

Etude dynamique du dévissage spontané d'un assemblage soumis à des vibrations

Olfa Ksentini, Mohamed Haddar, Mohamed Slim Abbes, Bertrand Combes, Alain Daidié

▶ **To cite this version:**

Olfa Ksentini, Mohamed Haddar, Mohamed Slim Abbes, Bertrand Combes, Alain Daidié. Etude dynamique du dévissage spontané d'un assemblage soumis à des vibrations. 14e colloque national AIP-PRIMECA, 2015, Plagne-Montalbert, France. hal-02052451

HAL Id: hal-02052451
https://hal.science/hal-02052451

Submitted on 9 Jun 2019

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.

Etude dynamique du dévissage spontané d'un assemblage soumis à des vibrations

Olfa Ksentini, Mohamed Haddar, Mohamed Slim Abbes
Laboratoire de Mécanique, Modélisation et Production,
Ecole Nationale d'Ingénieurs de Sfax
Sfax - Tunisie
olfa.ing@gmail.com, slim.abbes@enis.rnu.tn,
mohamed.haddar@enis.rnu.tn

Bertrand Combes, Alain Daidié
Institut Clément Ader
Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse
Toulouse, France
bcombes@insa-toulouse.fr, alain.daidie@insa-toulouse.fr

Résumé— L'utilisation des assemblages boulonnés dans de nombreuses structures, en particulier dans le domaine aéronautique, est une nécessité, car ils sont facilement démontables. Les vibrations sont les principales causes de dévissage. L'étude d'un modèle de comportement détaillé prend beaucoup de temps de calcul, en particulier dans le cas dynamique. Certains problèmes nécessitent l'utilisation d'une stratégie de modélisation tridimensionnelle comme le dévissage. Le problème dynamique du dévissage d'un assemblage boulonné n'est pas bien connu, il a besoin d'un temps de calcul assez conséquent. Pour ces problèmes dynamiques, la simplification du modèle est nécessaire. Le but de cet article est d'étudier le comportement dynamique du dévissage d'un montage d'essais soumis à des sollicitations vibratoires et constitué d'une masse inertielle assemblée à une équerre par un boulon. Le calcul est effectué en plusieurs étapes. Une implantation de la précontrainte a été introduite dans une phase initiale. Ensuite, afin de diminuer le temps de calcul, le filetage du boulon a été simplifié par une liaison pivot et le couple qui est dû au filetage est introduit sur l'écrou. Puis une vibration est appliquée, qui provoque le dévissage. Les résultats obtenus à partir de cette étude montrent bien le phénomène de dévissage, la courbe qui montre la rotation de l'écrou est extraite ainsi que l'état de contact de l'équerre. Finalement, tous les déplacements de la masse et de l'équerre sont présentés.

Mots-clés— dévissage spontané, dynamique, modèle éléments finis, vibrations, assemblage boulonné.

I. INTRODUCTION

Les assemblages boulonnés sont fréquemment utilisés dans les structures mécaniques pour leur facilité d'utilisation et de maintenance. Cependant, les problèmes résultant des vibrations tels que la fatigue et le dévissage restent le souci de tous les chercheurs. La fixation vissée est constituée par des filets irréversibles et le dévissage spontané ne peut se produire que sous l'influence d'une charge extérieure (couple ou force) qui peut vaincre les forces de frottement. Ce problème n'est pas toujours bien contrôlé pour différentes causes, telles que les erreurs de dimensionnement, les vibrations ou le frottement. Plusieurs techniques peuvent être utilisées pour éviter ce problème, par exemple, rondelles déformables, mais leur diversité reflète la complexité du problème et la difficulté de le résoudre. De nombreux auteurs ont abordé cette problématique expérimentalement, analytiquement ou numériquement et ont montré que les phénomènes physiques diffèrent selon la direction de la charge.

Certaines études sont consacrées à l'étude du dévissage d'un assemblage soumis à une charge axiale. Goodier et Sweeney [1] ont développé une expérience pour mettre en évidence le phénomène de dévissage. Ils utilisent une machine de traction pour le chargement et le déchargement répété d'un système vis-écrou. La rotation relative de l'écrou a été mesurée en utilisant un microscope. Hess et ses collaborateurs [2 ; 3] ont appliqué une charge de compression à un boulon au moyen d'une came, et ils ont recherché l'influence de la précontrainte, du pas de la vis et de la charge externe, sur le dévissage. Aziz [4] a étudié le dévissage sous vibrations axiales. Dans son expérience, une masse inertielle a été excitée par un pot vibrant. Cela a conduit à une séparation de l'écrou à partir de sa surface d'appui, mais sans dévissage. Ainsi, il a conclu qu'un assemblage boulonné convenablement dimensionné ne peut pas se dévisser quand il est soumis à une charge axiale.

La question qui se pose est donc : comment est-il possible d'obtenir le dévissage spontané d'un assemblage boulonné soumis à une charge transversale ? De nombreux auteurs ont tenté de répondre à cette question. Ils ont conclu que le dévissage ne peut se produire que lorsque le déplacement des parties serrées est suffisant pour faire glisser l'écrou ou la vis, à la fois dans le filetage et sur son appui. Dans la littérature, le dispositif expérimental le plus utilisé est la machine Junker [5]. Elle se compose d'un moteur qui entraîne un mécanisme excentrique provoquant le déplacement d'une partie de l'assemblage par rapport à une autre partie fixe. Un capteur de force est utilisé pour mesurer la tension de la vis et un capteur de déplacement mesure le glissement. Une autre approche expérimentale est utilisée par Dong et Hess [6]. Dans cette expérience, des boulons sont serrés sur des tubes qui se déplacent dans des trous oblongs d'une pièce soumise à un mouvement de va-et-vient. A chaque cycle de vibration, un choc se produit lorsque le tube vient en butée sur les extrémités du trou. Le choc provoque le dévissage. Bhattacharya [7] est parmi les auteurs qui ont étudié les moyens pour éviter le dévissage spontané d'un assemblage boulonné. Des essais ont été réalisés pour tester la capacité de

différents dispositifs, tels que l'écrou Nyloc®, le verrouillage chimique, la rondelle striée, avec des boulons de différents matériaux, différentes tailles et pour différentes forces de serrage.

Parallèlement à ces travaux expérimentaux, il existe de nombreux travaux numériques sur le sujet dans la littérature. Les méthodes par éléments finis restent la solution adéquate pour l'étude du dévissage et plus particulièrement dans le cas dynamique. Dans cette approche numérique, la précision des résultats dépend du modèle choisi, qui peut varier d'un modèle très schématique, à une modélisation complexe et très détaillée. Zhang [8] a développé un modèle tridimensionnel en prenant l'angle d'hélice du filet en considération pour simuler le dévissage. D'autres auteurs [9] ont proposé un modèle à trois dimensions pour mettre en évidence le processus d'auto-desserrage, en prenant en compte la friction entre l'écrou et la vis et dans toutes les zones de contact. Dinger [9] a simulé le dévissage d'un assemblage boulonné. Il compare ses résultats numériques à ceux expérimentaux, se basant sur un montage similaire à la machine Junker. Jiang [10] a étudié le dévissage des boulons d'un accouplement par un modèle éléments finis et il a comparé ses résultats avec les expériences.

Finalement, des approches analytiques ont été développées par Nassar [11 ;12 ; 13], qui présente des modèles physiques pour étudier le dévissage d'un assemblage boulonné.

En raison de la complexité des problèmes dynamiques, la plupart des recherches sont limitées à des cas statiques, quasi statiques ou qui minimisent certains paramètres tels que le frottement. Le montage expérimental de Junker interpose des éléments roulants à l'interface des pièces serrées. Ce montage met en évidence le principe du dévissage sous une sollicitation transversale alternée. Par contre, ce type d'assemblage ne correspond pas à la majorité des montages industriels. Il n'y a que très peu de travaux sur le dévissage d'un assemblage soumis à des vibrations. Cet article s'intéresse à reproduire numériquement le phénomène du dévissage spontané d'un assemblage avec la prise en compte d'un effort de précontrainte comparable à celui qui peut être préconisé dans un assemblage industriel et d'étudier l'effet des vibrations sur un assemblage boulonné. Un modèle éléments finis d'un montage expérimental soumis à des sollicitations dynamiques transversales sera développé. Nous montrerons, d'une part que le dévissage peut résulter des vibrations et, d'autre part, que sous l'effet inertiel d'une pièce, il peut y avoir un glissement entre les deux éléments assemblés. Le modèle de calcul sera d'abord détaillé, et des résultats seront ensuite présentés.

II. PRESENTATION DU MODÈLE GÉOMÉTRIQUE

Ce modèle correspond au montage expérimental, utilisé pour des essais en cours de réalisation. Le montage présenté par la Figure 1 est constitué d'une masse en acier, assemblée à une équerre en aluminium par une vis de diamètre 6 mm et de classe de qualité 8.8. Des pièces en acier sont frettées respectivement dans l'équerre et la masse. Ces pièces d'interface sont en contact et ont subi un traitement thermique afin d'obtenir une dureté en surface de 57 HRC, pour éviter un éventuel phénomène de matage. L'ensemble est monté sur un pot vibrant.

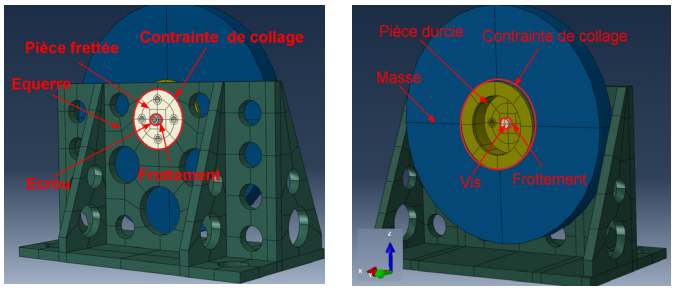


Figure 1. ASSEMBLAGE ETUDIE

La masse subit une accélération sinusoïdale verticale suivant l'axe Z, donc une force d'inertie qui provoque son glissement sur l'équerre. Le déplacement de la masse par rapport à l'équerre provoque la flexion de la vis. La flexion de la vis génère un effort tranchant qui provoque le glissement transversal de la tête de vis sur son appui, ou bien de l'écrou sur son appui.

D'autre part, la tension de la vis exerce une pression sur le flanc du filetage. En raison de l'angle d'hélice, cette pression génère sur la vis et l'écrou un couple, dans la direction du dévissage. Ce couple est insuffisant pour vaincre à lui seul le frottement et faire glisser l'écrou par rapport à la vis. Mais, si la vis glisse transversalement, ce couple dévie le mouvement de la vis, elle tourne légèrement tout en se déplaçant transversalement.

Pour mettre en glissement la masse, il faut vaincre la force de frottement T_z entre celle-ci et l'équerre, au moyen d'une accélération verticale a_z. L'effort nécessaire pour mettre en mouvement le montage est F_z. Le dimensionnement est déterminé à partir des équations (1) à (3).

éq. (1) : $$T_z = f_1 F_x$$

éq. (2) : $$a_z = T_z/m_i$$

éq. (3) : $$F_z = (m_s+m_i+m_b)\, a_z$$

avec

f_1 : coefficient de frottement aux interfaces de contact

F_x : tension axiale de la vis

m_s : masse de l'équerre (m_s=2.9 kg)

m_i : masse inertielle (m_i=8.6 kg)

m_b : masse du boulon (m_b=0.012kg)

Prenons l'exemple d'un serrage correspondant à 42% de la limite élastique de la vis. Pour une vis de diamètre nominal 6mm et de classe 8.8, la tension de serrage initiale cible est de F_x=5400N, Le coefficient de frottement moyen dans les filets et aux interfaces de contact est estimé à 0.1. Pour cette valeur de coefficient de frottement et en combinant les équations (1)

et (2), il faut au minimum une accélération $a_{z\,min}$=6.28g pour aboutir au dévissage.

On adopte une augmentation par paliers de l'accélération.

Un calcul modal préalable a montré que le premier mode propre, dont la forme est illustrée par la figure 2, présente une fréquence de 83 Hz. Nous choisissons d'imposer un mouvement sinusoïdal de fréquence nettement inférieure f=53 Hz pour éviter de mettre en résonance notre structure.

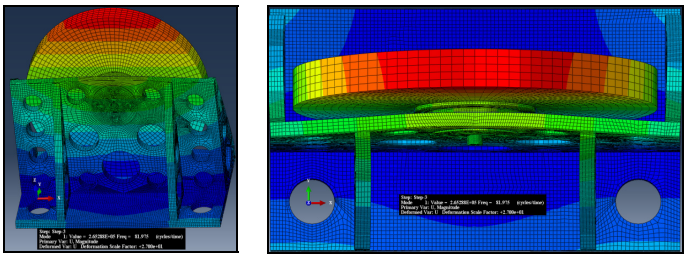


Figure 2. FORME DU PREMIER MODE PROPRE

Dans le modèle de calcul par éléments finis, plusieurs interactions sont utilisées.

Les pièces d'interface frettées sont respectivement collées à l'équerre et à la masse. Un contact de type Coulomb est appliqué entre l'équerre et le boulon, entre les pièces d'interface frettées, et entre la masse et le boulon.

Ce modèle présente une géométrie assez compliquée et un nombre d'éléments important. La simplification du modèle est nécessaire, vu le temps de calcul important associé aux problèmes dynamiques. L'introduction du filetage complique le calcul surtout dans le cas des problèmes dynamiques. Dans ce contexte, nous avons cherché à remplacer la liaison hélicoïdale due au filetage par un modèle équivalent et matérialisé par la figure 3 :

- une liaison pivot entre vis et écrou permet le mouvement relatif de rotation ;
- un couple extérieur est introduit sur l'écrou, similaire à celui qui est généré par la tension de la vis agissant sur la rampe hélicoïdale du filet.

L'introduction de la liaison pivot est effectuée de la façon suivante. Un nœud maître de référence est créé au centre de la vis et est couplé cinématiquement avec tous les nœuds de la surface extérieure localisée à la zone filetée. Un nœud maître associé à l'écrou est couplé à tous les nœuds de la surface intérieure matérialisant la partie taraudée. Un connecteur cinématique, qui dispose des mêmes degrés de liberté qu'une liaison pivot, lie le nœud maître de la vis à celui de l'écrou. De cette façon, l'écrou peut tourner par rapport à la vis.

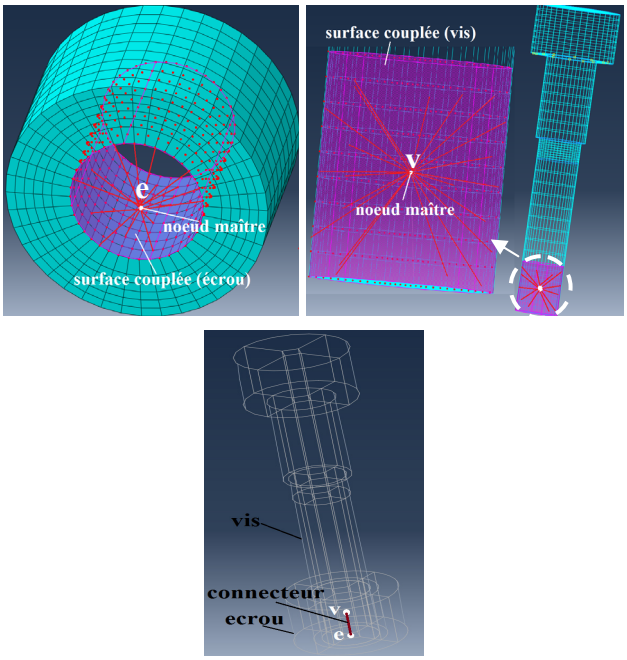


Figure 3. LIAISON PIVOT DANS LE BOULON

Quand un glissement survient entre l'écrou et son appui, le couple extérieur provoque la rotation de l'écrou qui constitue le dévissage. Ce modèle permet donc de mettre en évidence le début du phénomène de dévissage spontané, sans toutefois reproduire la perte de tension dans la vis qui en résulte. La simulation est effectuée par une démarche progressive. Dans la première étape, la précontrainte est mise en place. La tension de la vis est limitée à 5.4 kN qui correspond à 42 % de la limite élastique de la vis. Les mobilités en translations selon x y et z des nœuds rouges de la masse ainsi que de l'équerre (figure 4) ont été neutralisées. L'équerre sera fixée sur un pot vibrant donc le blocage de tous les translations des nœuds de la base est nécessaire. Le blocage des nœuds de la masse permet d'éliminer la rotation et le déplacement selon x et y de la masse par rapport à l'équerre au moment du serrage.

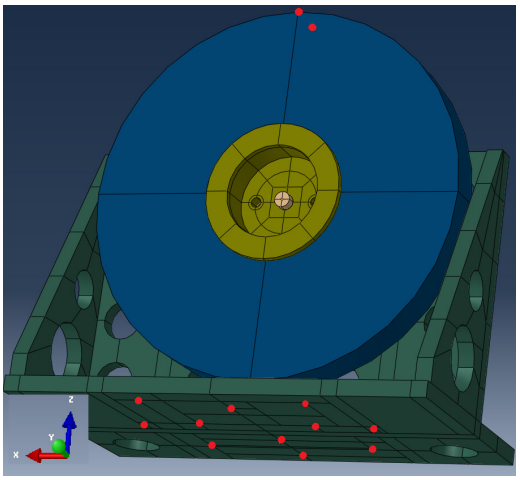


Figure 4. NŒUDS BLOQUES DANS LA PREMIERE ETAPE

Dans la seconde étape, l'allongement relatif initial de la vis par rapport aux pièces serrées est maintenu pour reproduire

l'effet de la précontrainte. Ainsi, le boulon agit comme un composant déformable dont la longueur et la charge peuvent varier d'un état précontraint à un état de sollicitations complexes, lorsque la structure se déforme. En plus de ces conditions limites, un couple de 864 Nmm équivalent à celui dû au filetage est introduit au niveau du modèle écrou. Le blocage des nœuds de la masse ainsi que de l'équerre est maintenu pendant cette phase.

Dans la troisième étape et la quatrième étape, un déplacement sinusoïdal $u_z(t)$ d'amplitude 0.5mm, puis 0.6mm, est appliqué sur la base de l'équerre. Dans cette phase les nœuds de la masse sont libérés alors que ceux de la base de l'équerre sont maintenus fixes selon x et y.

L'expression de ce déplacement est définie par les équations (4) et (5).

éq. (4) : $u_z(t)=0.5 \sin(2\pi.f.t)$

éq. (5) : $u_z(t)=0.6 \sin(2\pi.f.t)$

III. RÉSULTATS

Les résultats de ce modèle sont les suivant :

La figure 5 représente l'évolution du contact au niveau de l'équerre pour différents instants. On distingue deux cas : la situation où le contact est en adhérence (zone rouge : collage) et la situation où il y a une perte totale d'adhérence (zone verte : glissement).

A partir des images de la figure 5, on peut conclure que la transition entre le glissement et le collage est instantanée sur toute la surface de contact entre l'équerre et la masse. Au moment du serrage, il n'y a pas de glissement de la masse par rapport à l'équerre et l'on distingue l'efficacité de l'existence de la précontrainte à travers la zone circulaire de contact centrée sur le trou central.

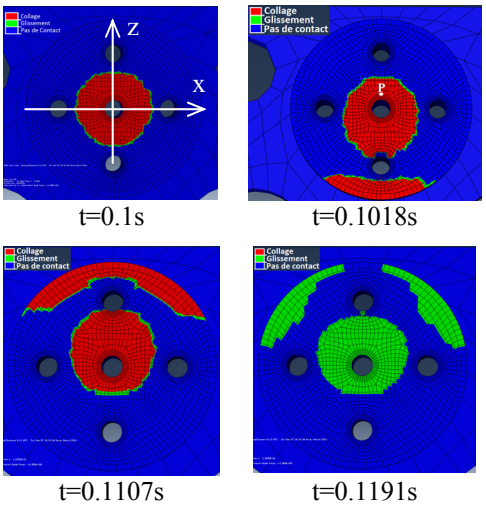


Figure 5. ETAT DE CONTACT ENTRE EQUERRE ET MASSE A DIFFERENTS INSTANTS

Dès l'instant où les conditions dynamiques vibratoires sont propices à la rupture des conditions d'adhérence des pièces serrées, le déplacement de la masse inertielle devient suffisant pour basculer de la phase collage au glissement. Dans notre exemple, il apparaît également un pivotement de la masse autour d'un axe horizontal x. Ce phénomène engendre un déplacement alternatif des zones de contact sur les parties supérieures et inférieures des zones d'appuis avec une ovalisation de la zone de contact autour de la fixation. Cet effet de basculement de la masse favorise la flexion du boulon et on distingue une évolution de la propagation du contact.

L'introduction du chargement extérieur entraîne le passage du collage au glissement. On voit bien le comportement de la masse sur l'équerre à partir des zones qui entrent en glissement. La masse glisse et « tape » sur la pièce d'appui de l'équerre. Le mouvement de bascule de la masse peut s'expliquer par le moment dû au décalage entre le centre de gravité de la masse et la paroi de l'équerre qui fait fléchir cette paroi. Ce phénomène se répète et provoque des usures localisées de la pièce frettée de l'équerre. Ces dégradations sont bien constatées par la quatrième image prise à partir des expériences en cours.

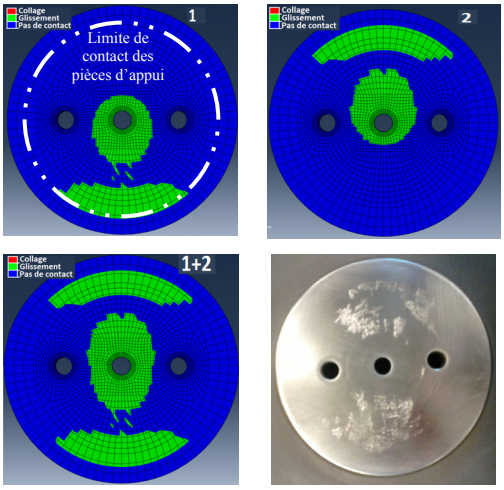


Figure 6. ETAT DE CONTACT DE LA MASSE

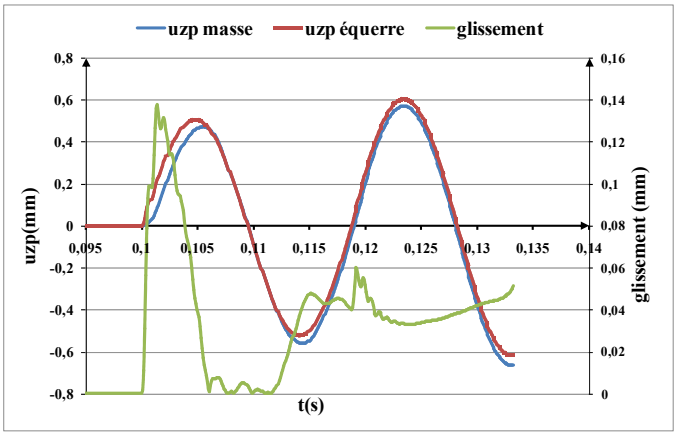


Figure 7. DEPLACEMENTS DE L'EQUERRE ET DE LA MASSE

De l'analyse de la figure 7, on peut conclure qu'il y a une différence entre les déplacements de la masse et de l'équerre. Cette différence confirme bien l'existence d'un glissement de la masse par rapport à l'équerre.

La figure 8 montre la rotation de la vis et de l'écrou. A partir de l'instant où il y a un glissement de la masse par rapport à l'équerre, l'écrou commence à tourner alors que la vis reste pratiquement fixe à sa position. Cette différence de rotation entre ces deux composants est le début du phénomène du dévissage et conduit rapidement à la perte totale du serrage. Dans notre cas, la surface de contact sous tête est supérieure à celle de l'écrou sur la pièce d'appui de l'équerre. Logiquement, le dévissage résulte de la rotation de l'écrou.

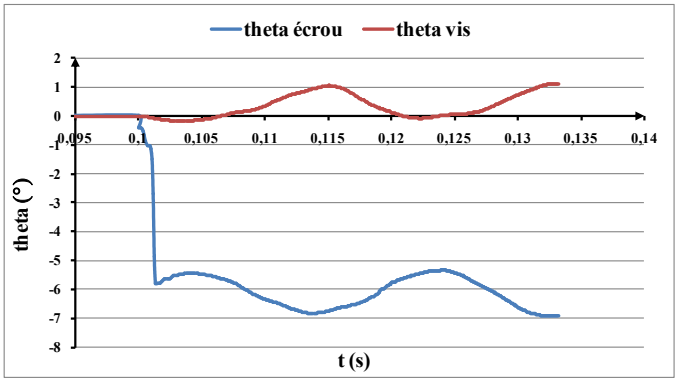


Figure 8. ROTATIONS DE LA VIS ET DE L'ECROU

IV. CONCLUSION

Afin de révéler le phénomène de dévissage spontané, on a développé un montage spécifique soumis à des vibrations transversales car elles sont les principales causes de ce phénomène. Les efforts sont générés par l'inertie due à un mouvement sinusoïdal, qui provoque le glissement des pièces serrées l'une par rapport à l'autre. Afin d'étudier un assemblage représentatif de conditions réelles, les frottements entre les pièces sont pris en compte et le serrage est assuré avec une précharge notable. Le modèle développé dans cette communication a été étudié avec le logiciel éléments finis Abaqus®. Les résultats numériques montrent bien que le dévissage peut se produire lorsqu'un assemblage est soumis à des vibrations et chargé transversalement. Il résulte de la rotation de l'écrou. Les perspectives de ce travail seront la validation des résultats de la simulation numérique par des essais expérimentaux avec une fixation centrale, mais aussi, avec deux fixations pour vérifier si le phénomène du dévissage spontané apparaît également pour un montage assemblé et serré avec plusieurs fixations.

V. REMERCIEMENTS

Ces travaux ont bénéficié d'un accès aux moyens de calcul du mésocentre de calcul CALMIP (Calcul en Midi-Pyrénées), au travers de l'allocation de ressources 2014 (projet P1121).

VI. RÉFÉRENCES

[1] J. N. GOODIER, R. J. SWEENEY. Loosening by vibration of threaded fastenings. Mechanical Engineering, Vol. 67, 1945, pp. 798 – 802.

[2] D.P. HESS, S.V. SUDHIRKASHYAP, Dynamic loosening and tightening of a single bolt assembly. Journal of vibration and acoustics, Vol. 119, 1997, pp. 311 – 316.

[3] D. P. HESS, Vibration and shock induced loosening. Dans l'ouvrage : J. H. Bickford et S. Nassar. Handbook of bolts and bolted joints. Marcel Dekker, 1998, pp. 757 – 824.

[4] H.AZIZ, Etude du dévissage spontané des assemblages boulonnés, thèse, Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse, 2003.

[5] G. H. JUNKER, New criteria for self-loosening of fasteners under vibration, Society of Automotive Engineers, 1969 , pp.314–335

[6] Y. DONG, D. P. HESS, Shock induced loosening of dimensionally fasteners, Journal of sound and vibration, Vol. 231, 2000, pp. 351 – 359.

[7] A. BHATTACHARYA, A.SEN, S. DAS, An investigation on the anti-loosening characteristics of threaded fasteners under vibratory conditions, Mechanism and Machine Theory, 45, 2010, pp.1215–1225, doi:10.1016/j.mechmachtheory.2008.08.004.

[8] M. ZHANG, Y.JIANG, C.LEE, (2007), Finite Element Modeling of Self Loosening of Bolted Joints, Transactions of the ASME, 129, 218-226, DOI: 10.1115/1.2406092.

[9] G. DINGER, C. FRIEDRICH, Avoiding self-loosening failure of bolted joints with numerical assessment of local contact state, Engineering Failure Analysis, Vol.18, 2011, pp. 2188–2200, DOI:10.1016/j.engfailanal. 07.012.

[10] X. JIANG, Y. ZHU, J. HONG, X. CHEN, Y. ZHANG, Investigation into the loosening mechanism of bolt in curvic coupling subjected to transverse loading, Engineering Failure Analysis, 32, 2013, pp. 360–373, doi.org/10.1016/j.engfailanal.2013.04.005.

[11] S.A. NASSAR, B.A. HOUSARI. Effect of Thread Pitch and Initial Tension on the Self-Loosening of Threaded Fasteners, Transactions of the ASME, Vol.128, 2006, pp. 590 – 598.

[12] S.A. NASSAR, X. YANG. A Mathematical Model for Vibration-Induced Loosening of Preloaded Threaded Fasteners, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 131, 2009, pp. 1 – 13.

[13] X. YANG, S.A. NASSAR, Z. WU. Criterion for Preventing Self-Loosening of Preloaded Cap Screws Under Transverse Cyclic Excitation, Journal of Vibration and Acoustics, Vol.133, 2011, pp. 1 – 11.