

Les amortisseurs de masse réglés aident les codeurs FORTiS™ à obtenir une résistance hors pair aux vibrations

En 1907, l'ingénieur mécanique américain Frederick Winslow Taylor décrit les vibrations d'usinage comme « le plus obscur et le plus délicat de tous les problèmes auxquels est confronté le machiniste ». Grâce à notre vaste expérience en usinage acquise au cours de près de cinq décennies, à la fois ici à Renishaw et grâce à une étroite collaboration avec notre clientèle mondiale, nous apprécions son point de vue. Malgré les progrès réalisés depuis plus d'un siècle et le développement des machines-outils à CN modernes de haute qualité et à grande vitesse disponibles aujourd'hui, des vibrations peuvent se produire et se produisent. Les applications types qui peuvent en être la cause comprennent les coupes grossières, les coupes intermittentes, les composants à paroi mince et l'usinage de matériaux particulièrement durs et exotiques. Une sélection correcte de l'outil et l'optimisation des avances et des vitesses sont des mesures essentielles pour aider à réduire ou à amortir les vibrations. Pour assurer une performance optimale du système d'asservissement de la machine et donc de son résultat, la nécessité d'équilibrer le temps de cycle avec la précision et la qualité de finition est toujours présente.

Paul Maxted – directeur des applications de métrologie industrielle de Renishaw plc.

Problème

Les machines-outils peuvent produire des vibrations importantes pendant le fonctionnement et des niveaux élevés de vibrations de la machine peuvent affecter négativement les codeurs de position étanches installés sur ces machines, entraînant des imprécisions de mesure. La qualité de la mesure de position axiale peut affecter directement des aspects liés à la qualité du procédé, comme la précision des entités et l'état de surface. Les améliorations de la mesure de la position qui réduisent l'influence des vibrations peuvent améliorer considérablement la qualité de la production. Les principales causes de vibrations dans les machines-outils sont :

- i. Le broutage de l'outil, qui peut se produire pendant le processus de coupe dans certaines conditions. Par exemple, lors du fraisage de matériaux durs, un fléchissement de la pièce ou de l'outil peut se produire en raison de forces de coupe excessives.
- ii. Inhomogénéités dans le matériau à usiner et arêtes accumulées sur les outils de coupe. En raison d'une augmentation soudaine de la difficulté d'usinage, une force d'impulsion est générée, ce qui provoque des vibrations.
- iii. Coupe intermittente, courante dans le fraisage, provoquant la génération de forces d'impulsion et entraînant des vibrations.
- iv. Perturbations dues à des masses rotatives déséquilibrées, à des changements dans l'amortissement de la transmission, tels que l'usure des roulements, ou à un mauvais maintien de la pièce à usiner.
- v. Machines-outils usées ou mal entretenues et mauvaise sélection des outils de coupe, vitesses de broche et vitesses d'avance non optimisées.

Solution

La vaste expérience de Renishaw en matière de machines-outils a permis des partenariats fructueux avec les principaux constructeurs de machines-outils, ainsi qu'avec les utilisateurs finaux. Le codeur étanche FORTiS™ a été conçu pour résoudre les problèmes connus liés aux vibrations de la machine-outil et à ses effets sur la mesure de la position. Trois caractéristiques de la conception du codeur FORTiS se combinent pour améliorer la résistance aux vibrations mécaniques et la capacité du codeur à empêcher les perturbations de haute amplitude d'entrer dans la boucle de commande de position :

1. Les codeurs optiques étanches classiques comportent un chariot à ressort et à roues qui supporte le corps de la tête de lecture lorsqu'il se déplace le long de la règle du codeur, comme le montre la figure 2a. À une fréquence d'entraînement donnée, l'amplitude et la phase de vibration du guide de la machine (V_g) supportant la tête de lecture seront différentes de celles de la règle et du boîtier du codeur (V_m), qui sont fixés sur la surface de montage de la machine ; cette différence d'amplitude et de réponse de phase doit être absorbée par les fléchissements et les accouplements dans le chariot à roues, comme le montre la figure 1. Les codeurs FORTiS utilisent une conception sans contact qui isole efficacement le corps de la tête de lecture de son boîtier, comme le montre la figure 2b.

2. Les codeurs optiques étanches classiques utilisent une règle en verre de masse relativement élevée, suspendue d'un côté du boîtier. Pour éviter les oscillations indésirables dans le boîtier dues à la vibration de la règle en porte-à-faux, le codeur FORTiS utilise une règle en acier léger qui est fixée sur toute sa longueur à l'intérieur du corps du boîtier.

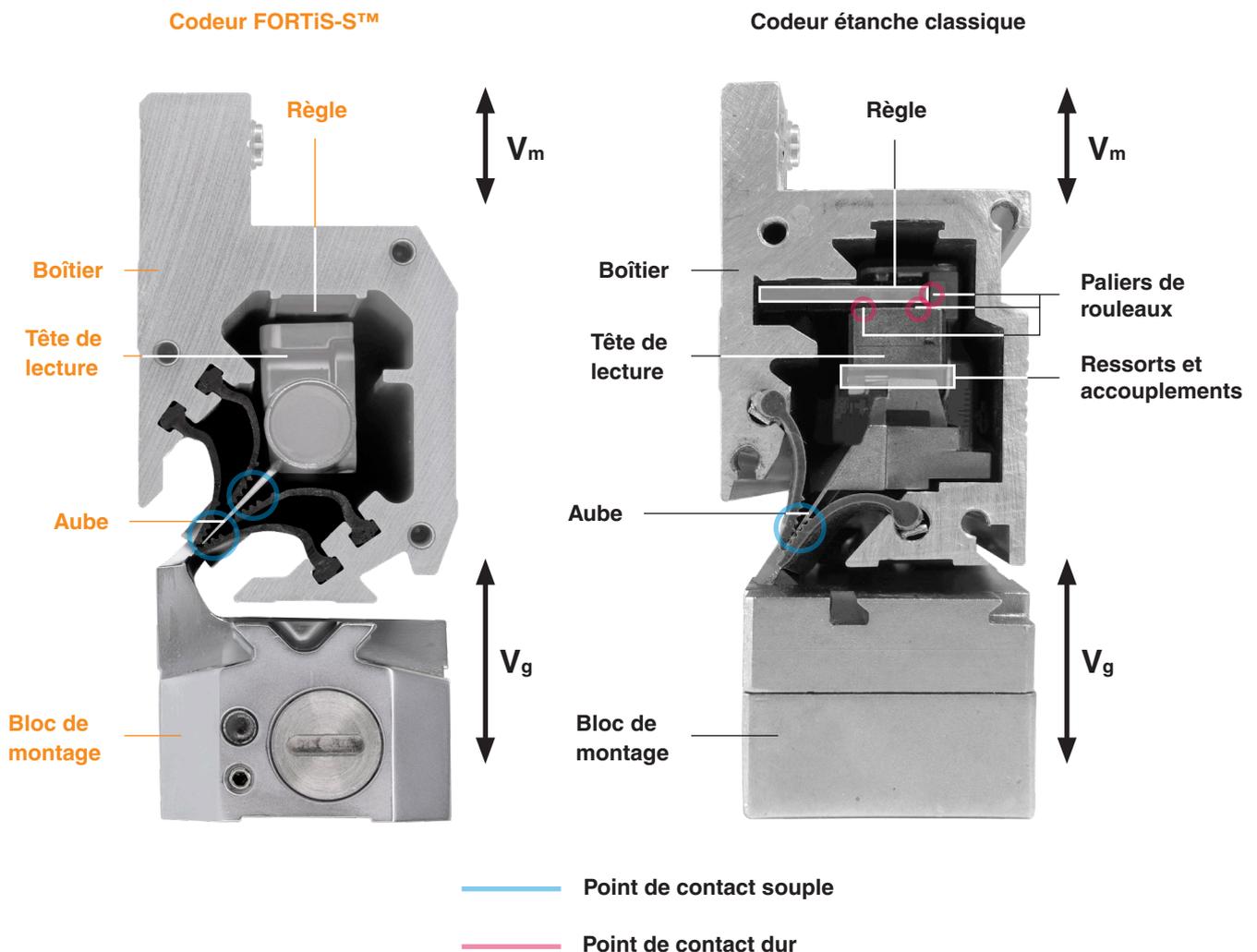


Figure 1 : Coupes verticales d'un codeur FORTiS-S et d'un codeur étanche classique.

3. La troisième caractéristique de conception réduisant les vibrations du codeur FORTiS est l'utilisation d'un amortissement de masse accordé. Un amortisseur de masse accordé (TMD) est un dispositif mécanique, monté à un emplacement spécifique dans une structure, pour amortir fortement les vibrations résonnantes. Deux TMD sont utilisés pour contrer les vibrations autour des axes vertical et horizontal.

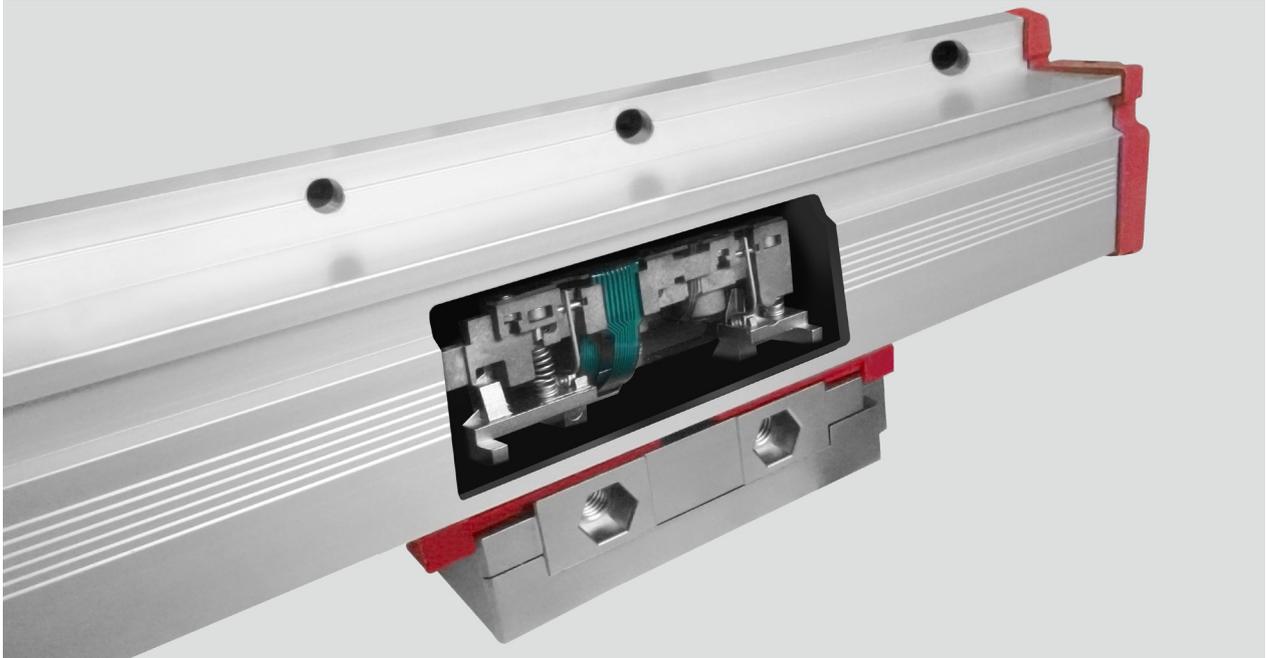


Figure 2a : Codeur étanche classique avec découpe montrant le corps de la tête de lecture et supportant le chariot à roues à l'intérieur de son boîtier. À noter que le mécanisme de la tête de lecture est complètement exposé aux contaminants qui pénètrent dans le boîtier.



Figure 2b : Codeur étanche FORTiS-S avec découpe montrant un corps de tête de lecture étanche sans contact à l'intérieur de son boîtier.

Une introduction à l'amortissement de masse accordé

Les amortisseurs de masse réglés sont utilisés dans une large gamme d'applications d'ingénierie où il est important d'amortir les vibrations mécaniques dans un objet avec une fréquence de résonance bien définie. L'exemple le plus connu d'utilisation du TMD est peut-être la construction de gratte-ciel ultra-hauts tels que le célèbre Taipei 101, où un grand amortisseur de masse réglé est utilisé pour réduire les vibrations dans le bâtiment dues aux vents violents ou aux tremblements de terre, comme le montre la figure 3. Dans d'autres exemples, les TMD sont montés sur les lignes de transmission d'énergie, les ailes d'avion, les vilebrequins de voiture, les ponts et le codeur FORTiS.

L'amortissement de masse réglé est utilisé sur la tête de lecture du codeur FORTiS à la fois dans les directions verticale (axe Z) et horizontale (axe Y). La conception de base du FORTiS TMD comprend deux joints toriques appliqués aux ergots aux extrémités d'une masse d'amortissement, qui est installée à l'intérieur d'une poche alésée pour contrôler la compression des joints toriques, comme le montre la figure 4.

Un travail de développement approfondi sur les TMD a permis au codeur FORTiS d'atteindre une réduction de 5,3 fois de l'accélération de crête à l'extrémité de la tête de lecture (le support optique) la plus éloignée des points de montage.

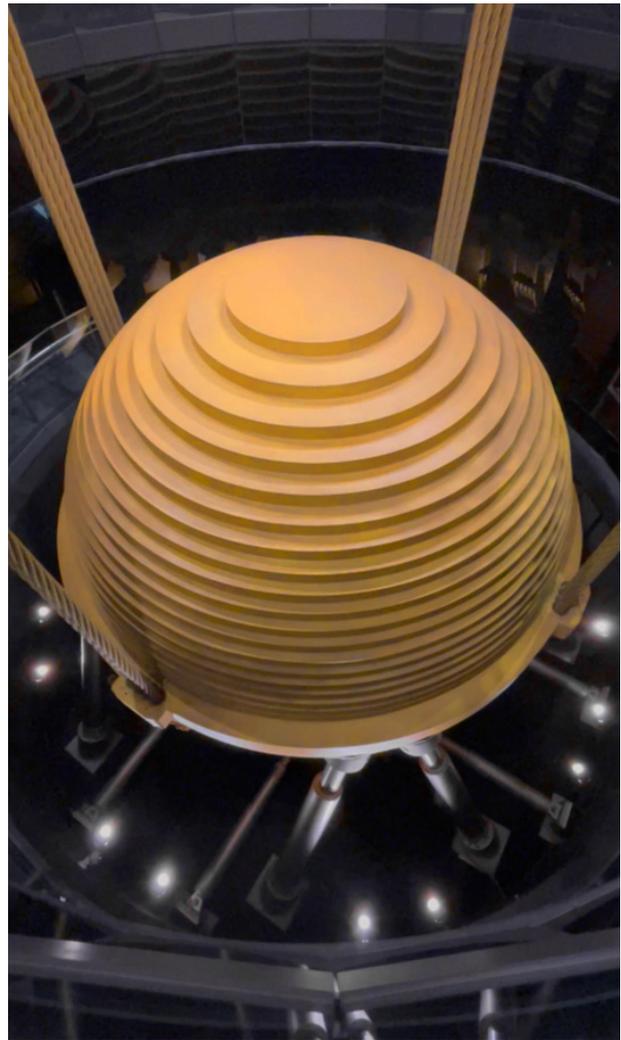


Figure 3 : Système TMD sur le gratte-ciel Taipei 101.

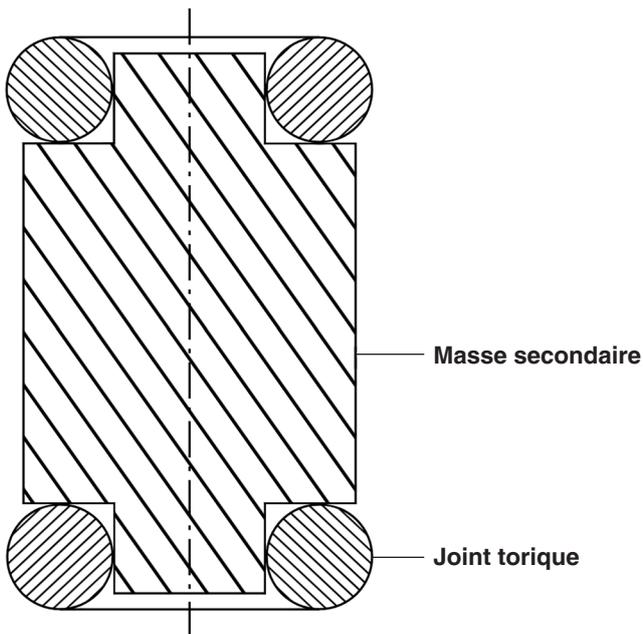


Figure 4 : Coupe verticale du TMD, conçue pour le codeur FORTiS, avec les joints toriques visibles à chaque extrémité.

Théorie de l'amortisseur de masse réglé

Cette section décrit la théorie de base d'un amortisseur de masse réglé pour un système à un degré de liberté (DoF). Un problème fréquemment rencontré par les ingénieurs mécaniques et de génie civil est la résonance lorsqu'un système produit des oscillations de grande amplitude en réponse à une excitation d'entrée.

Les systèmes résonants peuvent être compris en termes d'un oscillateur harmonique simple entraîné tel qu'une masse (m) sur un ressort de rigidité (k), comme le montre la figure 5. Dans ce cas, l'équation familière du mouvement harmonique simple s'applique, où x est le déplacement linéaire à partir de l'équilibre statique.

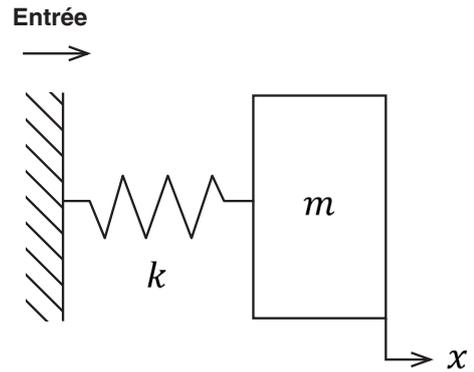


Figure 5 : Masse – système de ressort avec 1 degré de liberté.

Équation 1 : $m\ddot{x} + kx = input$

L'équation 1 implique qu'une masse sur un ressort aura une fréquence naturelle de réponse sinusoïdale comme le montre l'équation 2 :

Équation 2 : $frequency (Hz) = \frac{1}{2\pi} \sqrt{k/m}$

Si la fréquence d'une entrée du système, soit une force ou un déplacement, est proche de la fréquence de résonance de l'équation 2, le résultat sera une grande réponse de résonance avec des conséquences potentiellement destructrices, comme le montre la figure 6.

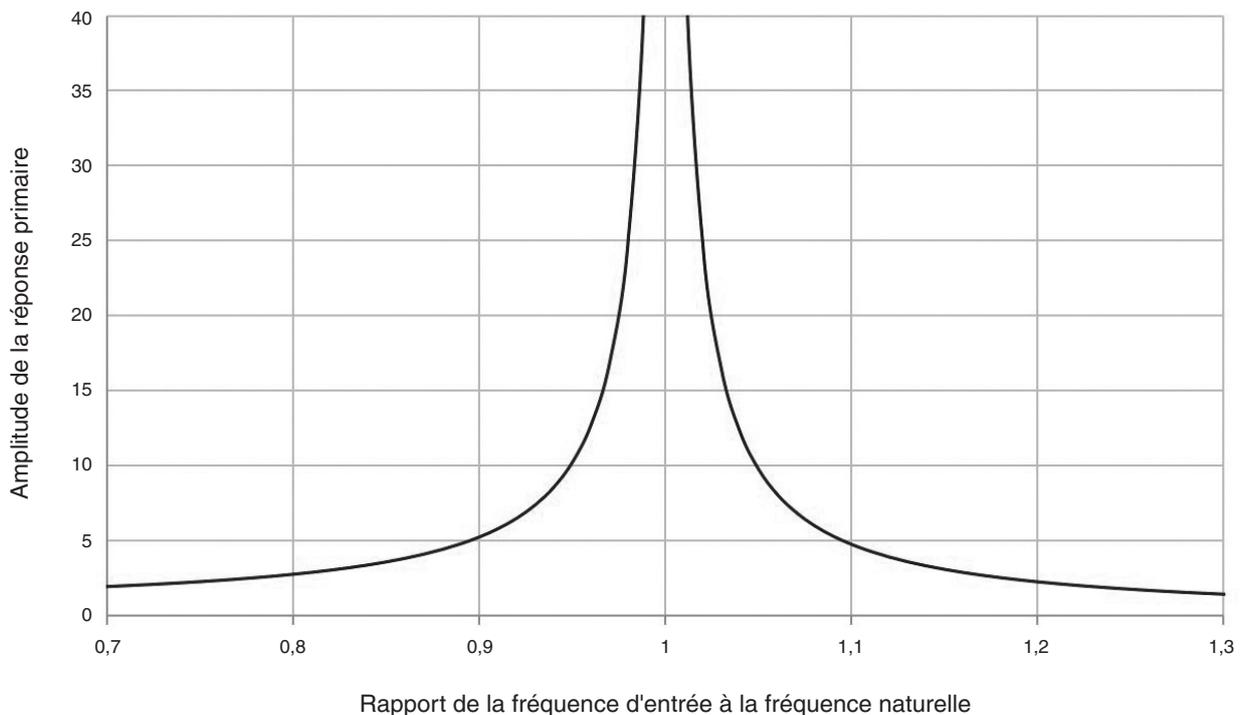


Figure 6 : Réponse résonante d'une masse sur un ressort.

Une stratégie courante, adéquate dans de nombreux cas, consiste à ajouter un amortissement mécanique et à éloigner la fréquence naturelle du système de la fréquence d'excitation.

Cependant, cette approche n'est pas toujours réalisable. Un gratte-ciel à ossature d'acier se balancera à sa fréquence naturelle et il n'y a rien à proximité pour servir d'ancrage pour le renforcement ou l'amortissement. Dans de tels cas, lorsque l'accès est un défi, une solution potentielle est un amortisseur de masse réglé.

La masse de la tête de lecture du codeur FORTiS est supportée par la lame qui agit comme un ressort en raison de sa minceur afin de faciliter l'intégrité de l'étanchéité. Les vibrations d'usinage externes peuvent induire une résonance indésirable, à moins d'être contrôlées en utilisant des TMD à l'intérieur de la tête de lecture.

La conception pratique des TMD nécessite un travail de développement minutieux, mais le concept de base peut être visualisé en commençant par le système masse – ressort non amorti et le problème de la résonance à sa fréquence naturelle.

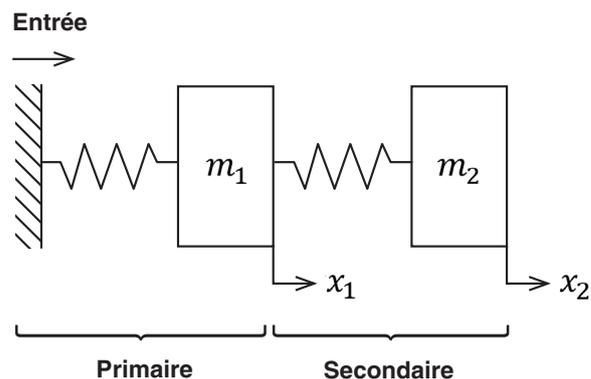


Figure 7 : Masse – système de ressort avec 2 degrés de liberté.

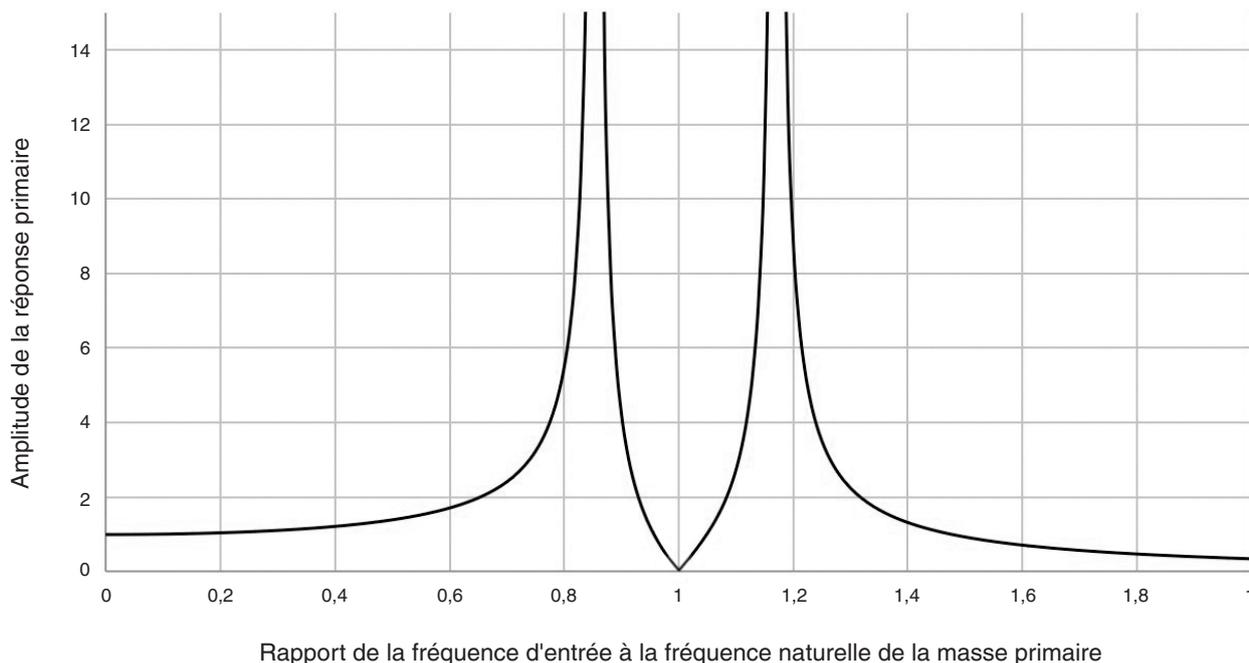


Figure 8 : Réponse résonnante d'une masse non amortie de 2 degrés de liberté – système de ressort.

Supposons qu'une masse secondaire relativement petite (m_2) soit couplée à la masse primaire (d'origine) (m_1) par un ressort qui donne à la masse secondaire la même fréquence naturelle. Le système global, illustré à la figure 7, est maintenant dit avoir « deux degrés de liberté », ce qui provoque la scission du pic de résonance d'origine en deux. À la première fréquence naturelle (inférieure), les deux masses se déplacent en phase et dans la même direction, tandis qu'à la deuxième fréquence naturelle, elles se déplacent dans des directions opposées.

En outre, la masse primaire a une amplitude nulle lorsqu'elle est entraînée à la fréquence naturelle d'origine, tandis que la masse secondaire oscille avec une amplitude finie. Ainsi, la résonance de la masse primaire est supprimée au détriment de deux nouvelles résonances illimitées à des fréquences différentes, comme le montre la figure 8.

Si elles ne sont pas contrôlées, ces résonances peuvent être destructrices, mais le principal avantage du TMD est qu'elles peuvent être contrôlées localement par un amortisseur à travers le ressort supportant la masse secondaire, comme le montre la figure 9.

En résumé, le TMD a trois paramètres de conception fondamentaux qui peuvent être ajustés : le rapport de la masse secondaire à la masse primaire (m_2/m_1), le rapport de fréquence propre des masses secondaire et primaire (fréquence de syntonie) et le facteur d'amortissement de l'amortisseur.

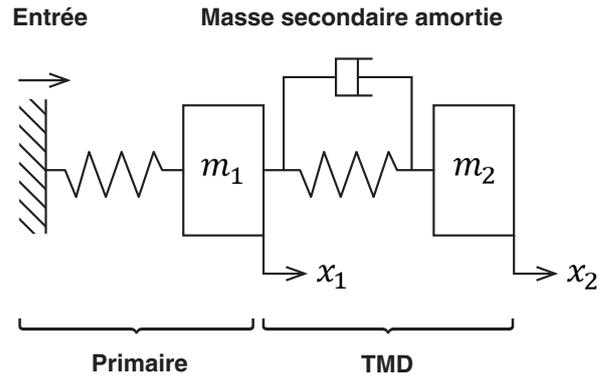


Figure 9 : Système d'amortisseur de masse accordé avec 2 degrés de liberté.

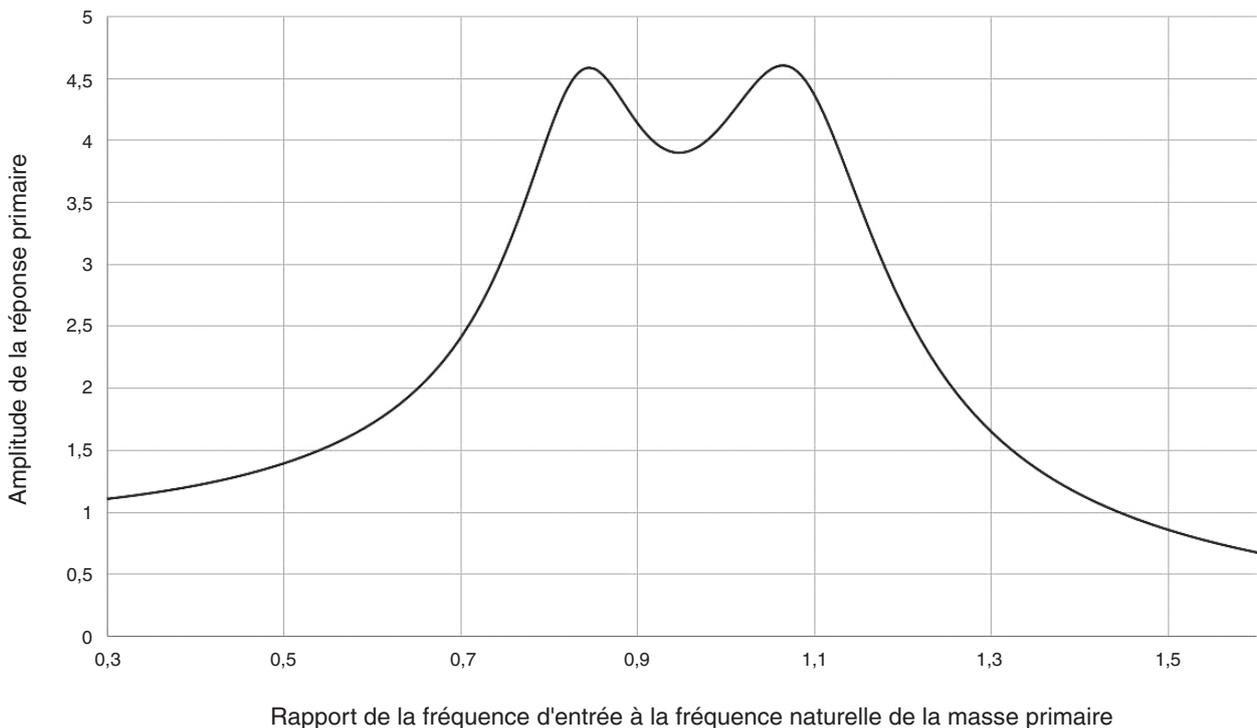


Figure 10 : Affiche le résultat, en supposant un rapport de masse de 10 %, après un réglage optimal de la masse secondaire à 91 % de la fréquence de résonance d'origine et avec un amortissement bien choisi. La réponse primaire est maintenant toujours inférieure à 4,6 fois la réponse statique, contrairement aux réponses illimitées vues dans les figures 6 et 8.

Il existe des limites pratiques sur la masse secondaire, mais de bons résultats sont possibles avec une masse secondaire de seulement 10 % de la masse primaire. La fréquence de syntonie optimale s'avère être inférieure à la fréquence de résonance primaire d'une quantité qui ne dépend que du rapport de masse. Enfin, le facteur d'amortissement secondaire est choisi pour minimiser les deux réponses de crête, et contrôler la réponse d'amplitude à toutes les autres fréquences.

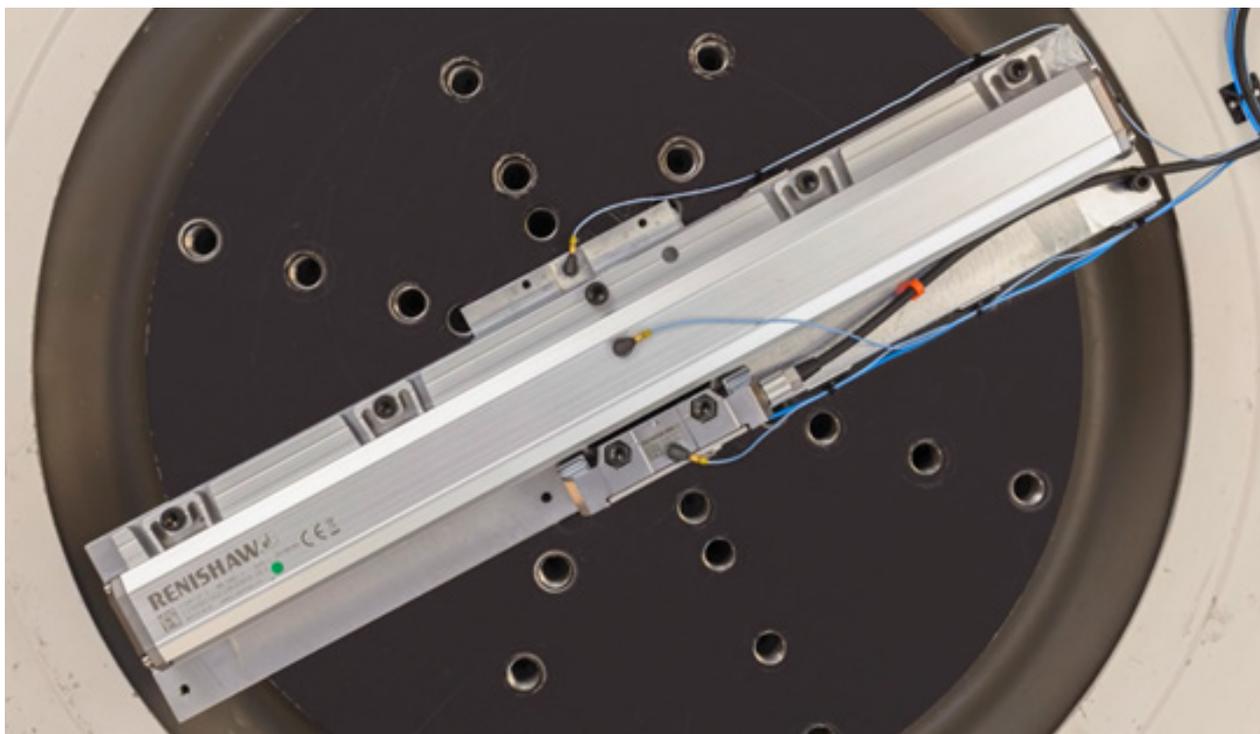
L'un des premiers grands défis auxquels nous avons été confrontés dans la conception des TMD a été de prédire les propriétés des différents matériaux candidats du joint torique dans des conditions dynamiques. J'avais besoin de ces données pour les essais de simulation afin de sélectionner la dureté optimale du caoutchouc pour étaler la réponse en fréquence et rendre le système moins sensible aux variations dimensionnelles des différents composants.

Un deuxième grand défi consistait à définir les propriétés du matériau choisi pour permettre l'analyse par éléments finis. Enfin, nous devons optimiser et accorder le système que nous avons validé avec des données d'essai. La conception finale produit la meilleure forme modale sur la plage de fréquences de résonance de la tête de lecture ; les réponses harmoniques restantes de l'amortisseur de masse réglé sont également utiles à différents niveaux de vibration.

Krys Jurczyk – Ingénieur principal en conception mécanique FORTiS

Essais de vibrations : Essai de vibrations sinusoïdales

Les codeurs FORTiS ont été testés pour mesurer l'écart de lecture de la position absolue, par rapport à la valeur de départ, lorsqu'ils sont exposés à des vibrations sinusoïdales balayées sur une plage de fréquences de 50 Hz à 2000 Hz, l'essai étant répété aux amplitudes de vibration de 1 g, 3 g, 5 g, 10 g, 15 g, 20 g et 25 g. Dans d'autres essais, non couverts par ce document, l'essai a été répété pour couvrir la gamme de 30 g à 75 g. En outre, des essais supplémentaires ont été effectués avec des niveaux élevés de vibrations aléatoires.



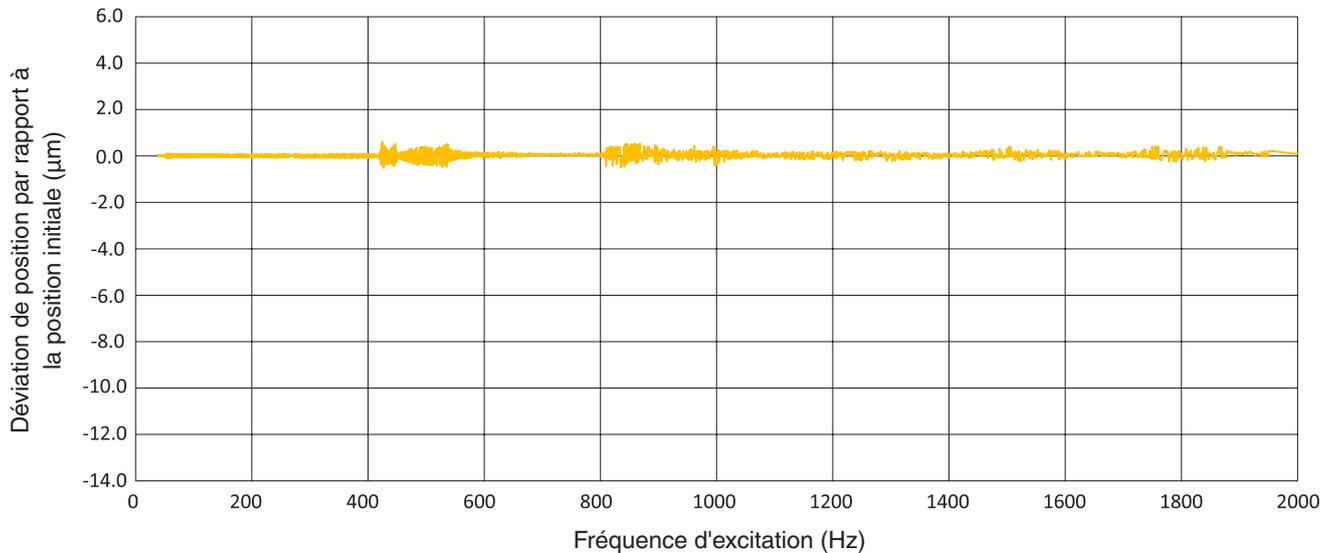
Les essais ont été effectués sur des codeurs FORTiS-S et des codeurs FORTiS-N™ directement montés sur un substrat, et un codeur FORTiS-N monté sur un rail de montage. Le codeur FORTiS-N utilise la même technologie que le codeur FORTiS-S, mais présente une section transversale étroite pour les applications limitées en espace.

À des fins de comparaison, des essais ont été effectués sur des codeurs étanches classiques, réalisés par un concurrent, d'ajustement, de forme et de fonction équivalents.

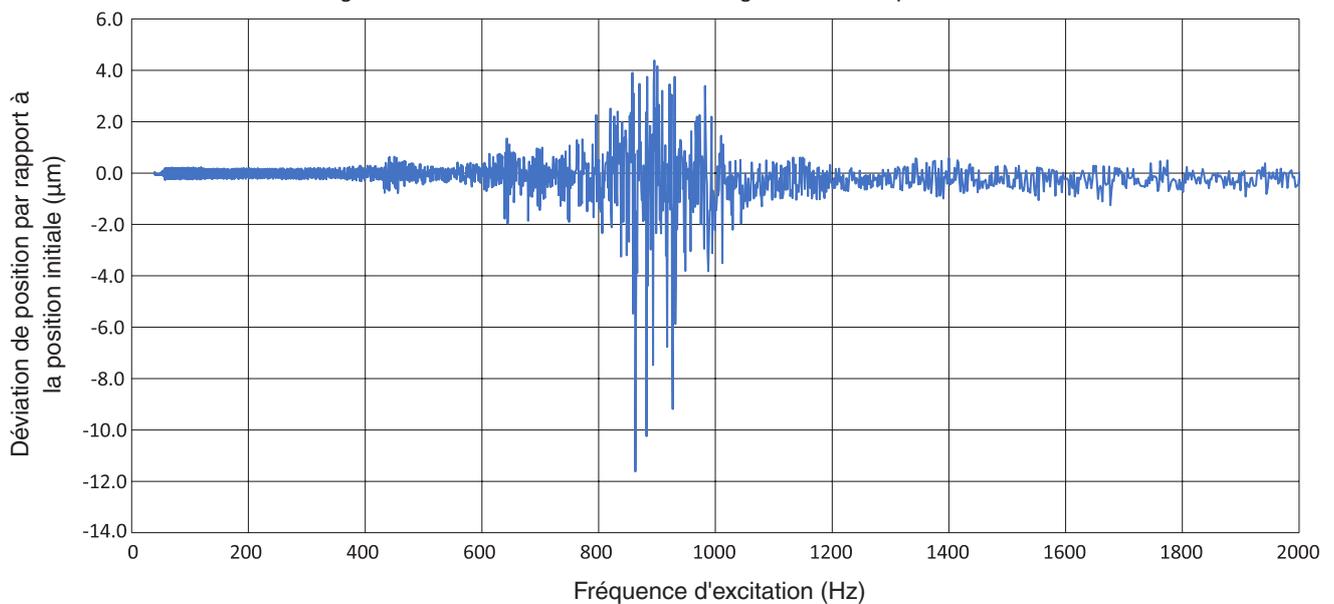
Codeur FORTiS-N contre concurrent (monté sur rail)

Les graphiques suivants montrent l'écart de position pour un codeur FORTiS-N par rapport au codeur étanche classique d'un concurrent. Dans les deux essais, les codeurs ont été montés sur un rail. L'amplitude du profil d'essai de vibration sinusoïdale est de 15 g dans la direction de l'axe Z (dans la règle du codeur).

Écart de position pour le codeur FORTiS-N (sur rail) avec une amplitude de vibration de 15 g dans la direction de l'axe Z sur une gamme de fréquences de 50 à 2000 Hz



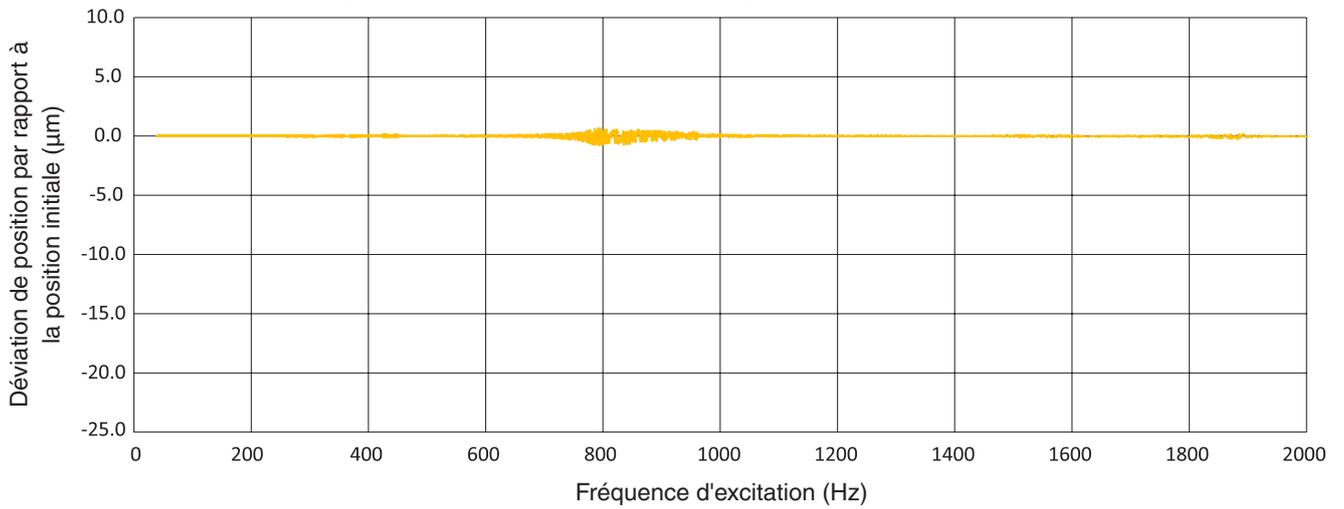
Écart de position pour le codeur classique (sur rail) avec une amplitude de vibration de 15 g dans la direction de l'axe Z sur une gamme de fréquences de 50 à 2000 Hz



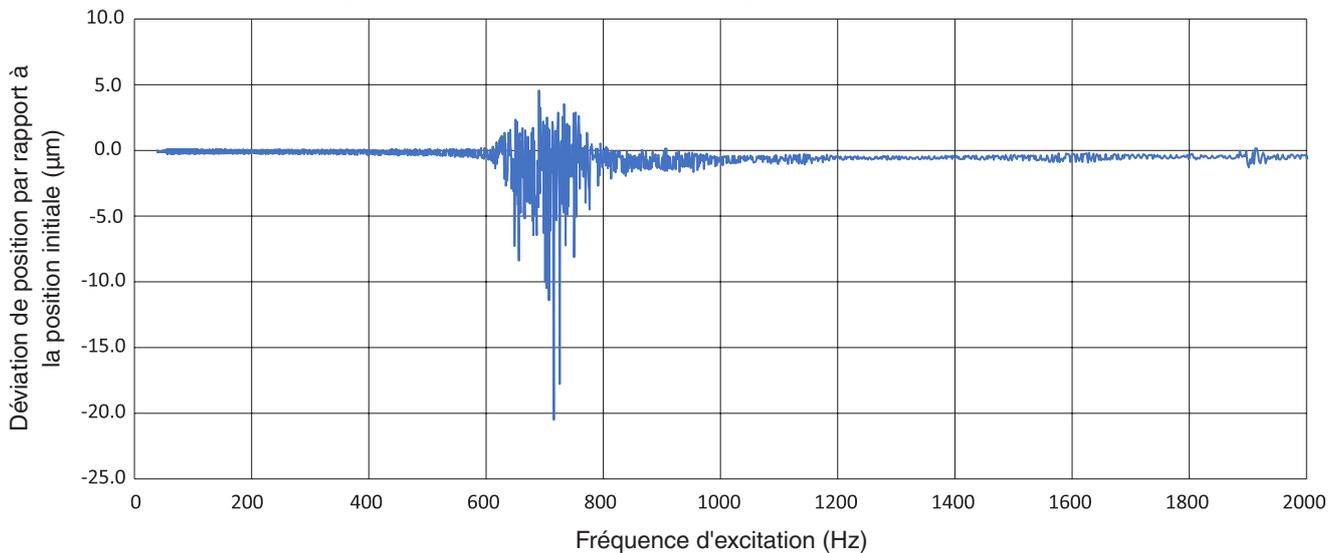
Codeur FORTiS-N contre concurrent (montage direct)

Un deuxième ensemble de graphiques montre l'écart de position pour un codeur FORTiS-N par rapport au codeur classique d'un concurrent, mais avec les deux codeurs directement montés sur le substrat (montage d'essai). Dans cet essai, l'amplitude de vibration est de 10 g, elle est appliquée dans la direction de l'axe Z.

Écart de position pour le codeur FORTiS-N (montage direct) avec une amplitude de vibration de 10 g dans la direction de l'axe Z sur une gamme de fréquences de 50 à 2000 Hz

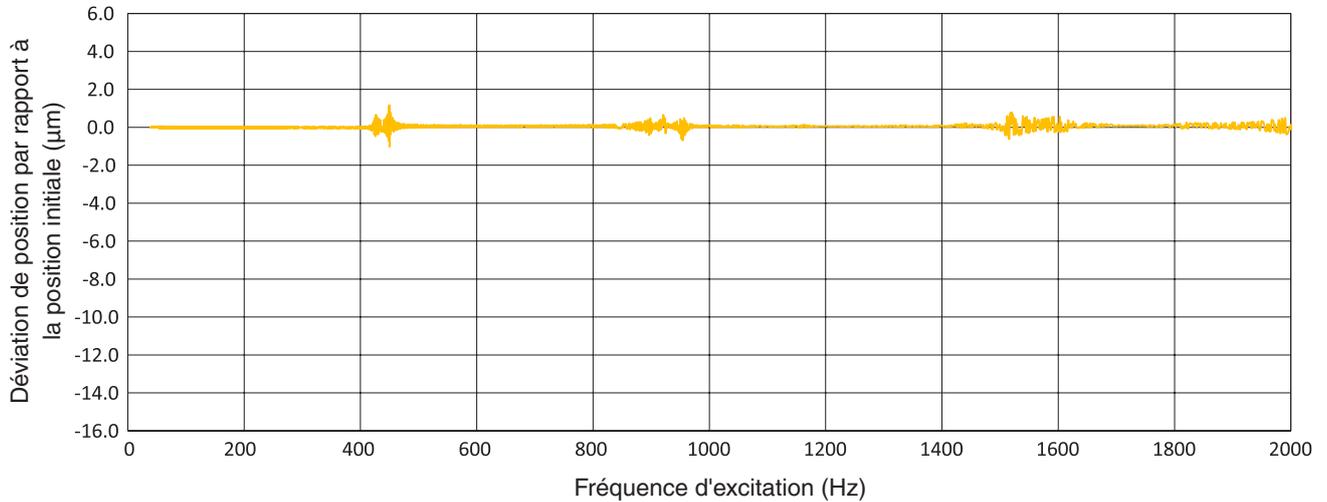


Écart de position pour le codeur classique (montage direct) avec une amplitude de vibration de 10 g dans la direction de l'axe Z sur une gamme de fréquences de 50 à 2000 Hz

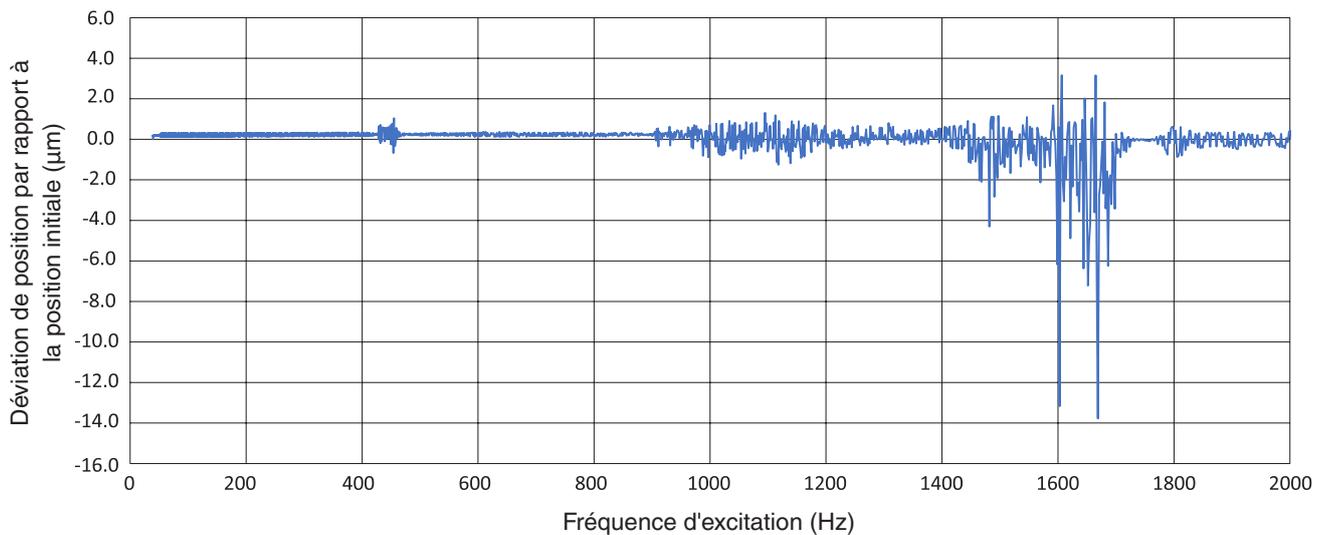


Un troisième ensemble de graphiques montrent l'écart de position pour un codeur FORTiS- S par rapport au codeur étanche classique d'un concurrent. Sur ces codeurs standard de taille d, ils sont tous deux directement montés sur le substrat (bridage d'essai). Dans cet essai, l'amplitude de vibration est de 25 g, elle est appliquée dans la direction de l'axe Z.

Écart de position pour le codeur FORTiS-S (montage direct) avec une amplitude de vibration de 25 g dans la direction de l'axe Z sur une gamme de fréquences de 50 à 2000 Hz



Écart de position pour le codeur classique (montage direct) avec une amplitude de vibration de 25 g dans la direction de l'axe Z sur une gamme de fréquences de 50 à 2000 Hz



Conclusion

Dans ce document, il a été montré que les codeurs FORTiS offrent une bonne stabilité de position et un fonctionnement fiable, tout en étant exposés à une large gamme d'amplitudes de vibration, sur tout le spectre de fréquences de 50 Hz à 2000 Hz. Il a également été démontré que les codeurs FORTiS offrent une longue durée de vie dans des environnements à fortes vibrations.

La comparaison avec les codeurs étanches classiques qui ne disposent pas d'amortissement de masse réglé démontre la résistance aux vibrations supérieure du codeur FORTiS. Par conséquent, les codeurs FORTiS offrent une stabilité de position supérieure pour un meilleur contrôle des processus dans les applications de machines-outils.

www.renishaw.fr/fortis

 #renishaw

 +33 1 64 61 84 84

 france@renishaw.com

© 2024 Renishaw plc. Tous droits réservés. RENISHAW® et le symbole de palpeur sont des marques commerciales déposées appartenant à Renishaw plc. Les noms et dénominations de produits de Renishaw, ainsi que la marque « apply innovation », sont des marques commerciales de Renishaw plc ou de ses filiales. Les autres noms de marques, de produits ou raisons sociales sont les marques commerciales de leurs propriétaires respectifs. Renishaw plc. Société immatriculée en Angleterre et au Pays de Galles. N° de société : 1106260.

Siège social : New Mills, Wotton-under-Edge, Gloucestershire, GL12 8JR, Royaume-Uni.

BIEN QUE DES EFFORTS CONSIDÉRABLES AIENT ÉTÉ APPLIQUÉS AFIN DE VÉRIFIER L'EXACTITUDE DU PRÉSENT DOCUMENT AU MOMENT DE SA PUBLICATION, TOUTES LES GARANTIES, CONDITIONS, DÉCLARATIONS ET RESPONSABILITÉS POUVANT SURVENIR DE QUELQUE MANIÈRE QUE CE SOIT SONT EXCLUES DANS LA MESURE AUTORISÉE PAR LA LOI.

Référence : PD-6517-9073-01-A