

Analyse des caractéristiques mécaniques des joints d'étanchéité à brosse

Analysis of mechanical characteristics of brush seals

Lassad AMAMI, Mihai ARGHIR et Lilas DEVILLE

Département de Génie Mécanique et Systèmes Complexes, Institut PPRIME, UPR 3346, Université de Poitiers, ISAE ENSMA
e-mail : lassad.amami@univ-poitiers.fr, mihai.arghir@univ-poitiers.fr, lilas.deville@univ-poitiers.fr

Mots clés : Joint à brosse, machine tournante, étude expérimentale, raideur, amortissement.

Keywords : *Brush seal, rotating machinery, experimental study, stiffness, damping .*

Résumé

Les joints à brosse représentent une technologie qui a maintenant une place bien définie dans la conception des machines tournantes où ils peuvent remplacer les étanchéités à labyrinthes. Cependant leur impact sur la dynamique du rotor de la machine tournante est peu connu voir ignoré car la brosse du joint est un élément difficile à modéliser théoriquement. Le but de ce travail est d'investiguer expérimentalement les caractéristiques dynamiques d'un joint d'étanchéité à brosse dans des conditions de fonctionnement très simples : le joint est soumis à un gradient de pression mais la vitesse du rotor est nulle. Les résultats expérimentaux montrent que les raideurs et les amortissements visqueux dépendent de la fréquence d'excitation et du gradient de pression. Les variations avec la fréquence d'excitation sont proches de celles d'un matériau visco-élastique (la raideur augmente avec la fréquence d'excitation tandis que l'amortissement visqueux diminue) mais elles ne peuvent pas être assimilées à des modèles classiques simples.

1 Introduction

Les joints à brosse (Figure 1) sont des étanchéités compliantes par excellence utilisés dans les machines tournantes performantes [1, 2]. Ils sont réalisés à partir des fils en acier super allié (Haynes) fins (le diamètre est inférieur à 100 μm) compacts (environ 100 fils/ mm^2), serrés dans une brosse qui obture l'espace annulaire entre le rotor et le corps du joint. La fuite axiale d'un fluide (généralement un gaz) est beaucoup diminuée par la présence de l'obstacle entre la haute et la basse pression représenté par la brosse. Les fils sont toujours inclinés à 30°-45° par rapport à la direction de rotation et leurs extrémités libres sont toujours en contact (ou même en légère interférence) avec le rotor. Durant le fonctionnement, les vibrations du rotor vont l'enfoncer dans la brosse dont les fils seront déformés. La flexion des fils et les frottements entre les fils génèrent donc des forces dynamiques sur le rotor. Il y a plusieurs paramètres qui influencent les caractéristiques dynamiques du joint à brosse : la géométrie et les caractéristiques mécaniques des fils, leur densité, leur montage dans le joint et les conditions de fonctionnement du joint (vitesse de rotation et pression d'alimentation). Les résultats présentés montrent la variation des caractéristiques dynamiques des joints à brosse de faible diamètre (38 mm) avec la pression d'alimentation. Dû à la capacité des fils de se déformer sous l'effet du gradient de pression entre la pression amont et aval, ce paramètre est supposé avoir un impact non négligeable. Le joint à brosse sera donc testé pour une vitesse de rotation nulle, plusieurs pressions d'alimentation et plusieurs fréquences d'excitations.



Fig. 1. Joint à brosse.

2 Le montage expérimental

Le montage expérimental (Figure 2) consiste de deux joints à brosse de 38 mm de diamètre fixés dos à dos dans une cartouche cylindrique et montés ensuite sur un rotor fixe. Un système de masse et de poulies reprend le poids de la cartouche et des joints (1.71 kg) pour éviter l'enfoncement statique de la brosse dans le rotor. L'air pressurisé alimente la section médiane de la cartouche. Dû au montage dos à dos des joints, l'air pressurisé n'exerce aucun effort axial sur la cartouche. L'effort dynamique est appliqué sur la cartouche par un pot vibrant dans la section médiane et la force est mesurée par un capteur piézoélectrique. Deux accéléromètres sont montés sur la face opposée de la cartouche. Quand la force dynamique est appliquée dans le plan du centre de masse de la cartouche, les deux accéléromètres vont enregistrer les mêmes mesures et la cartouche aura seulement une translation. Des enregistrements différents des deux accéléromètres peuvent apparaître quand la translation de la cartouche est accompagnée d'une rotation. Le pot vibrant applique des forces sinusoïdales de fréquence constante. Son amplificateur est réglé par l'opérateur pour engendrer une valeur constante de 50 μm de l'amplitude pour toutes les fréquences testées.

3 Résultats expérimentaux

Les caractéristiques dynamiques de la brosse sont déterminées à partir du PFD de la cartouche, $M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = f$ où il a été supposé que les deux brosses montées dans la cartouche sont

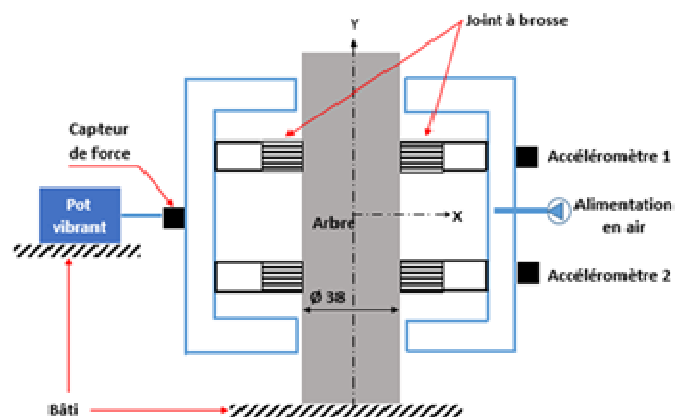


Fig. 2. Schéma du banc d'essais.

identiques et que la cartouche n'a qu'un mouvement de translation. Il a été également considéré que la brosse possède un amortissement de type visqueux. Après l'application de la FFT il résulte $(K + j\omega C)X = F - MA$. Et tenant compte du fait que $X = -A/\omega^2$ il résulte $K = \text{Re}[(M - F/A)\omega^2]$ et $C = \text{Im}[(M - F/A)\omega^2]/\omega$

La raideur et l'amortissement des brosses sont représentés sur la Figure 3. Les moyennes et les écarts types sont basés sur environ 100 essais distincts de 2s avec une fréquence d'acquisition de 8192 Hz pour chaque fréquence d'excitation et chaque pression d'alimentation. Il est à souligner que la Figure 3 présente les raideurs et les amortissements estimés avec les composantes synchrones des FFTs. En effet, dû au frottement entre les fils, la FFT de la réponse dynamique de la brosse contient des composantes f_{exc} , $3f_{exc}$, $5f_{exc}$, etc d'amplitude décroissante mais seule la composante synchrone dissipe de l'énergie.

La Figure 3 montre que les raideurs augmentent avec la fréquence d'excitation tandis que l'amortissement diminue et tend vers zéro. La raideur et (dans une moindre mesure l'amortissement) augmentent avec la pression d'alimentation. Ceci montre un raidissement des fils de la brosse sous l'effet du gradient de pression et une augmentation des forces de frottement. Ce comportement était prévisible car l'augmentation du gradient de pression rend la brosse plus compacte.

L'amortissement structural de la brosse, $\eta = \omega C/K$, est tracé sur la Figure 4. Pour des gradients de pression non nuls, les valeurs de l'amortissement structural sont bien groupées. Toutefois la valeur

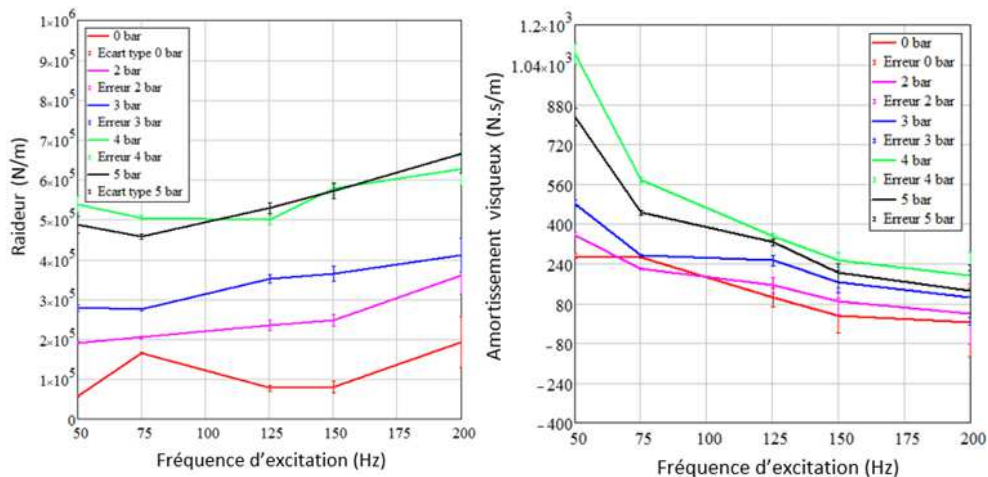


Fig. 3. Variation des coefficients dynamiques des joints à brosse avec la fréquence d'excitation et pour des pressions relatives comprise entre 0 et 5 bar.

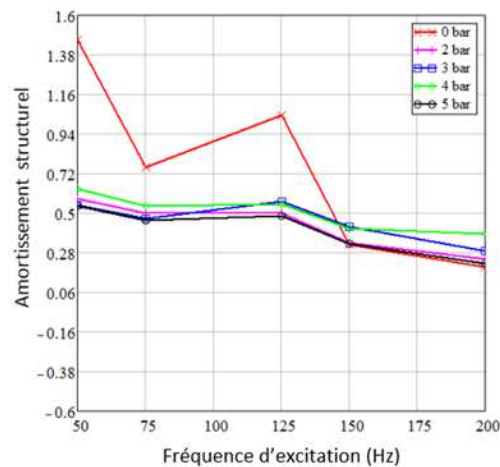


Fig. 3. Variation de l'amortissement structural avec la fréquence d'excitation et pour des pressions relatives comprise entre 0 et 5 bar.

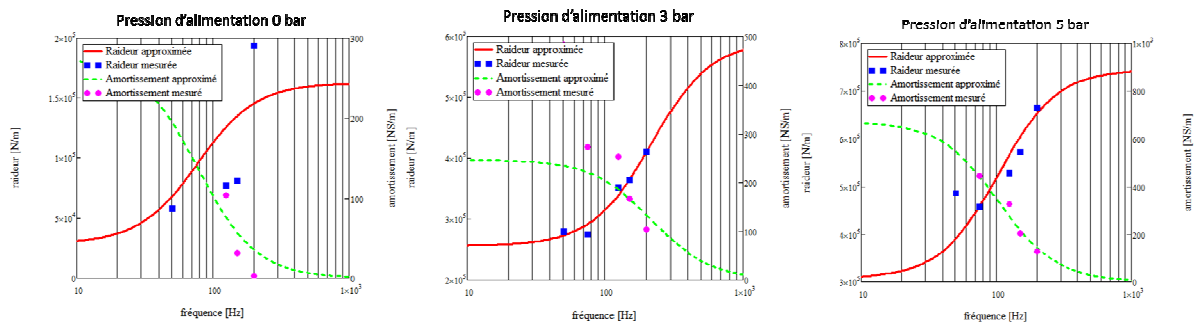


Fig. 3. Caractéristiques dynamiques identifiées. Variation de l'amortissement structurel avec la fréquence d'excitation et pour des pressions relatives comprise entre 0 et 5 bar.

moyenne varie toujours avec la fréquence d'excitation ce qui montre que l'amortissement structurel n'est pas approprié pour caractériser la brosse.

Le modèle de Zener (modèle de solide linéaire standard) a également été testé pour représenter les caractéristiques dynamiques de la brosse. Les résultats identifiés à l'aide d'un algorithme de minimisation de type gradient sont présentés sur la Figure 4. Les résultats sont mitigés. Pour un gradient de pression nul le modèle ne reproduit pas les caractéristiques dynamiques de la brosse. Toutefois, avec l'augmentation de la pression d'alimentation les caractéristiques des joints à brosse se rapprochent du modèle de Zener.

4 Conclusions

L'analyse expérimentale a montré et a permis de déterminer les caractéristiques dynamiques d'un joint à brosse de faible diamètre. La raideur et l'amortissement varient avec le gradient de pression auquel le joint est soumis et à la fréquence d'excitation. Le gradient de pression rend la brosse plus compacte et augmente la raideur et l'amortissement d'un joint à brosse. La variation de ces caractéristiques avec la fréquence d'excitation est plus difficile à décrire par un modèle dynamique simple. Quand le gradient de pression augmente, les résultats se rapprochent du modèle de Zener. La question reste néanmoins ouverte car la capacité du joint à brosse à étancher des gaz à des fortes pressions est limitée, leurs meilleures performances étant obtenues pour des gradients de pression modérés.

Références

- [1] Flitney, R.K., Nau, B.S., Reddy, D., "The seal user's handbook", BHRA The Fluid Engineering Centre, 1984.
- [2] Flitney, R. "Seal and sealing handbook", Elsevier Ltd. 2007.