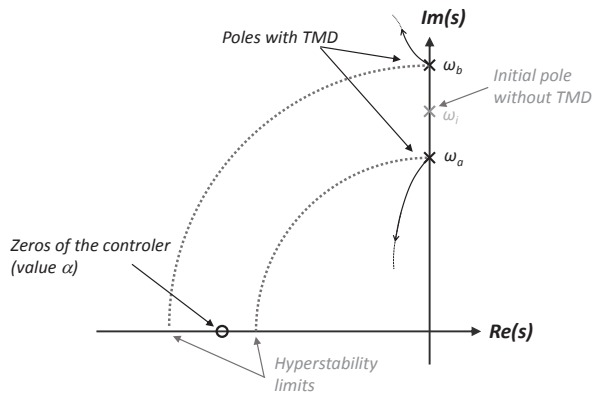


FIGURE 3 – Limite de stabilité inconditionnelle pour la valeur du paramètre α

En pratique cela se visualise par une déformation des lieux des pôles du système bouclé. Ces limites du paramètre α correspondent donc aux valeurs des angles de départ des lieux des pôles permettant d'assurer que ces pôles restent dans le demi plan gauche. Les angles de départ limites sont illustrés sur la figure 4. Dans le cas d'un amortissement initial nul, on constate que les valeurs extrêmes de α créent des branches tangentes aux démarrages à l'axe des imaginaires.

Même si en pratique, le premier mode de suspension ou le premier mode flexible sont souvent les cibles du contrôle, les résultats précédents sont généralisables à tous les modes, à travers le réglage du paramètre α .

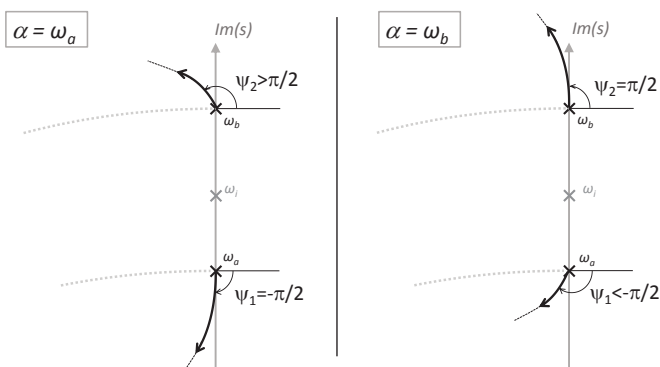


FIGURE 4 – Angle de départ des lieux des pôles pour les valeurs extrêmes de α assurant la stabilité inconditionnelle (amortissement nulle)

4.3 Lieu des pôles

En exploitant le modèle flexible préalablement présenté, le lieu des pôles de l' α -HMD (ligne verte continue sur la figure 2) montre de nombreux avantages. Tout

d'abord, l'ensemble des lieux des pôles est dans le demi-plan de gauche, ce qui signifie que le système est inconditionnellement stable quelque soit le gain g_α . Comme le montre la figure 2 (b) les deux branches s'éloignent directement des axes imaginaires. Ensuite, nous pouvons observer que tous les modes peuvent être amortis comme pour un dispositif actif à large bande. Étant basé sur un dispositif de TMD, en cas de défaillance de la partie active, le premier mode est toujours contrôlé passivement par le TMD. On notera qu'un filtre passe-haut est introduit pour annihiler la composante continue générée par les intégrateurs du contrôleur. Ce filtre ne modifie pas le comportement du régulateur pour les modes flexibles.

5 Performances et limitations

Dans ce qui suit, le gain g_α et le gain de l'AMD sont tous deux réglés afin de doubler l'amortissement du premier mode du système avec absorbeur. Pour résumer, le système non contrôlé initial a un facteur d'amortissement sur le premier mode de 1%, de 3.5% pour le système de contrôle passif (TMD) et 7% pour les systèmes actifs et hybrides.

TMD ou TMD hybride sont généralement conçus pour des applications où la perturbation est harmonique, ou à bande étroite (par exemple, les hélicoptères ou tout système à rotor embarqués). Cependant, afin d'obtenir un aperçu sur la dynamique résultante du système contrôlé, l'analyse a été effectuée en deux étapes :

(i) Une première sur la réponse du système dans le domaine fréquentiel pendant qu'il est soumis à une perturbation à large bande uniforme sur x_0 (base de la structure). On s'intéresse ici au déplacement de la masse x_3 où le dispositif de commande est fixé. Il représente directement les performances de la commande en termes d'amortissement structural.

(ii) Ensuite, nous analysons la réponse du système dans le domaine temporel, sous une excitation harmonique de x_0 à la fréquence de résonance du premier mode.

Une analyse plus complète peut être trouvée dans la référence [8].

5.1 Analyse large bande

Sur la figure 5 pour le contrôleur de α -HMD, on voit que le pic initial du mode contrôlé est remplacé par une anti-résonance consécutive en raison de l'introduction des zéros à cette pulsation, associée à l'effet dynamique du TMD. La capacité d'absorption résultante est grandement améliorée. Les deux principaux pics résultants sont bien séparés comme prévu lors du tracé du lieu des pôles en figure 4.

En outre, de la même manière que les AMD, le α -HMD amortit également les autres modes flexibles, ce qui n'est pas le cas pour les TMD purement passifs .

5.2 Analyse sous excitation mono-harmonique

La figure 6 compare dans l'espace temporel le déplacement absolu x_3 sans TMD, avec un TMD, avec un contrôleur AMD et avec une α -HMD sous excitation harmonique. Le mouvement résiduel de m_3 est environ 10 fois plus petit avec un α -HMD qu'avec les AMD usuels.

L'excitation initiale est choisie pour créer une accélération sur m_3 de 1g pour le système sans contrôle.

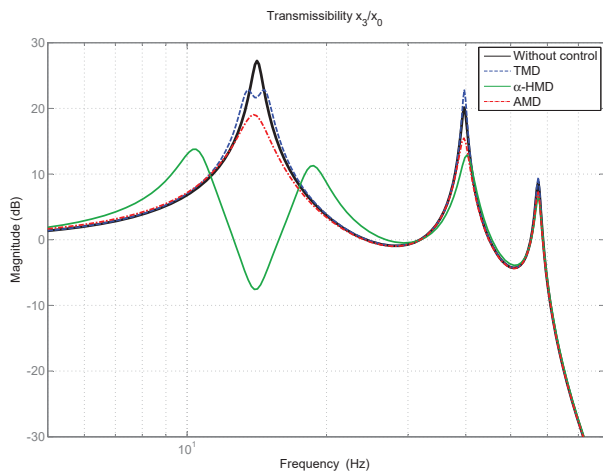


FIGURE 5 – Transmissibilité x_3/x_0 à une sollicitation large bande.

L'accélération résultante sur m_3 est $0,53g$ avec TMD, $0,38g$ avec l'AMD, et $0,185g$ avec le α -HMD.

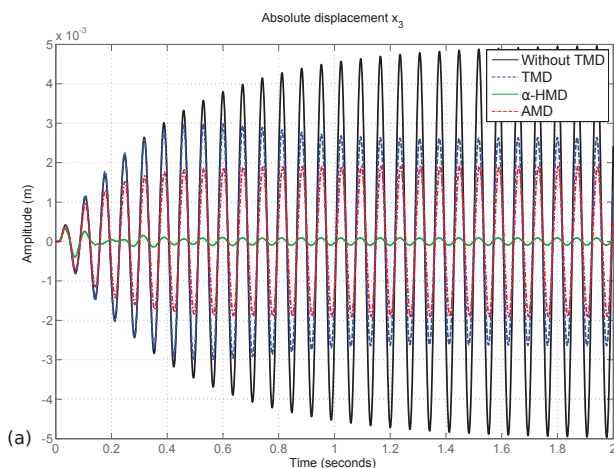


FIGURE 6 – Réponse temporelle de x_3 à une sollicitation harmonique sur le premier mode de structure

Le prix à payer pour cette performance est une course de l'actionneur ($x_a - x_3$) plus importante qui demande un *design* innovant pour celui-ci. La force active nécessaire est quant à elle bien plus faible que pour les AMD sauf pendant les premières oscillations ce qui permet la mise en mouvement rapide de la masse mobile.

Soulignons que, quelle que soit la valeur du gain de commande, le système en boucle fermée est inconditionnellement stable.

6 Conclusion

La loi de contrôle présentée ici est une évolution du *Direct Velocity Feedback* appliquée aux absorbeurs de vibrations accordés. La loi de contrôle initiale est modifiée pour interagir avec la dynamique de la structure. L'intérêt de ces interactions est de modifier le lieu des pôles du système en boucle fermée afin de rendre le système contrôlé

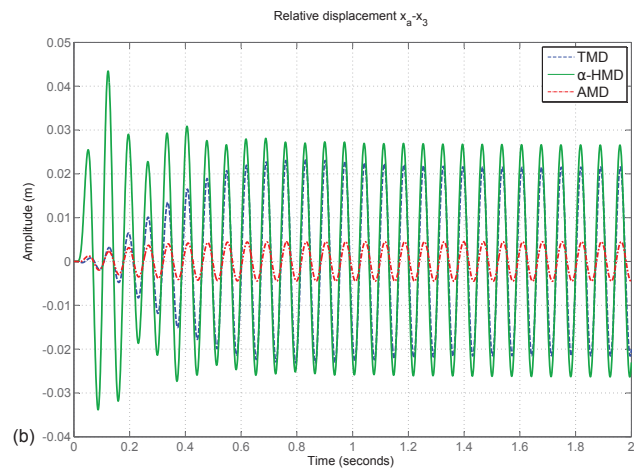


FIGURE 7 – Course de l'actionneur en réponse à une sollicitation harmonique sur le premier mode de structure

hyperstable. Les marges de gain et de phase sont ainsi infinies. L'absorbeur hybride développé dans cette étude est comparé à d'autres approches plus classiques en termes d'atténuation, de consommation et de débattement et démontre en simulation des performances extrêmement intéressantes. Plusieurs dispositifs expérimentaux sont en cours de conception afin de valider cette stratégie de contrôle sur un système à l'échelle des applications ciblées. L'un des principaux défis est la conception même du transducteur permettant les grands débattements de la masse mobile imposée par le contrôleur proposé. L'avantage principal du α -HMD par rapport aux HMD classiques, est son unique boucle de contrôle, impliquant l'utilisation d'un seul capteur et d'un seul gain de contrôle à régler.

Références

- [1] Den Hartog, *Mechanical Vibrations*, McGraw-Hill Book Company, The Maple Press Company, (1934).
- [2] O. Burgos, J. Hizon, L. Sison, Comparison of classical and fuzzy control in active mass damping of a flexible structure using acceleration feedback, in : *TENCON IEEE 2004*, pp. 645-648 Vol. 4.
- [3] M. Battaini, F. Casciati, L. Faravelli, Implementing a fuzzy controller into an active mass damper device, in : *American Control Conference, 1997*, Vol. 2, 1997, pp. 888-892 vol.2.
- [4] M. Jamil, S. Shakh, M. Javid, V. Nagendra, Active control of vibrations of a tall structure excited by external forces, in : *Applied Sciences and Technology (IBCAST), 2009 6th International Bhurban Conference, 2009*, pp. 187-191.
- [5] A. Nishitani, Y. Nitta, N. Yamada, Variable gain-based structural control considering the limit of amd movement, in : *Decision and Control, 1996., Proceedings of the 35th IEEE Conference*, Vol. 1, 1996, pp.185-190 vol.1.

- [6] D. Liu, J. Mao, J. Zhang, Structure control with stiffness uncertainty in earthquake zone, in : *Control Applications, 1998. Proceedings of the 1998 IEEE International Conference* , Vol. 1, 1998, pp. 393-397.
- [7] S. Thenozhi, W. Yu, Advances in modeling and vibration control of building structures - *Annual Reviews in Control*, Volume 37, Issue 2, Pages 346-364 2013.
- [8] C. Collette, S. Chesné, Robust Hybrid Mass Damper, *Accepté au Journal of Sound and Vibration*, (2016).
- [9] S. Chesné, A. Milhomem and C. Collette, Enhanced Damping of Flexible Structures Using Force Feedback, *Journal of Guidance, Control and Dynamics, AIAA, in proof*, DOI : 10.2514/1.G001620 (2016).