

**CFA '18 LE HAVRE ■ 23-27 avril 2018**  
**14<sup>ème</sup> Congrès Français d'Acoustique**



**Measure of the angular dynamic stiffness of a pressurized ball joint**

G.-D. Leguet<sup>a</sup>, J.-F. Roche<sup>b</sup>, M.A. Hamdi<sup>c</sup>, M. Rachik<sup>c</sup>, F. Foucart<sup>c</sup> et H. Lafiti<sup>b</sup>

<sup>a</sup>ZODIAC AERO DUCT SYSTEMS / UTC, Rue du docteur Schweitzer, 60203 Compiègne, France

<sup>b</sup>ZODIAC AERO DUCT SYSTEMS, 5 rue ateliers, 60200 Compiègne, France

<sup>c</sup>UTC, Rue du docteur Schweitzer, 60203 Compiègne, France

guillaume-david.leguet@utc.fr

This work deals with a pneumatic Aero-duct under internal pressure, which must withstand the severe thermal and vibration environment of aircraft engines. The air inside the duct is extracted at high temperature (400 to 700°C) and high pressure (5 to 30 bars) from motor compressors and then distributed to the airplane to ensure defrosting of the wings, pressurization of the cab and engine starting aid. The pneumatic ducts integrate flexible elements, said "ball joints" that balance thermal dilatation, mechanical displacements and provide damping. Vibration tests have exhibited nonlinear behavior of the pneumatic ducts regarding the excitation amplitude and/or the direction of the frequency sweep. The nonlinear phenomena might be mostly attributed to the ball joint connecting ducts. In fact, the design of the "ball joint" induces a complex behavior by the presence of several nonlinearities (contacts, dry frictions stiffness, etc...) due to kinematic interactions between the different parts of the ball joint. The dynamic behavior of the ball joint has been investigated, in a previous study, through an experimental campaign allowing the measurement of the dynamic of the ball joint at different level of excitations and relative angle offsets. However due to some restrictions, the effect of the internal pressure could not be studied. The paper describes the results of an experimental procedure conducted on a vibration test bench to assess the influence of internal pressure levels on the angular dynamic stiffness of a ball joint.

## 1 Introduction

Zodiac Aero Duct System (ZADS) fabrique des lignes de tuyauteries pneumatiques montées sur moteurs d'avions qui doivent résister à un environnement thermique et vibratoire sévères. L'air extrait à haute température (400°C à 700°C) et haute pression (5 à 30 bar), en sortie des compresseurs moteurs, est distribué via des valves électromécaniques au sein de l'avion pour assurer le dégivrage des ailes, la pressurisation de la cabine et l'aide au démarrage des moteurs.



Figure 1: Vue d'ensemble ligne de tuyauterie pneumatique avec rotules intégrées

Initialement composées de conduits rigides, les lignes de tuyauteries pneumatiques intègrent des éléments flexibles dits "rotules" ou "raccords rotulaires" (Figure 1) qui permettent de réduire la masse du système, de balancer les dilatations thermiques et contraintes mécaniques, et d'introduire de l'amortissement dans le système.

Intégrée dans la ligne de tuyauterie pour assurer la connexion entre les conduits, la rotule est un assemblage de plusieurs composants (Figure 2). Elle se compose principalement d'une coque interne, d'une coque externe, d'un soufflet multicouche et d'une bague graphite ou d'un revêtement qui induit de la friction dans les zones de contact. La disposition des éléments constituant la rotule permet au centre de rotation du système de coïncider avec le centre de gravité G du soufflet multicouche. Sous

chargement, le soufflet induit un déplacement angulaire relatif de la coque interne par rapport à la coque externe, selon les axes de rotations définis dans le repère  $R(G, x, y, z)$  fixe par rapport à la coque externe (Figure 2).

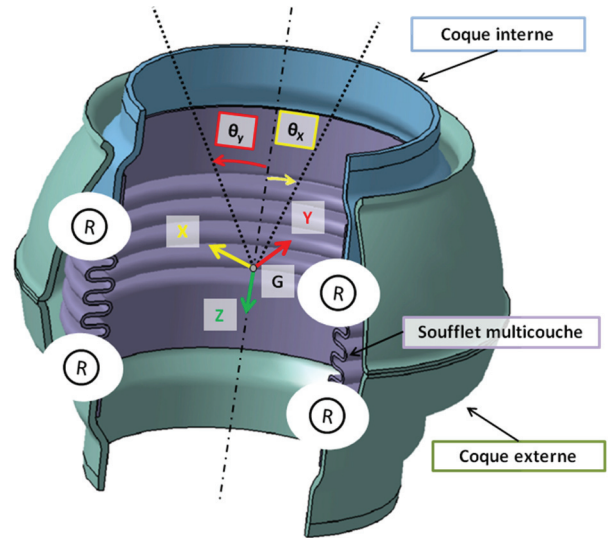


Figure 2: Définition d'une rotule

L'agencement des différents éléments de la rotule bloque les translations relatives  $u_x, u_y$  selon les axes  $x$  et  $y$ . Le degré de liberté en translation  $u_z$  selon l'axe  $z$  est supposé bloqué, dans le cadre de l'étude, quand le système est pressurisé. La rotation relative  $\theta_z$  par rapport à l'axe  $z$  correspond à une sollicitation en torsion du soufflet multicouche. La raideur en torsion du soufflet est très importante par rapport à ses raideurs en flexion. Le degré de liberté en rotation par rapport à l'axe  $z$  est, dans le cadre de l'étude, considéré bloqué. En tenant compte des hypothèses ci-dessus, la rotule est cinématiquement équivalente à un système à 2 degrés de liberté en rotation (exemple de système équivalent : une rotule à doigt).

$$\{\theta\} = \begin{Bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{Bmatrix} \begin{matrix} \text{hypothèses} \\ = \\ \text{cinématiques} \end{matrix} \begin{Bmatrix} \theta_x \\ \theta_y \end{Bmatrix} \quad (1)$$

Le processus de qualification d'une ligne de tuyauterie pneumatique est long, coûteux et peut nécessiter des itérations. Les analyses numériques sont intégrées au plus tôt dans la phase de conception pour prédire le comportement statique et dynamique des lignes de tuyauteries pneumatiques afin de limiter les éventuelles itérations.

La rotule joue un rôle important dans la réponse dynamique de la tuyauterie. Elle contribue fortement à l'amortissement du système dans la bande fréquentielle d'étude (50-2000) Hz. De part sa conception, elle introduit des non-linéarités locales dans le système. La non-linéarité se traduit par une dépendance de la fréquence de résonance et/ou son amplitude du niveau d'excitation. Le phénomène est illustré par la Figure 3, extrait de travaux antérieurs réalisés sur la rotule [1].

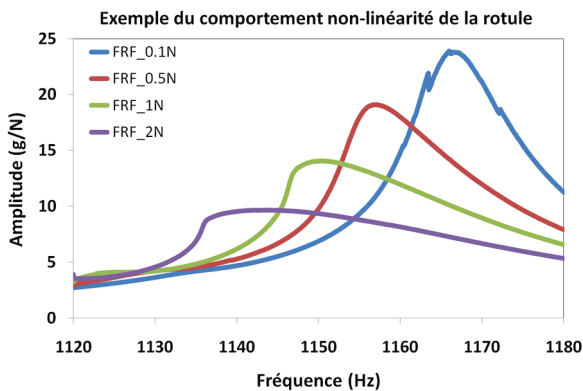


Figure 3: Exemple du comportement non-linéaire de la rotule pour 4 niveaux de forces 0.1N, 0.5N, 1N et 2N

Le raccord rotulaire est complexe et ardu à modéliser (soufflet multicouche, contact, frottement sec, ...). Difficilement intégrable par approche éléments finis, une approche hybride est envisagée pour tenir compte du comportement dynamique des rotules dans le calcul des lignes de tuyauteries pneumatiques. La méthode de couplage hybride consiste à coupler les raideurs dynamiques des conduits rigides, obtenus par méthodes numériques, aux raideurs angulaires dynamiques des raccords rotulaires, déterminées à partir de mesures expérimentales des rotules isolées (Figure 4).

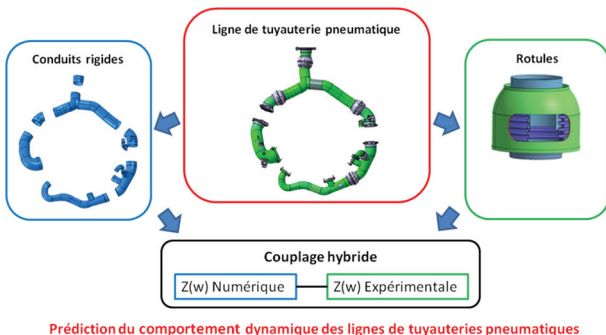


Figure 4: Méthode par couplage hybride

Un banc vibratoire a été mis en place à l'Université de Technologie de Compiègne (UTC) pour déterminer les raideurs angulaires dynamiques complexes. La raideur angulaire dynamique complexe s'exprime sous la forme :

$$Z_{ij}(\omega) = \frac{M_i(\omega)}{\theta_j(\omega)} (N.m / rad) \quad (2)$$

avec  $\omega$  la pulsation fréquentielle,  $M_i$  le moment défini au point d'entrée  $i$  et  $\theta_j$  le déplacement angulaire induit par le mouvement relatif entre la coque interne et externe, défini au point de sortie  $j$ . Expérimentalement, il est plus simple de mesurer la réceptance, inverse de la raideur dynamique, qui s'exprime sous la forme :

$$H_{ji}(\omega) = \frac{\theta_j(\omega)}{M_i(\omega)} (rad / N.m) \quad (3)$$

Sous forme matricielle, en ne tenant compte que des 2 degrés de libertés en rotation, la matrice  $[H]$  s'écrit sous la forme :

$$H(\omega) = \begin{bmatrix} H_{\theta_x/M_x}(\omega) & H_{\theta_y/M_x}(\omega) \\ H_{\theta_x/M_y}(\omega) & H_{\theta_y/M_y}(\omega) \end{bmatrix} \quad (4)$$

Une étude paramétrique menée par ZADS, a mis en évidence 3 paramètres principaux influençant le comportement dynamique de la rotule :

- **Angles offsets** ( $\theta_{offset}$ ) : la rotule dû aux jeux de montage, aux chargements statiques induits par la température, pression, peut subir un angle relatif en dépit de son alignement initial. Cette asymétrie peut changer le comportement dynamique de la rotule. Dans le cadre de l'étude, exprimée dans le repère cartésien  $\mathbf{R}(G, x, y, z)$ , l'asymétrie s'exprime comme la combinaison de deux angles offsets  $\theta_{//}$  et  $\theta_{\perp}$ , respectivement parallèle et perpendiculaire à la direction d'excitation.
- **Pression** ( $p$ ) : lors des différentes phases de vol, la rotule est pressurisée. Parmi les éléments constituant la rotule, le soufflet multicouche, sous pression se rigidifie, modifiant le comportement dynamique du raccord rotulaire.
- **Niveau excitation** ( $F$ ) : De part sa conception et la présence de contact, frottement sec et non-linéarité géométrique, le comportement de la rotule est sensible au niveau d'excitation.

La matrice  $[H]$ , en tenant compte des paramètres, s'exprime :

$$H(\omega) = H(\theta_{offset}, p, F, \omega) \quad (5)$$

Le banc vibratoire a été conçu pour permettre la mesure de la matrice  $[H]$  en fonction des trois paramètres.

## 2 Banc de mesure

### 2.1 Dispositif expérimental

#### 2.1.1 Définition de la rotule étudiée

Dans le cadre de l'étude, la rotule étudiée (Figure 5) est de diamètre nominal 63,5 mm avec un angle relatif

maximal de 7 degrés. Le soufflet est composé de cinq couches fabriquées à partir d'inconel 625. Chaque couche a une épaisseur de 0.15 mm. Le soufflet multicouche est obtenu par le procédé d'hydroformage. Les coques intérieure et extérieure sont fabriquées à partir d'inconel 625 en utilisant le processus d'estampage ou de filage. Pour une optimisation du moment, un palier graphite est utilisé comme lubrifiant solide. La rotule a été conçue pour être opérationnelle jusqu'à 30 bar.



Figure 5: Photo de la rotule étudiée

### 2.1.2 Instrumentation de la rotule

Un outillage spécifique a été conçu afin de pouvoir mettre sous pression la rotule (Figure 6). L'outillage se compose d'une manchette soudée bout à bout à la rotule à une de ses extrémités et emmanchée et soudée à l'autre extrémité, à une plaque. La plaque permet d'encastrer le système à un socle. La mise sous pression de la rotule est possible via un piquage sur la manchette. Un fond a été ajouté pour pouvoir pressuriser le système et permettre d'attacher le pot vibrant à la rotule. 4 goussets sont soudés à intervalle régulier à la manchette afin de la rigidifier.

L'outillage a été fabriqué en acier inoxydable X2CrNi18.09. Il n'a pas été nécessaire de le fabriquer en inconel 625, car les soudures acier inoxydable / inconel 625 n'ont pas posé de problèmes et, le banc d'essai a été conçu pour travailler à température ambiante.

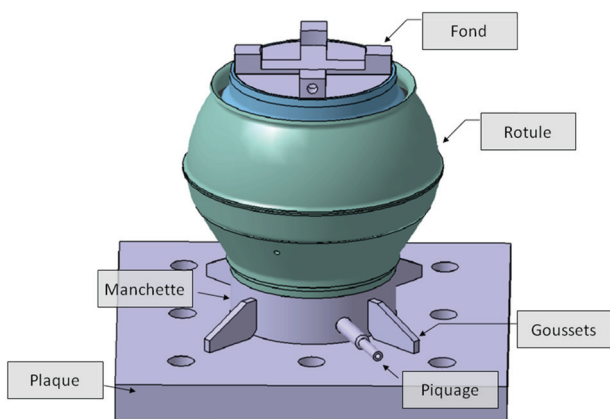


Figure 6: CAO modification rotule pour instrumentation

Dans l'optique de ne mesurer que le comportement dynamique intrinsèque de la rotule, l'assemblage plaque, manchette, piquage et goussets, a été dimensionné pour avoir son premier mode supérieur à 3500 Hz, 1.5 fois la fréquence max d'étude. De même, la pièce du fond a été dimensionnée pour tenir à la pression et avoir son premier mode supérieur à 3500 Hz.

## 2.2 Description du banc vibratoire

### 2.2.1 Définition du banc de mesure

Le banc vibratoire mis en place à l'UTC, permet de mesurer les composantes de la matrice  $[H]$ , en fonction de la pression, des angles offset imposés et du niveau d'excitation. Le schéma ci-dessous (Figure 7) illustre le montage.

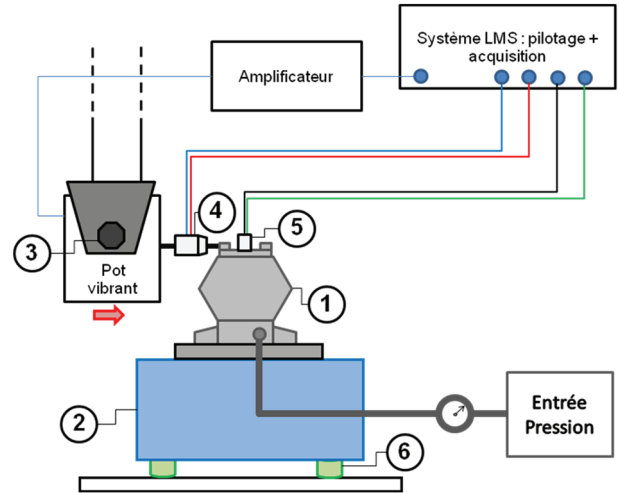


Figure 7: Schéma du banc de mesure

La rotule modifiée {1} est encastrée sur un socle {2} à l'une de ses extrémités et est sollicitée mécaniquement à l'autre extrémité par un pot vibrant {3} Bruel & Kjaer de type 8024 suspendu en condition libre-libre. Une tête d'impédance {4} Bruel & Kjaer de type 8001 placée en aval de la rotule et en amont du pot vibrant permet de mesurer simultanément la force et l'accélération au point d'excitation. Une tige filetée, couplée avec des contres écrous assure la liaison entre la tête d'impédance et la rotule. Un second accéléromètre {5}, tri-axes ICP PCB de type 356A43, est placé sur le sommet, au milieu de la rotule pour mesurer les composantes de la matrice de transfert  $[H]$ . Une photo du banc de mesure est présentée ci-dessous, Figure 8.

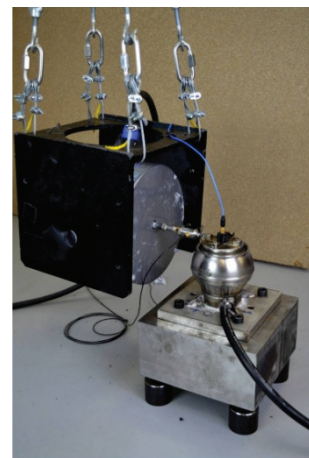


Figure 8: Photo du banc de mesure

Pour mener à bien les essais, des plots antivibratoires {6} dimensionnés en tenant compte de [2] ont été ajoutés au banc de mesure pour :

- Découpler le système de son environnement (vibrations du sol) en isolant le système en basse fréquence.
- Avoir le mode de corps rigide transversal suffisamment bas en fréquence pour ne pas interférer avec la mesure.

### 2.2.2 Mesure de la matrice [H]

Les composantes de la matrice [H] sont déterminées à partir de l'accéléromètre tri-axes, qui mesure l'accélération suivant les axes  $x$  et  $y$  (Figure 9). Des accélérations mesurées, peuvent être déduits les déplacements angulaires  $\theta_x$  et  $\theta_y$ , par double intégration et connaissant le rayon  $R$ , distance du centre de gravité du capteur au centre de rotation de la rotule. Dans la bande fréquentielle d'étude [50-2000] Hz, le fond, partie supérieure de l'outillage, est supposé indéformable. En tenant compte de cette hypothèse, la force peut être déduite au point de mesure de l'accéléromètre tri-axes, à partir de la force mesurée par la tête d'impédance. Le moment peut être calculé, connaissant le rayon  $R$  et la force résultante au point de mesure du capteur tri-axes.

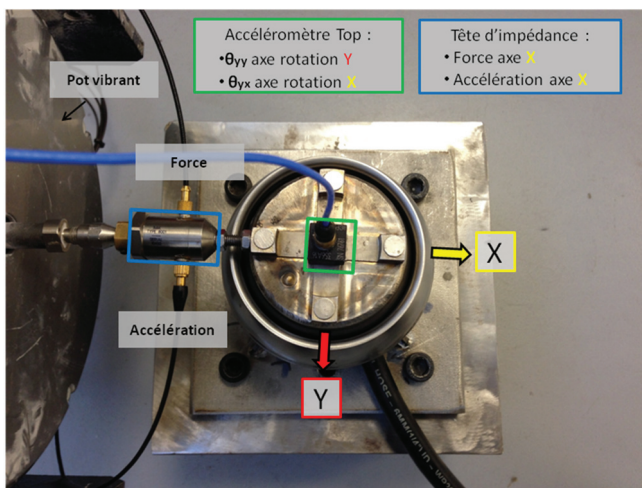


Figure 9: Positions des capteurs de mesure

La mesure de la matrice [H] est réalisée en deux temps. La première étape consiste à exciter la structure suivant l'axe  $x$ . Les composantes  $H_{\theta_y/M_y}$  et  $H_{\theta_x/M_y}$  sont déterminées. La première étape finie, la rotule est désolidarisée du pot vibrant et du socle, puis pivotée de  $\pi/2$  selon l'axe  $z$ . Fixée au socle et au pot vibrant, la rotule est excitée, dans la deuxième étape, dans l'axe  $y$  permettant d'obtenir les deux autres composantes  $H_{\theta_x/M_x}$  et  $H_{\theta_y/M_x}$  de la matrice [H].

## 2.3 Pilotage de la chaîne d'acquisition

### 2.3.1 Choix de la méthode de pilotage

Le pilotage de la chaîne d'acquisition a été réalisé par le système LMS TESTLAB 16A MIMO Sweep & Stepped Sine Testing de SIEMENS. La structure a été excitée par un sinus pas à pas dans la bande fréquentielle d'étude (50-2000) Hz. Il s'agit du type d'excitation le plus simple pour mettre en évidence les non-linéarités, dépendantes du niveau d'excitation, en maintenant le niveau d'entrée ou de sortie constant pour toutes les fréquences excitées. Néanmoins, il peut induire des tests longs et difficiles à mettre en place en raison du nombre de paramètres de

contrôle à gérer pour maintenir le niveau nominal d'entrée ou de sortie.

Dans la littérature [2,3], deux stratégies de pilotage sont couramment citées :

- **Pilotage en entrée** (en force) : cette approche consiste à asservir l'entrée, engendrant des niveaux importants de la réponse du système permettant, pour un nombre limités de niveaux de détecter voire, de mener une caractérisation précoce du type de non-linéarités présent dans la structure étudiée. Néanmoins, si la consigne est mal maîtrisée la structure peut être endommagée. Cette méthode à l'avantage d'être utilisable pour des études à large bande fréquentielle.
- **Pilotage en sortie** (accélération, vitesse ou déplacement) : La seconde consiste à maintenir le niveau de sortie constant, engendrant une chute de la force à la résonance, réduisant les risques d'endommager le système étudié. A proximité d'un mode isolé, le pilotage sur le niveau de sortie induit un comportement quasi linéaire de la structure permettant une éventuelle identification modale. Cependant, cette approche ne peut être appliquée que sur un seul accéléromètre et pour une direction spécifique. De plus, la linéarisation n'est valable qu'à proximité d'un mode isolé.

Dans le cadre de l'étude, le pilotage en force a été choisi. Cette approche limite le nombre de mesure nécessaire pour obtenir la matrice [H]. En effet, en contrôlant en force, 2 mesures sont nécessaires pour obtenir les 4 composantes de la matrice [H]. En revanche, en pilotant en accélération, 4 mesures auraient été nécessaires, car le contrôle en sortie ne peut être appliqué que sur un seul accéléromètre et pour une direction spécifique, et que la force est mesurée par la tête d'impédance, dans une seule direction.

### 2.2.2 Asservissement du système

L'asservissement du système peut s'avérer complexe. Cinq paramètres principaux du système LMS identifiés dans [5], affectent la mesure.

Le premier paramètre est la confiance dans la mesure de la fonction de transfert (FRF). Avant chaque mesure un pré-test est réalisé afin d'évaluer le niveau de tension en fonction de la fréquence pour respecter la consigne d'asservissement pendant la mesure. Pour ce faire le système est excité avec un bruit blanc de faible niveau. Des fonctions de transfert entre les capteurs et la tension d'entrée de l'amplificateur sont mesurées. Si ce paramètre est fixé sur « haut », l'algorithme de contrôle suppose que le système aura le même comportement dynamique que lors du pré-test. C'est le cas pour les systèmes linéaires. Dans le cas d'un système non-linéaire, la réponse dépend du type d'excitation (aléatoire, sinus pas à pas, ...) et du niveau d'excitation. Dans ce cas, il est recommandé de fixer le paramètre sur "bas". L'algorithme recalcule à chaque incrément fréquentiel le niveau de tension en fonction du niveau de tension de l'incrément précédent.

Le deuxième paramètre est le facteur de correction d'erreur (ECF, Error Correction Factor). Ce facteur détermine de combien l'algorithme doit corriger la divergence de la mesure par rapport au spectre défini. Le facteur s'exprime en pourcentage (0 à 100 %). Un haut niveau de correction peut induire des ruptures dans la

continuité de la mesure. Voir Figure 3, courbe niveau 0,1N (des sauts en dents de scie sont visibles). Un niveau trop faible peut ne pas corriger la divergence par rapport au spectre de référence et arrêter le système.

Le troisième paramètre est le nombre de cycle retard (Number of Delay Cycles) qui permet de choisir le nombre de périodes que doit atteindre le système d'acquisition avant de commencer la mesure. Un nombre important de cycle assure que seule la partie stationnaire est retenue. Dans le cadre de l'étude ce paramètre est fixé à 30 cycles.

Le quatrième paramètre est le nombre de cycle mesurés (Number of Hold Cycle (NHC)). Il permet de choisir le nombre de périodes pris en compte lors de la transformée de Fourier. Un nombre important de périodes peut réduire les effets d' "aliasing" mais, peut en contrepartie augmenter la durée du test.

Le cinquième paramètre est la résolution fréquentielle. Un large incrément fréquentiel peut conduire à une brusque variation de la force ou de la réponse mesurée. Ces changements rendent l'asservissement plus difficile. Réduire la résolution fréquentielle permet de limiter une variation brusque de la mesure mais le temps nécessaire à la mesure devient beaucoup plus important.

Les paramètres choisis dans le cadre de l'étude sont présentés dans le tableau ci-dessous.

Tableau 1: Paramètres LMS de pilotage pour l'étude.

Paramètres de pilotage pour l'étude	
Confiance dans la mesure de la FRF	Faible
Facteur de correction d'erreur	60 %
Nombre de cycles de retard	30
Nombre de cycles conservés	40
Résolution fréquentielle ( $\Delta f$ )	Variable

Un balayage descendant, de 2000 à 50 Hz a été adopté. La non-linéarité présente dans la rotule, induit un saut dit "jump" à la résonance, plus difficile à asservir quand le balayage est montant, c'est à dire de 50 à 2000 Hz. Le phénomène de saut à la résonance est illustré Figure 10.

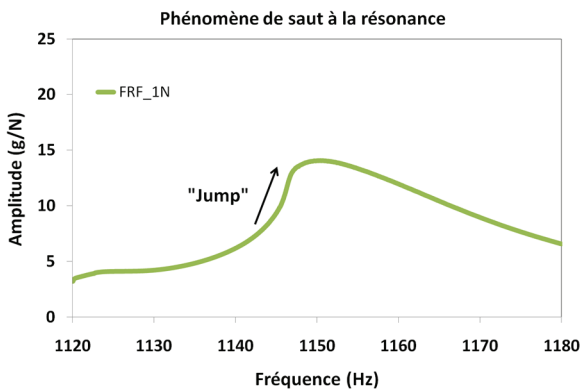


Figure 10: Phénomène de saut à la résonance

### 3 Procédure de mesure

Une procédure pour mesurer de la matrice [H] en fonction des 3 paramètres a été mise en place. Un ordre spécifique, pour le réglage des 3 paramètres, a été défini pour minimiser le nombre de manipulation à faire.

#### 3.1.1 Réglage des angles offset

Dans un premier temps, les angles offset sont fixés. Cependant, des pré-tests ont montré que les angles offset étaient dépendants du niveau de pression interne dans la rotule. Initialement, par son design, la rotule admet un angle offset maximal de 7°. Expérimentalement, l'angle maximal atteignable sans pression est de 1,75° en raison de la force de rappel du soufflet multicouche qui est contraint en flexion. A partir d'un certain niveau de pression, les angles offset reviennent à leurs positions initialement fixées avant la mise sous pression. Tenant compte de la déviation des angles offset sous pression, 3 cycles de pression [0 - P<sub>max</sub>] sont réalisés. A chaque extremum 0 ou P<sub>max</sub> d'un cycle, la rotule est excitée par un signal aléatoire de 1.5 V RMS, pendant 15 s, pour être sûr que la rotule a atteint sa position d'équilibre.

Les angles offsets  $\theta_{//}$  et  $\theta_{\perp}$ , sont mesurés via un inclinomètre magnétique (Figure 11), après chaque cycle, permettant de s'assurer qu'ils ne changent plus. Une plaque aimantée est placée entre l'inclinomètre magnétique et la rotule, pour faciliter la mesure des angles offset.

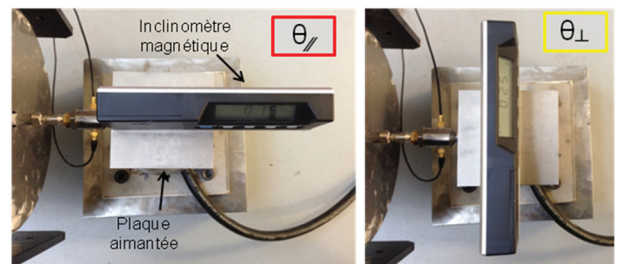


Figure 11: Mesure des angles offset  $\theta_{//}$  et  $\theta_{\perp}$ , avec un inclinomètre magnétique

Dans le cadre de l'étude, la plage d'étude portant sur le paramètre angle offset a été limitée à +/- 1°.

#### 3.2.2 Pressurisation de la rotule

La pression est ensuite fixée. Délivrée par un compresseur, la pression max atteignable est de 6 bar. Un nanomètre permet de contrôler la pression (Figure 12). L'étude du paramètre pression est bornée de 0 à 6 bars. Pour éviter une possible déviation des angles offset par une mauvaise manipulation, les mesures des composantes de la matrice [H], fonction de la pression, commence à la pression maximale 6 bar, pour finir à 0 bar.



Figure 12: Nanomètre contrôle la pression (5 bar)

### 3.2.3 Excitation de la rotule

Après avoir fixé les angles offset et la pression, la structure est excitée à différents niveaux de force, pour étudier les non-linéarités du système.

La partie linéaire du système a été recherchée, pour fixer la borne inférieure du paramètre force. Pour détecter la partie linéaire du système, le principe de superposition a été utilisé. La rotule a été excitée à différents niveaux de force, et les fonctions de transferts ont été superposées. La borne inférieure du paramètre force a été fixée à 0.01N.

Le niveau de force max pour l'étude a été fixé à 0,6N. L'amplificateur fonctionne à 10V maximum. Pour certains niveaux de pression, le niveau de force maximal, tout en restant inférieur à 10 V, était 0.6N.

La tension d'entrée maximale de l'amplificateur est fixée à 10 V par le logiciel de pilotage. Par conséquent le niveau de force maximal pour certains niveaux de pression est de 0,6 N.

Dans le cadre de l'étude, la bande fréquentielle est large (50-2000) Hz. Pour mener à bien l'étude paramétrique, la force doit être la plus constante possible sur la plage d'étude et plus particulièrement aux résonances du système, où les non-linéarités sont plus marquées. L'asservissement de la force est difficile lorsqu'il y a une brusque variation de la force (résonance, antirésonance). Parmi les 5 paramètres de pilotage cités précédemment, la résolution fréquentielle ( $\Delta f$ ) est choisie plus ou moins "fine", pour faciliter le passage aux résonances et antirésonances. Dans une optique de réduire la durée du test, tout en conservant une force la plus constante possible à la résonance, la résolution fréquentielle a été adaptée à la dynamique du système. La Figure 13 montre les résolutions fréquentielles choisies, pour la mesure  $H_{\theta_y/M_y}$  avec  $\theta_{//}$  et  $\theta_{\perp} = 0^\circ$ ,  $P=3$  bar et  $F = 0,6$ N.

Loin de la résonance principale du système,  $\Delta f$  a été fixée à 1 Hz. A proximité de la résonance,  $\Delta f$  a été fixée à 0,1 Hz pour tenir compte de l'évolution de la résonance avec la pression mise en évidence à l'aide de pré-tests. Autour de la résonance, la résolution fréquentielle ( $\Delta f$ ) a été fixée à 0.05 Hz pour assurer au mieux une force constante.

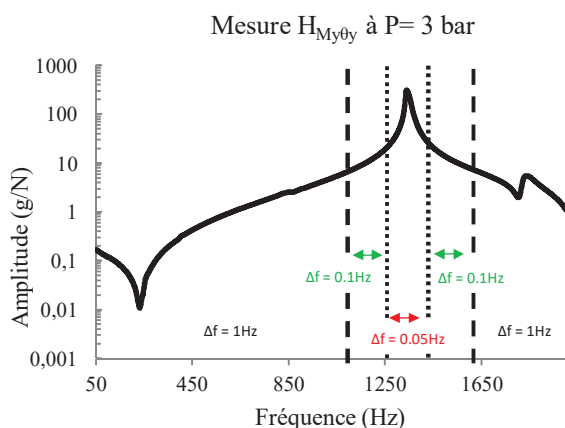


Figure 13: Choix du paramètre  $\Delta f$  sur la bande fréquentielle d'étude (50-2000 Hz)

En suivant la procédure définie précédemment, une campagne de test a été réalisée, encadrée par les limites de chaque paramètre. Les premiers résultats, mettent clairement en évidence l'effet des différents paramètres sur le comportement dynamique de la rotule.

L'effet de la pression sur le comportement dynamique de la rotule est illustré ci-dessous, Figure 14, pour deux niveaux de pression, à angles offsets ( $\theta_{//}$  et  $\theta_{\perp} = 0^\circ$ ) et niveau constant ( $F = 0,6$ N). L'augmentation de la pression induit un décalage des fréquences de résonances, traduisant une rigidification de la rotule et plus précisément du soufflet multicouche sollicité en flexion.

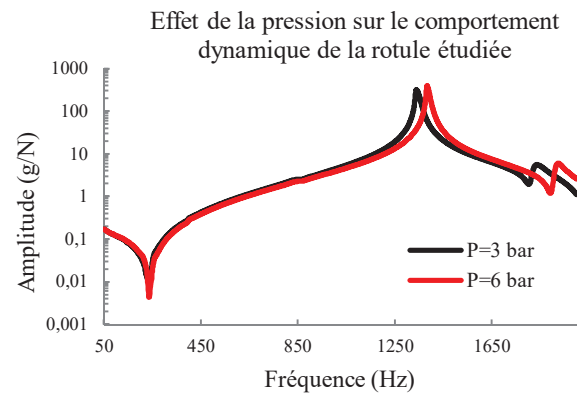


Figure 14: Effet de la pression sur le comportement dynamique de la rotule étudiée

## 5 Conclusion

Un banc de mesure a été mis en place pour mesurer les composantes de la matrice  $[H]$ , et par inversion matricielle, de déterminer la matrice de raideur dynamique  $[Z]$ , nécessaire pour le couplage hybride. Afin de prendre en compte les paramètres angles offset, pression et niveaux d'excitations, un outillage spécifique a été conçu, et une procédure de mesure a été mise au point pour mesurer la raideur dynamique en rotation de la rotule.

## Références

- [1] Leguet G.D, Roche J.F., Hamdi M.A. & Rachik M., Investigation of ball joints under static and dynamic loads, EUCASS (2017).
- [2] J.C. Pascal, VIBRATION ET ACOUSTIQUE 1, cours ENSIM 2 année (2007-2008)
- [3] Ewins D.J, Modal Testing: Theory, Practice and Application. 2nd R. Research Studies Press Baldock, UK (2000).
- [4] M. Link, M. Boeswald, S. Laborde, M. Weiland, A. Calvi, NON-LINEAR EXPERIMENTAL MODAL ANALYSIS AND APPLICATION TO SATELLITE VIBRATION TEST DATA, COMPDYN (2011)
- [5] S. Catalfamo, S. A & Zhu D, effects of Experimental Methods on the Measurements of a Nonlinear Structure, IMAC 34 (2016).