

CFA/VISHNO 2016

Modélisation du comportement vibratoire des assemblages boulonnés

Y. Goth et H. Reynaud

CETIM, 52 av Felix Louat - CS 80067, 60304 Senlis Cedex, France
yvon.goth@cetim.fr



LE MANS

Cet article fait la synthèse des approches utilisées au CETIM pour prendre en compte par le calcul le comportement modal des assemblages boulonnés. Ces approches, définies dans l'optique d'une utilisation industrielle sur des codes par éléments finis standards, cherchent à établir le meilleur compromis entre la simplicité de mise en œuvre numérique et la qualité des résultats obtenus. L'approche utilisée s'appuie sur des campagnes expérimentales sur des assemblages élémentaires. Elle repose sur la définition d'un élément d'interface permettant de représenter la raideur et l'amortissement de l'assemblage. Les propriétés équivalentes de ces éléments ont été déterminées par méthode inverse, en recalant le modèle numérique des composants assemblés sur les données expérimentales. Des pistes de travail pour la prise en compte du comportement manifestement non linéaire de ce type d'assemblage sont également proposées.

1 Introduction

La modélisation du comportement dynamique des machines repose en général sur l'utilisation de la base modale du système. Le calcul des modes propres de composants homogènes est bien maîtrisé, dès lors que les propriétés des matériaux et les géométries sont connues, et qu'elles peuvent être modélisées par un comportement élastique. La modélisation des assemblages entre composants, et particulièrement des assemblages boulonnés, est plus délicate, et peut conduire à des écarts significatifs entre les fréquences propres calculées et mesurées.

Ce constat a conduit à étudier la meilleure façon de représenter le comportement vibratoire des liaisons boulonnées dans un code de calcul par éléments finis. La 'meilleure façon' s'entend comme la définition du meilleur compromis entre la qualité du modèle, et le fait que ce modèle doit pouvoir être calculé sur des outils numériques normalement accessibles aux industriels.

2 Approche expérimentale

2.1 Epreuves

Plusieurs campagnes d'essai ont été menées, chacune ciblant une application particulière.

Les éprouvettes définies pour représenter les liaisons boulonnées sur de gros carters comme ceux utilisés dans la transmission de puissance mécanique sont composées de deux poutres assemblées par une ou deux liaisons, soit par un boulon complet, vis et écrou, soit par une vis seule vissant sur la poutre inférieure (Figure 1). Les vis sont équipées de jauges de contraintes internes permettant de s'assurer de la force de serrage utilisée (Figure 2).



Figure 1- Poutres représentant les assemblages de type 'carter de transmission'



Figure 2- Vis instrumentées utilisées pour les assemblages

Les assemblages testés couvrent le domaine de dimensions suivant :

- Vis ou boulons de M8 à M20
- 20 assemblages d'épaisseur variant de 20 à 70 mm, pour des longueurs de 120 mm à 390 mm
- Serrage 47% et 80% du RE
- Présence ou non de rondelle et de graisse à l'interface.

Les éprouvettes définies pour représenter les assemblages vissés utilisés dans le domaine des machines frigorifiques ont une structure similaire, une ou deux vis ou boulons assemblant des éprouvettes de type poutre, mais les dimensions sont différentes. Des technologies d'assemblage variées (vis, boulon, rivet) ont également été testées (Figure 3).

L'épaisseur des poutres est de 2 mm, la longueur 100 mm, la largeur 30 mm, et la largeur de la zone de recouvrement de 30 mm. Trois matériaux ont été utilisés : Acier, acier galvanisé, polypropylène. Pour chaque matériau, un assemblage de référence soudé ou collé à également été testé, soit en tout 34 configurations.

L'amplitude des forces d'impact a varié d'un facteur 1 à 4.



Figure 3- Ensemble des éprouvettes pour l'application 'matériel frigorifique'

2.2 Protocole expérimental

La technique choisie pour réaliser l'excitation de la structure utilise un marteau dynamométrique. La pratique usuelle est de déterminer la fonction de transfert force-accélération (FRF) en moyennant les valeurs obtenues sur

plusieurs essais, cette fonction de transfert étant indépendante de l'amplitude de la force d'excitation pour les systèmes linéaires. Le comportement non linéaire des structures testées, et plus particulièrement l'indépendance de la fonction de transfert sur l'amplitude de la force d'excitation, ne pouvant pas être posé a priori, les essais ont été réalisés ici sans faire de moyenne, la force d'impact ne pouvant pas être reproductible. L'excitation de la structure a donc été réalisée sans moyenne pour 3 niveaux d'effort différents dans les 3 directions de mesure (3 mesures par axe d'excitation). Bien que ce type d'essais dépende de la dextérité de l'opérateur, l'application pratique a montré qu'il était possible d'obtenir 3 niveaux de frappe d'amplitude notablement différente avec un groupement raisonnablement homogène des impacts par niveau.

Une tentative d'exciter certaines des éprouvettes testées avec un pot vibrant a également été menée, en espérant avoir une meilleure maîtrise de l'amplitude des excitations, et donc une meilleure reproductibilité. Cependant, il est apparu que l'amortissement propre du système d'excitation était au moins du même ordre de grandeur que celui du système étudié pour les éprouvettes de petites dimensions (ici, les amortissements en jeu sont de l'ordre de quelques pour mille, ou pourcent), ce qui rendait leur mesure impossible. L'ensemble des essais a donc été repris avec la technique du marteau dynamométrique.

Les assemblages ont été testés en configuration libre-libre, en suspendant les éprouvettes par des liaisons souples. Cette approche permet de s'assurer que les raideurs et amortissements mesurés sont dus à la liaison testée seule, non perturbée par d'autres liaisons sur le montage expérimental, un assemblage parfaitement rigide et non amortissant étant difficile à réaliser en pratique.



Figure 4 - Assemblage expérimental pour les liaisons de type 'carter de transmission' (gauche) et 'matériel frigorifique' (droite)

2.3 Résultats expérimentaux

On retrouve sur l'ensemble des assemblages, indépendamment de leur configuration, un type de réponse similaire. Les liaisons montrent un comportement non linéaire, caractérisé par :

- une dissymétrie des modes propres s'accroissant avec la force de l'impact,
- une modification de la fréquence centrale des modes propres, (Figure 5)(Figure 6)
- une modification de la valeur de l'amortissement et de l'amplitude maximale des fonctions de transfert en fonction de l'amplitude de l'impact (Figure 7).

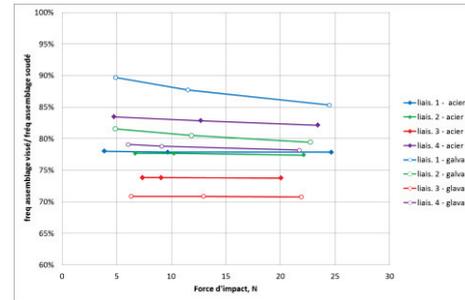


Figure 5- Variation des fréquences du premier mode propres pour les échantillons de type 'matériel frigorifique'. Les fréquences sont rapportées à la fréquence de l'assemblage soudé.

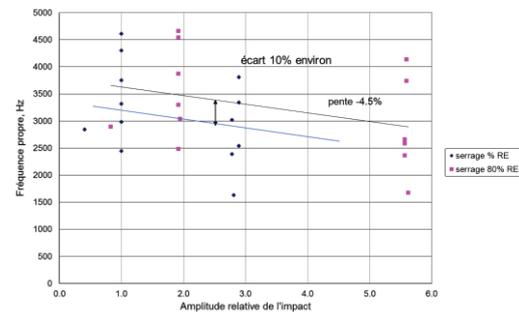


Figure 6- Glissement en fréquence des éprouvettes de type 'carter de transmission' en fonction de l'amplitude de l'impact et du serrage.

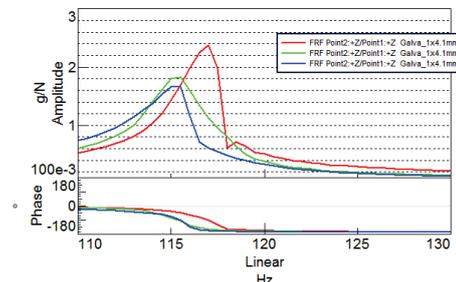


Figure 7- Comportement typique d'une FRF pour trois forces d'impact d'amplitude croissante, du rouge au bleu.

Dans le cas des assemblages de type 'matériel frigorifique', on constate que le passage d'un assemblage soudé à un assemblage avec une liaison locale (vis ou rivet) diminue la première fréquence propre de 15% à 30%. L'influence de l'amplitude de l'impact sur cette première fréquence propre se traduit par une faible diminution de la fréquence.

Dans le cas des assemblages de type 'carter de transmission', la fréquence du premier mode propre diminue en moyenne quand l'amplitude de l'impact augmente. L'écart est de 20% environ en moyenne pour une amplitude d'impact passant de 1 à 5. Elle est également fonction du serrage, avec un écart moyen de 10% entre un serrage fort (80% RE) et un serrage moyen (47% RE).

Pour ce type d'assemblage, on a également constaté sur certains échantillons une différence notable de

comportement entre l'assemblage avec un boulon et l'assemblage avec une vis vissée dans la matière. Les résultats présentés dans le Tableau 1 montrent une chute importante de la première fréquence propre dans le cas de poutres 20 mm x 160 mm assemblées par une vis M12 pour l'assemblage vissé par rapport à l'assemblage boulonné. Une répétabilité a été faite sur cette éprouvette (démontage complet puis mesure sur l'élément réassemblé) et confirme le résultat.

Tableau 1: Variation de la première fréquence propre en fonction du type d'assemblage pour une vis M12 sur une poutre 2x 160 mm épaisseur 20 mm.

Assemblage	Présence d'une rondelle	1ere fréquence propre
Boulonné	oui	4644 Hz à 4657 Hz
Boulonné	non	4581 Hz à 4598 Hz
Vissé	non	3076 Hz à 3077 Hz

3 Approche numérique

3.1 Approches de modélisation

L'approche qui consiste à coller tous les nœuds aux interfaces d'une liaison boulonnée est connue pour se traduire par une interface trop rigide, qui conduit à surestimer les premières fréquences modales. De meilleurs résultats sont obtenus en utilisant pour chaque liaison une surface de contact limitée autour des boulons ou vis, l'étendue de ces zones de contact restant à déterminer. Les études réalisées sur des comparaisons de calculs/essais dans le cadre d'analyses modales ([1][2]) mettent en évidence l'utilisation d'un cône de serrage. Sous l'effet de l'effort de serrage, il est considéré que les pièces sont collées dans un cône dont l'angle est de l'ordre de 30° par rapport à la tête et à l'écrou du boulon. Au-delà de ce cône, les interfaces sont séparées.

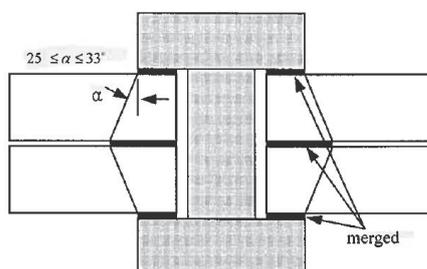


Figure 8: Cône de serrage indiquant les zones de contact collé dans un modèle éléments finis dédié à l'analyse modale ([2])

Les zones de contact peuvent être représentées l'ajout de matériaux virtuels sans épaisseur ou de couches d'éléments solides fines. Ces modélisations reposent sur l'utilisation de modèles paramétriques. Les caractéristiques des matériaux

virtuels, des éléments ou des couches d'interface sont déterminées par des identifications paramétriques sur des essais réalisés sur un système spécifique. Les paramètres obtenus sont donc applicables uniquement dans une configuration et difficilement transposables d'un système modélisé à un autre.

Le constat du comportement dynamique non linéaire des liaisons boulonnées est largement partagé dans la littérature. Ce comportement se traduit par une dépendance entre l'amplitude de la fonction de transfert accélération-force d'excitation et la force d'impact, et par un décalage limité de la fréquence propre des systèmes assemblés, même pour des amplitudes de sollicitation faibles devant les forces de serrage [3][4]. La non-linéarité du comportement de l'assemblage peut être prise en compte par le biais d'une loi de raideur adaptée, au moins dans l'optique de la détermination des fréquences propres.

On note que le comportement non linéaire d'interfaces entre deux pièces serrées, sans présence d'un boulon, est très similaire à celui observé sur un assemblage boulonné [5]. Dans cette étude, les rugosités des interfaces sont divisées en deux catégories : les plus grosses, qui assurent le serrage sans glissement global de l'interface, et celles de rayon plus faible, qui peuvent micro-glisser, et qui génèrent l'essentiel de l'amortissement.

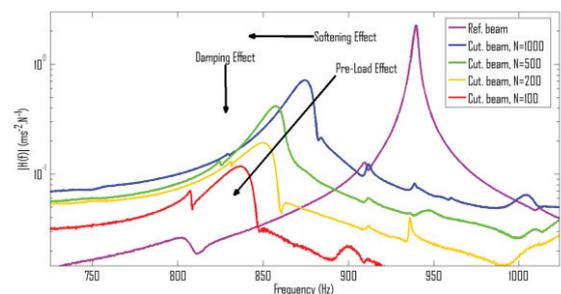


Figure 9 – Structure d'essai et FRF force-accélération pour des interfaces serrées [5]

Plusieurs approches sont basées sur l'utilisation de modèles de contact-frottement, dont le modèle de Duffing [6].

Dans cette formulation, comme dans les études citées précédemment, un ajustement spécifique des paramètres du modèle sur les données expérimentales est requis.

3.2 Identification des propriétés d'interface

Dans notre cas, les approches retenues sont les suivantes :

- Définition d'une interface de serrage représentée par une couche mince dont les propriétés (surface ou module d'Young, amortissement) sont identifiées à partir des données expérimentales. On reste, dans ce cadre, dans les limites d'une modélisation linéaire, et elle est plus adaptée pour représenter le comportement des structures soumises à de faibles sollicitations.

- Utilisation du modèle de Duffing pour représenter, au moins qualitativement, le comportement non linéaire de l'interface.

Les premières fréquences propres des éprouvettes de type 'carter de transmission' ont pu être retrouvées par calcul en utilisant une couche de matériau d'interface d'épaisseur 0.1 mm sur une surface de contact correspondant à un cône de serrage de 35 degrés. Le module d'Young de cette couche d'interface, pour l'épaisseur choisie, a été recalé à 700 MPa. On note que la raideur de cette couche d'interface a dû être calée à une valeur relativement faible, en particulier pour bien représenter les modes de rotation. Le tableau 2 présente l'écart entre les modes mesurés et calculés avec cette interface.

Tableau 1: Calcul de la fréquence des premiers modes propres des éprouvettes type 'carter de transmission' avec une interface recalée.

Eprouvette	mode	Fréquence propre mesurée	Fréquence propre calculée
1	flexion	3790 Hz	4060 Hz (+7%)
1	torsion	3310 Hz	3300 Hz (-0.3%)
2	flexion	4600 Hz	4430 Hz (-3.7%)
2	torsion	3750 Hz	3750 Hz (-)
7	flexion	3860 Hz	4000 Hz (+3.6%)
7	torsion	3780 Hz	3670 Hz (-3%)

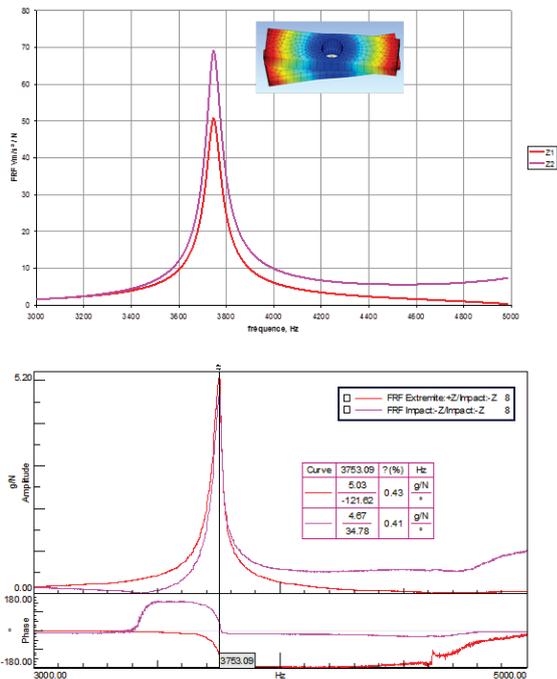


Figure 10- Exemple de résultat obtenu- Eprouvette 2, mode de torsion, calcul (haut) et mesure (bas)

Le décalage important en fréquence entre certaines configurations avec vis et écrou mentionné au paragraphe 2.3 peut s'interpréter comme une variation de la surface de contact locale. On retrouve numériquement un décalage similaire en supposant que, dans le premier cas, la zone de contact occupe toute la largeur de la poutre, tandis qu'elle est localisée au périmètre du trou dans le second (Figure 11)

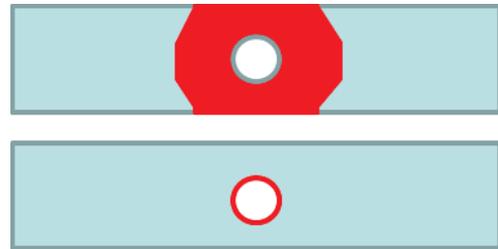


Figure 11- Hypothèses de modélisation de la zone de serrage.

La fréquence propre de l'éprouvette 160 mm x 40 mm x 20 mm avec une vis M12 calculée avec une zone de contact large (rayon 22 mm) est de 4700 Hz, et passe à 3200 Hz pour un rayon de collage de 10 mm. On peut donc supposer que pour la liaison par vis, la zone de liaison est localement déformée et provoque la séparation des interfaces.

L'approche d'identification des propriétés de l'interface de serrage pour les éprouvettes de type 'matériel frigorifique' a fait appel à l'utilisation d'un outil d'optimisation paramétrique, en l'occurrence le logiciel ModeFrontier associé au solveur par éléments finis Abaqus. Dans ce cas, le module d'Young de la pastille de contact d'épaisseur 0.01 mm a été fixé identique à celui des poutres, et c'est le diamètre de surface de contact et les valeurs d'amortissement qui ont fait l'objet d'un ajustement. Le diamètre des surfaces de contact va de 7 mm à 22 mm suivant le matériau assemblé.

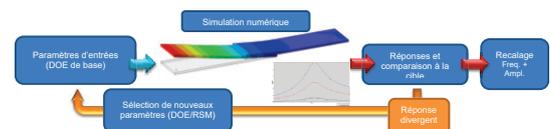


Figure 12- Schéma de principe du recalage



Figure 13- Modélisation des éprouvettes de type 'matériel frigorifique'. Maillage.

3.3 Prise en compte du comportement non linéaire

Afin d'approcher numériquement les phénomènes de non-linéarités observés au cours des expérimentations, il est proposé d'utiliser un modèle de « Duffing ». Cet oscillateur, largement décrit dans la littérature, est utilisé afin de décrire les comportements de base de systèmes non linéaires. Il est caractérisé par une loi de raideur incluant un terme quadratique en plus du terme linéaire constant. La raideur s'écrit (1)

$$k = k_0 + \alpha x^2 \quad (1)$$

Où x est l'amplitude du déplacement local.

L'équation d'un système dynamique masse-raideur de masse m et de pulsation propre ω_0 soumis à une force sinusoïdale f s'écrit

$$\ddot{x} + \omega_0^2 x + \alpha x^3 = \frac{f}{m} = \gamma \cos \omega t \quad (2)$$

En cherchant une solution périodique de type $x = X \cos(\omega t)$, on obtient :

$$\left(X(\omega_0^2 - \omega^2) + \frac{3\alpha X^3}{4} \right) \cos \omega t + \frac{\alpha X^3}{4} \cos 3\omega t = \gamma \cos \omega t \quad (3)$$

De façon habituelle, le terme non linéaire entraîne une réponse aux fréquences harmoniques de la fréquence d'excitation. Si on néglige le terme en $3\omega t$, en supposant que pour une faible non linéarité la réponse à la fréquence d'excitation est dominante, l'équation du mouvement est régie par :

$$X^3 + \frac{4}{3\alpha} X(\omega_0^2 - \omega^2) - \frac{4}{3\alpha} \gamma = 0 \quad (4)$$

L'amplitude de la réponse est donc régie par une équation du 3ème degré qui peut avoir plusieurs solutions.

La fréquence propre du système est donnée par :

$$\omega^2 = \omega_0^2 - \frac{3\alpha}{4} X^2 \quad (5)$$

Elle est dépendante de l'amplitude de la réponse, et croît si α est négatif, et décroît si α est positif.

En développant les racines de l'équation (4) en fonction de la force réduite γ , on aboutit à la relation entre l'amplitude maximale sur le mode (6), d'une part, et entre la pulsation propre et l'amplitude de l'impact d'autre part (7) :

$$X_{\max} = 2 \left(\frac{2\gamma}{3\alpha} \right)^{1/3} \quad (6)$$

$$\omega^2 = \omega_0^2 + \left(\frac{9}{4} \right)^{2/3} \gamma^{2/3} \alpha^{1/3} \quad (7)$$

En déduction de (6) l'amplitude de la FRF accélération/force est proportionnelle à γ élevé à la puissance $-2/3$.

Les résultats expérimentaux sont en accord qualitatif avec cette approche. Les courbes donnant l'évolution du rapport accélération max/force peuvent être correctement décrites

par une loi en $-2/3$ pour des valeurs d'impact assez élevées, alors que pour des impacts faibles (et amortissements faibles) on trouve l'amplitude constante représentative du modèle linéaire (Figure 14). Chaque configuration d'essai peut alors être représentée par une valeur unique du paramètre α .

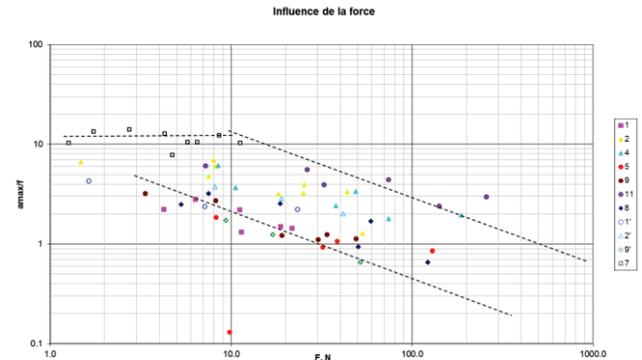


Figure 14- Evolution de la fonction de transfert accélération max/force en fonction de l'amplitude de la force d'impact – Eprouvettes type 'carter de transmission'

5 Conclusions

Cette étude a permis d'établir une base de donnée expérimentale sur le comportement dynamique d'assemblages boulonnés élémentaires couvrant le domaine d'utilisation des industriels mécaniciens.

Le traitement des données expérimentales et le recalage sur des modèles numériques, encore incomplet actuellement, a permis d'établir :

- Que ces assemblages se caractérisent par un comportement dynamique non linéaire : La réponse à une sollicitation donnée n'est pas proportionnelle à l'amplitude de la sollicitation. Le rapport réponse/excitation diminue en général quand l'amplitude de l'excitation augmente.
- Ce comportement non linéaire affecte peu les fréquences propres de la structure pour une configuration donnée : on constate une légère dérive de ces fréquences en fonction de l'amplitude des sollicitations, et une variation limitée de ces fréquences en fonction du serrage de l'assemblage.
- Il est possible d'approcher, au premier ordre, le comportement vibratoire de la structure assemblée en se basant sur un modèle linéaire comportant une couche d'interface représentant la liaison. Pour les assemblages simples (un seul écrou), il a été possible de représenter le comportement d'éprouvettes de tailles différentes en utilisant la même valeur du module d'Young.
- Pour prendre en compte les non-linéarités du comportement des assemblages, l'approche de type oscillateur de Duffing a montré son aptitude à reproduire qualitativement les types de comportement observé expérimentalement.
- On a pu constater une variabilité expérimentale importante sur certaines éprouvettes, pour des variations supposées faibles des configurations. Ces variations mettent en évidence la

sensibilité potentielle de la raideur équivalente de l'interface vissée d'un assemblage avec un seul boulon ou vis. Ce type de méconnaissance du comportement réel de la structure est difficile à évaluer à priori, ce qui conduit à assortir les calculs des modes propres de ces assemblages mono-boulon d'un intervalle d'incertitude important.

Remerciements

Les études présentées ici ont été réalisées dans le cadre des actions collectives du CETIM, pour les commissions TRME et MFCE.

Prospective

Les travaux présentés ici se sont poursuivis dans le cadre du projet partenarial FUI SICODYN [7], notamment par la recherche d'une approche 'best compromise' pour la représentation du comportement des assemblages boulonnés, sur un cas d'application industriel.

Références

- [1] Y.D. Kwon & al. Finite element modeling for static and dynamic analysis of structures with bolted joint, *Key Engineering Materials* **306-308**, 547-552 (2006).
- [2] J. Kim & al, Modeling identification of structure with bolted joints., *Applied Mathematical Modelling* (2006)
- [3] C. J. Hartwingsen & al., Experimental study of non-linear effects in a typical shear lap joint configuration, *Journal of Sound and Vibration* **277**, 327-351 (2004).
- [4] H. Jalali & al., Modelling mechanical interfaces experiencing micro-slip/slap, *Inverse problem in science and engineering*, **19**, 751-764 (2011).
- [5] N. Peyret & al., Dynamique des structures : étude des effets du micro-glissement dans les assemblages, *21eme congrès français de mécanique, Bordeaux* (2013).
- [6] Steven M. Page, Investigation into the behavior of bolted joints, *Thesis, Wright State University* (2006).
- [7] S. Audebert FUI SICODYN 2012-2016 research project: SIMulations credibility via test-analysis CORrelation and uncertainty quantification in structure DYNAMics, *22ieme congrès Français de Mécanique, Lyon* (2015)