

Etude numérique du mouvement vis-écrou dans le dévissage spontané sous sollicitations transverses

Vincent Rafik

Université de Toulouse, Institut
Clément Ader, UMR CNRS 5312,
INSA/UPS/ISAE/Mines Albi
3 rue Caroline Aigle
31400 Toulouse – France
vincent.rafik@insa-toulouse.fr

Alain Daidié

Université de Toulouse, Institut
Clément Ader, UMR CNRS 5312,
INSA/UPS/ISAE/Mines Albi
3 rue Caroline Aigle
31400 Toulouse – France
alain.daidié@insa-toulouse.fr

Bertrand Combes

Université de Toulouse, Institut
Clément Ader, UMR CNRS 5312,
INSA/UPS/ISAE/Mines Albi
3 rue Caroline Aigle
31400 Toulouse – France
bertrand.combes@insa-toulouse.fr

Résumé— *Le dévissage spontané des assemblages boulonnés sous sollicitations transverses est un problème étudié à plusieurs reprises. Un premier axe d'étude porte sur le rôle du glissement, généralisé ou localisé, dans le filetage. Un second axe porte sur la cinématique et le mouvement relatif entre la vis et l'écrou. Le but de cet article sera d'étudier ces aspects en se basant sur le comportement d'un assemblage à double recouvrement. Un modèle numérique, prenant en compte la géométrie des filets, les conditions aux limites et les différents contacts, a été défini dans cet objectif. Dans un premier temps, les comportements macroscopique et microscopique, respectivement le dévissage et le glissement localisé, ont été observés. Dans un second temps, une étude du mouvement relatif entre la vis et l'écrou a permis de montrer l'existence d'un basculement d'un solide par rapport à l'autre, conformément aux hypothèses faites par Kasei. Ce travail contribue donc à conforter la théorie du dévissage spontanée élaborée par Kasei.*

Mots-clés — *Dévissage spontané, mouvement relatif, glissement, simulation numérique, assemblage boulonné.*

I. INTRODUCTION :

A. Contexte industriel et scientifique :

Lorsque l'on sollicite une structure, les assemblages boulonnés de cette dernière perçoivent également des efforts ou des déplacements. Ces excitations sont la source de phénomènes qui engendrent parfois une dégradation de la liaison. On observe ainsi de nombreuses défaillances en fonctionnement, qui conduisent à une chute de l'effort normal dans la vis. Si cette dégradation est trop importante, l'assemblage ne se comporte plus comme une liaison encastrement et l'intégrité de la structure n'est plus assurée. Ce problème est récurrent en particulier dans les domaines automobile ou aéronautique. On a donc souvent recours à une augmentation de la précharge afin d'améliorer la durée de vie de la liaison, au prix d'une augmentation des dimensions et donc de la masse. Or, il a été montré que la chute de la précharge est souvent liée au dévissage de l'écrou par rapport à la vis [1]. Une meilleure maîtrise du dévissage permettrait donc d'aboutir à une diminution globale du prix et de la masse de beaucoup de structures, et à une augmentation de leur durée de vie.

L'étude phénoménologique du dévissage des assemblages boulonnés réside en la compréhension du processus amenant

la chute de précharge. Dans la littérature, certains auteurs se sont intéressés à ce phénomène ([1], [2], [3], [4], [5], [6] et [7]). Il est important de distinguer deux notions liées à la chute de précharge : le desserrage et le dévissage. Le desserrage est un phénomène statique : aucune cinématique n'intervient. Le matage, le fluage ou encore la dilatation différentielle des composants peuvent en être la cause. Dans le dévissage, la rotation de la vis par rapport à l'écrou entraîne une chute de précharge par le biais de la liaison hélicoïdale du filetage.

Dinger [1] distingue quatre situations provoquant un risque de dévissage. Chacune privilégie un type de sollicitation comme l'illustre la Figure 1 :

- les sollicitations transverses : la force d'excitation est orthogonale à l'axe de la vis (cas A),
- les sollicitations axiales centrées : la direction de la force coïncide avec l'axe de la vis (cas B),
- les sollicitations axiales excentrées : la direction de la force est colinéaire à l'axe de la vis, mais n'est pas coïncidente (cas C),
- les sollicitations rotationnelles : la vis est soumise à un couple autour de son axe (cas D).

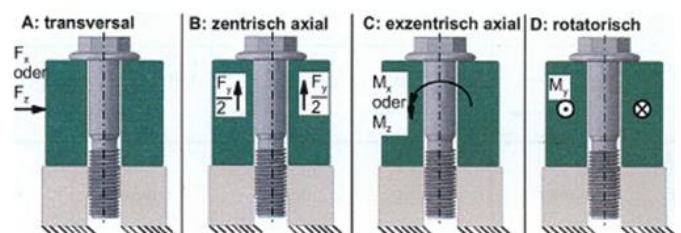


Figure 1 : Différents cas de chargement, d'après [1] :
A : transversal ; B : axial ; C : excentré ; D : rotationnel.

Quelques travaux remarquables sur ce sujet sont analysés dans la suite.

B. Le dévissage spontané dans la littérature :

Junker [2] est le premier à s'être intéressé à l'étude du dévissage spontané sous sollicitations transverses. Ses observations se basent sur les résultats obtenus à l'aide d'un banc d'essais, spécifique à cette problématique (Figure 2). Deux plaques sont serrées grâce à un boulon préchargé. Un

moteur électrique muni d'un excentrique réglable engendre un mouvement alternatif transversal de la plaque supérieure, tandis que la plaque inférieure est liée rigidement au bâti. Dans une phase ultérieure, une fois le rôle du glissement identifié et voulant se placer dans le cas le plus critique, Junker a modifié son montage afin de minimiser les frottements. Il a ainsi placé des patins à aiguilles à l'interface entre les deux plaques. Ce montage est surtout utile pour apprécier l'efficacité d'un dispositif anti-dévisage, puisqu'il minimise les frottements. Cette disposition n'est cependant pas conforme à la majorité des assemblages industriels. Nous étudierons donc une disposition plus répandue : les assemblages à double recouvrement.

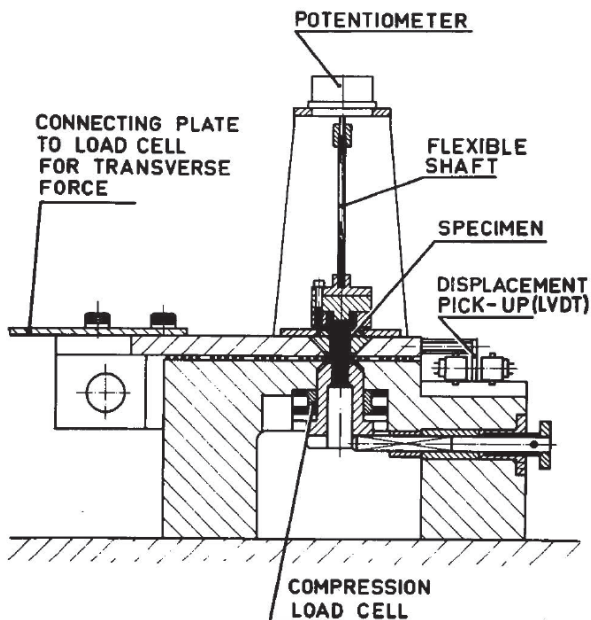


Figure 2 : Banc d'essais de Junker, [2]

L'apparition et le développement de l'outil numérique a permis une nouvelle interprétation de la problématique. En effet, les méthodes de calcul par éléments finis ont permis de développer de nouvelles notions ou théories, grâce à des mesures de grandeurs locales inaccessibles lors de campagnes d'essais. A l'aide de cet outil, Hess ([3], [4], [5] et [6]) a défini une nouvelle notion : le glissement localisé, opposé au glissement généralisé. Dans le cas du glissement localisé, uniquement une portion de la surface de contact est en glissement, tandis que le reste est en adhérence. Le modèle construit (Figure 3) permet de mettre en évidence l'existence et le rôle du glissement lors du dévissage d'un assemblage boulonné. Il est constitué de 3 solides : la plaque (*top plate*), la vis (*screw*) et le support fileté (*threaded insert*). Chacun de ces solides a un maillage indépendant. La précharge est appliquée à l'aide d'un déplacement vertical de la face inférieure de la plaque. Le chargement est appliqué au travers d'un ressort (*spring*), permettant d'appliquer sur la plaque un effort à partir d'un déplacement imposé sur son extrémité. Sa raideur est calculée pour correspondre à celle des composants réels qui assurent le transfert de charge. Les faces latérales de la plaque

sont contraintes à rester planes, les surfaces extérieures du support sont encastrées. Trois contacts sont définis entre les différents solides :

- entre la tête de la vis et la surface supérieure de la plaque,
- entre le corps de la vis et l'alésage de la plaque,
- entre les filets de la vis et ceux du support.

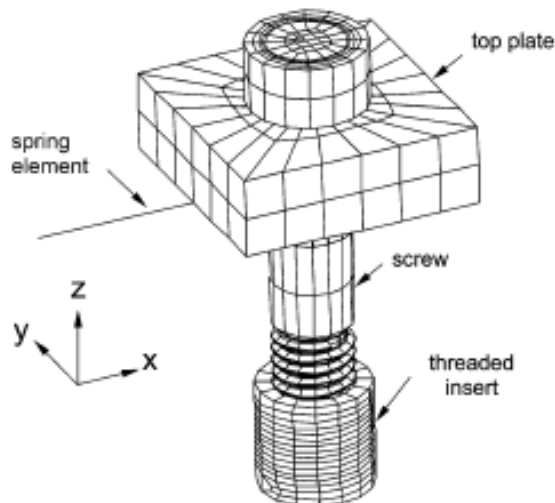


Figure 3 : Modèle développé par Hess, [3]

Comme on peut le remarquer, le modèle développé par Hess est assez sommaire puisqu'il ne représente pas un assemblage complet. Il lui a cependant permis de montrer que le glissement généralisé n'était pas nécessaire au dévissage spontané puisque le glissement localisé suffisait. De plus, la précharge de la vis est assez mal appliquée puisqu'il ne prend pas en compte la déformation plastique éventuelle des filets ou encore la torsion de la vis lors du serrage. Nous chercherons à construire un modèle palliant à ces limites.

Kasei ([7] et [8]) a proposé une autre explication au dévissage spontané sous sollicitations transverses. Il ne remet pas en cause le rôle du glissement dans le dévissage, mais il suppose qu'un deuxième phénomène y contribue. Il considère que lorsque la vis fléchit suite à la sollicitation transversale, il existe un mouvement relatif entre la vis et l'écrou. En effet, les jeux fonctionnels permettent un degré de liberté en rotation (angle i sur la Figure 4) dans la liaison fileté. En supposant que le Centre Instantané de Rotation de ce mouvement est situé à l'intersection entre l'axe de révolution de l'écrou et son plan médian, il montre que le débattement angulaire induit un déplacement transversal. Celui-ci engendre la torsion de la vis ou de l'écrou puisque translation transversale et circonférentielle sont liées. Il y a également une compression ou une traction de la vis. Si les efforts de réaction dus à la torsion de la vis vainquent les forces de frottements, alors un incrément de dévissage se produit.

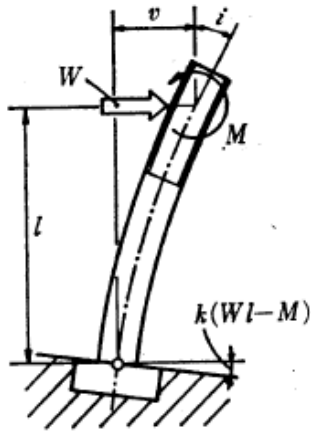


Figure 4 : Modèle analytique de Kasei, [5].

Ksentini ([9]) s'est intéressée à l'étude du dévissage spontané sous sollicitations transverses dynamiques. Elle a considéré un assemblage à simple recouvrement (Figure 5), sollicité transversalement à l'aide d'un pot vibrant et d'une masse inertielle.

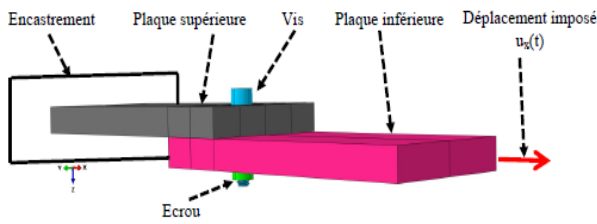


Figure 5 : Modèle de Ksentini [9].

C. Objectifs de notre étude :

Le but du travail qui suit est de construire un modèle numérique sous Abaqus qui réponde à diverses limitations des modèles précédents. Notre modèle permettra de reproduire les différentes observations réalisées par Hess ([3], [4] et [5]) et Kasei ([7] et [8]). Il servira de support afin de proposer une explication au dévissage spontané en s'inspirant du travail de Kasei. Nous nous intéresserons en particulier aux comportements macroscopique et microscopique de l'assemblage, dans le but de confirmer les observations faites par Hess ou Kasei.

Nous étudierons une vis dédiée au domaine aéronautique, qui présente la particularité d'être maintenue en rotation, pendant le serrage de l'écrou, par une empreinte située du côté de l'écrou. Elle ne présente donc pas de torsion une fois la précharge mise en place. Ceci nous permettra d'observer le dévissage spontané, indépendamment des conditions initiales de torsion. Pour diminuer les efforts de flexion perçus par la vis dans le cas d'un assemblage à simple recouvrement, nous considérerons un montage à double recouvrement. Une autre modification par rapport au modèle de Ksentini consiste en la nature de la sollicitation. En effet, le problème sera résolu en régime quasi statique et non dynamique afin de s'approcher de problématiques industrielles.

II. LE MODELE NUMERIQUE :

La géométrie adoptée (Figure 6) pour la construction de ce modèle numérique est celle d'un assemblage à double recouvrement, constitué de 3 plaques dont l'épaisseur vaut 1,5 fois le diamètre de la vis. Le boulon utilisé est composé d'une vis aéronautique, définie par la norme EN6115, et d'un écrou, détaillé par la norme ABS3126.

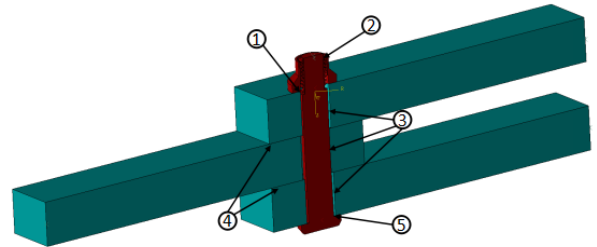


Figure 6 : Géométrie du modèle numérique.

Pour pouvoir mailler plus finement le filetage, les filets de la vis et de l'écrou constitueront des solides distincts, liés par une liaison encastrement aux corps de la vis et de l'écrou. Afin de limiter les erreurs de calcul engendrées par cette liaison, nous l'avons éloignée des surfaces de contact du filetage en ajoutant une chemise aux filets. La Figure 7 représente la chemise et le corps de la vis.

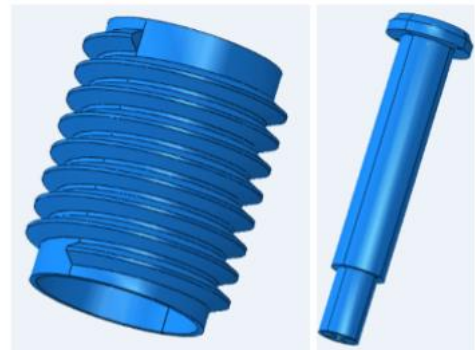


Figure 7 : Les deux solides composant la vis.

Le matériau utilisé pour les plaques est l'aluminium 2024, tandis que celui des vis et de l'écrou est le titane TA6V. Le comportement plastique du matériau est modélisé par un écrouissage cinématique. La loi matériau a été définie à l'aide du module d'Young, du coefficient de Poisson et de deux couples contraintes - déformations plastiques. L'ensemble des grandeurs est repris dans le Tableau 1.

Matériau	E	ν	(σ_1 , ϵ_{p1})	(σ_2 , ϵ_{p2})
Aluminium	73000 MPa	0,3	(345 MPa, 0)	(541 MPa, 0,177)
Titane	113800 MPa	0,3	(880, MPa, 0)	(950 MPa, 0,14)

Tableau 1 : Définition des matériaux

Afin de se rapprocher d'un assemblage physique, plusieurs contacts ont dû être définis dans le modèle (Figure 6) :

- entre l'écrou et une plaque (contact n°1),
- entre les filets de l'écrou et ceux de la vis (contact n°2),
- entre le corps de vis et l'alésage des plaques (contact n°3, purement normal),

- entre les plaques (contact n°4),
- entre la tête de vis et une plaque (contact n°5).

Le comportement normal du contact a été résolu à l'aide de la méthode de Lagrange tandis que le comportement tangentiel a été résolu en utilisant la méthode des pénalités, pour garantir la convergence du calcul, en introduisant un coefficient de frottement. Les valeurs de cette caractéristique sont explicitées dans le Tableau 2, elles proviennent de mesures réalisées en laboratoire par un partenaire industriel et s'expliquent par les revêtements divers utilisés pour les différentes surfaces.

Contact	Coefficient de frottement	Comportement normal
1	0,09	Lagrange
2	0,07	
3		
4	0,16	
5	0,09	

Tableau 2 : Définition des contacts.

Trois étapes de calcul ont été définies dans cette modélisation. La première étape, Figure 8, consiste à serrer l'écrou sur la vis afin d'appliquer la précharge. L'empreinte hexagonale a donc été encadrée tandis qu'une rotation a été appliquée à l'écrou.

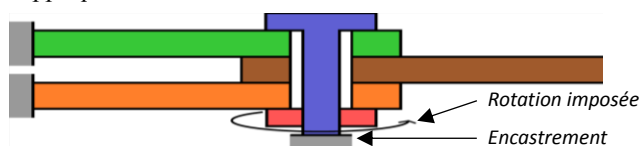


Figure 8 : Etape de serrage de l'assemblage

La seconde étape est la relaxation au cours de laquelle seule la vis est bloquée en rotation et qui permet une homogénéisation des contraintes. Enfin, dans la dernière étape (Figure 9), l'extrémité de chaque plaque extérieure est encadrée tandis que la plaque centrale est sollicitée en son extrémité soit en déplacement (1) soit en effort (2). Le profil de chargement a été choisi en se basant sur les travaux de Dinger [1] afin de se placer dans une configuration critique au dévissage :

- Déplacement (mm) : $D(t) = 0,25 + 0,75.\sin(1,57.t)$ (1)
- Effort (N) : $F(t) = 17500 + 22500.\sin(1,57.t)$ (2)

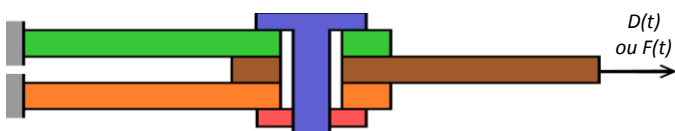


Figure 9 : Etape de sollicitation cyclique.

III. PRESENTATION ET ANALYSE DES RESULTATS :

Les résultats issus de ce modèle, commandé en déplacement, ont été confrontés à ceux existants dans la littérature ([1], [2], [3], [4] et [5]). L'évolution temporelle de l'effort normal sur la vis a été relevée (Figure 10) en sommant la contrainte normale dans une section. La courbe obtenue présente 3 phases distinctes :

- Phase 1 : le serrage et la relaxation.** La valeur de l'effort normal augmente, proportionnellement à la

rotation imposée à l'écrou, jusqu'à la valeur de précharge. Ce comportement est cohérent avec la théorie puisque l'effort normal est directement lié à l'allongement de la vis et donc à l'angle de serrage.

- Phase 2 : le régime transitoire du dévissage.** Lors de cette phase, on observe une baisse non linéaire de la précharge. Une interprétation de cette portion de courbe peut être donnée : lors des premiers cycles, il existe une déformation plastique des différents solides et en particulier des filets de la vis et de l'écrou. Ainsi, tant qu'il existe une accumulation de déformation plastique alors le régime quasi-permanent n'est pas atteint puisque la géométrie des filets varie au cours des cycles. On remarque des variations cycliques en phase avec le chargement du système.
- Phase 3 : le régime quasi-permanent.** Le dévissage se poursuit, régulièrement. On remarque le caractère cyclique de la courbe associée. Une interprétation sera proposée en se basant sur l'évolution sur un cycle de l'effort normal (Figure 11).

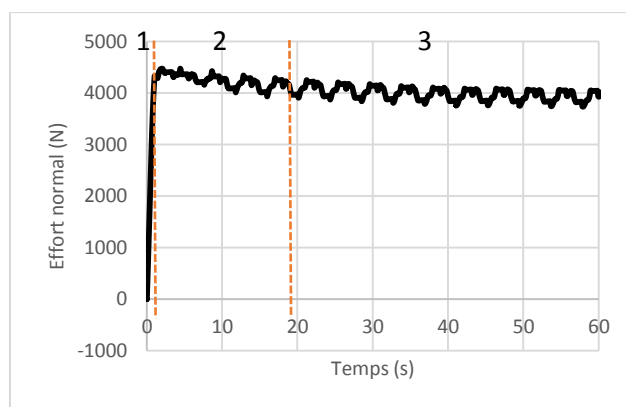


Figure 10 : Evolution de l'effort normal sur 15 cycles.

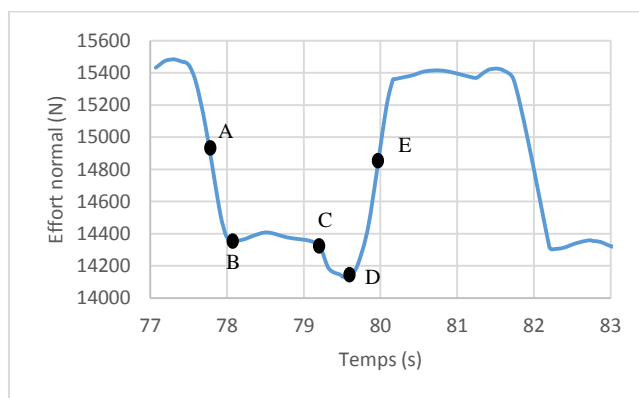


Figure 11 : Evolution de l'effort normal sur un cycle.

Cette courbe peut être décomposée en 4 portions par demi-cycle. Dans un premier temps, on observe une pente (AB) qui correspond à l'adhérence des différentes surfaces. La vis se déforme en flexion, on a un allongement de la fibre moyenne qui se traduit par une augmentation de la précharge. Dans un second temps, on observe un plateau (BC) qui correspond au glissement des surfaces d'appuis de la vis ou de l'écrou sur

leur plaques d'appui : si l'une de ces surfaces glisse, alors la flexion de la vis ne change pas, et l'effort normal non plus. Vient ensuite une variation brusque de l'effort normal (CD) qui correspond au glissement entre vis et écrou et au dévissage du boulon. Enfin, on observe une pente (DE) qui correspond au retour de la vis vers sa configuration non déformée. A partir du point E, la déformation en flexion reprend dans l'autre sens.

Le modèle numérique a également permis d'observer le comportement des contacts dans le filetage (Figure 13) au cours du cycle de sollicitation. On remarque que certaines zones de contact sont en glissement (en vert) tandis d'autres sont en adhérence (en rouge). Il semble que conformément à l'hypothèse de Hess, le glissement localisé explique le dévissage spontané observé.

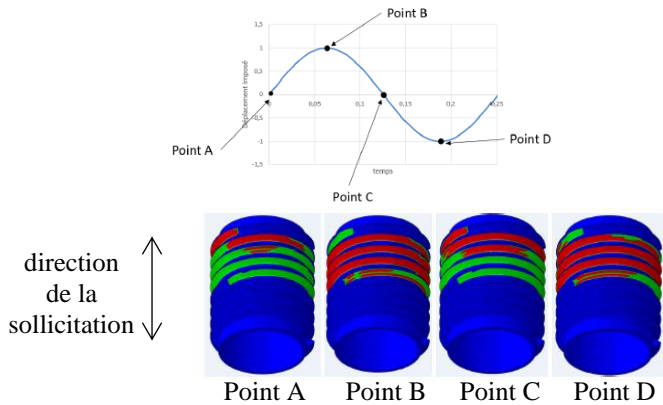


Figure 12 : Etat des surfaces de contact pour plusieurs stades de chargement.

Le modèle pouvant être commandé en effort ou en déplacement, il est nécessaire de vérifier l'équivalence de ces deux sollicitations. Pour cela, dans un premier temps, un calcul est lancé avec une sollicitation en effort connue. Le déplacement de l'extrémité de la plaque médiane est alors enregistré, ainsi que l'évolution temporelle de l'effort normal. Dans un second temps, le modèle est excité en déplacement, la consigne étant issue du calcul précédent. On compare alors les évolutions de l'effort normal et de l'effort transverse pour les deux modèles. Les courbes obtenues se superposent très bien (Figure 13), on en déduit que les deux consignes sont équivalentes. Le modèle fonctionne donc de façon identique pour une commande en effort ou en déplacement.

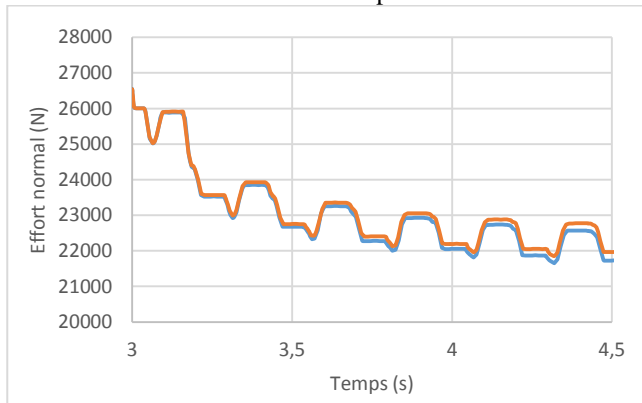


Figure 13 : Evolution de l'effort normal. Commandé en effort (rouge) et en déplacement (bleu)

Les observations ci-dessus ont permis de retrouver des éléments présents à la fois dans les travaux de Hess [2] et de Kasei [5] : le glissement localisé et le dévissage spontané. Afin de confirmer les travaux du japonais, il est nécessaire d'étudier le mouvement relatif entre l'écrou et la vis, assimilés à des corps rigides.

IV. MISE EN EVIDENCE DU MOUVEMENT RELATIF :

Kasei a supposé que le mouvement relatif entre la vis et l'écrou, assimilés à des corps rigides, était une rotation qui, projetée dans le plan médian de l'assemblage, présentait un Centre Instantané de Rotation (CIR) à l'intersection de l'axe de la vis, et du plan médian de l'écrou. On se propose d'analyser numériquement ce mouvement relatif afin de vérifier cette hypothèse.

En se plaçant aux points B, C et D du cycle de chargement (Figure 13), on remarque que la position angulaire de la vis (dont l'axe est en rouge) par rapport à l'écrou (dont l'axe est en noir) n'est pas la même (Figure 14). Le débattement angulaire est d'environ 2°.

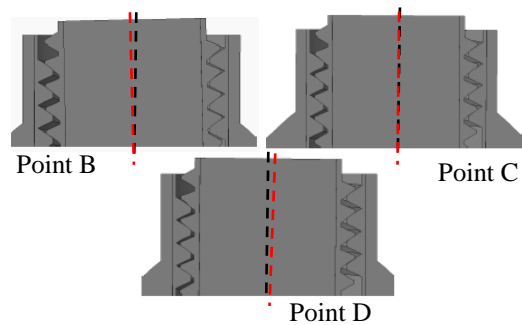


Figure 14 : Positions relatives de la vis et de l'écrou au cours du cycle de chargement

Cette observation suffit pour montrer qu'il existe un mouvement relatif de rotation entre la vis et l'écrou.

En relevant la trajectoire de 4 points répartis sur une section de la vis située à son extrémité (Figure 15), il est possible d'avoir des informations supplémentaires sur ce mouvement.

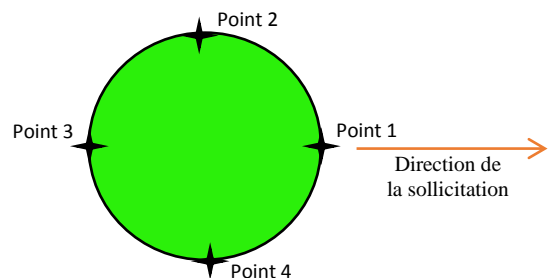


Figure 15 : Définition des 4 points pour l'étude de la trajectoire.

Afin de correctement analyser les trajectoires de ces points, il est nécessaire de réaliser un changement de base (Figure 16) afin d'éliminer l'effet du dévissage de la vis.

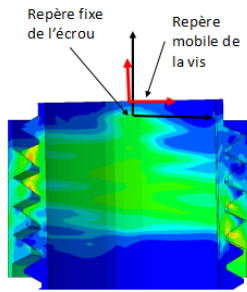


Figure 16 : Définition des repères fixe et mobile.

On calcule donc, pour chaque point, ses déplacements dans le plan de la section, en déduisant du déplacement réel l'effet du mouvement hélicoïdal qui constitue le dévissage.

On remarque que les déplacements des points 2 et 4 sont identiques : le mouvement de rotation est donc compris dans le plan normal à la droite définie par les points 2 et 4. Les trajectoires des points 1 et 3 (Figure 17) sont similaires, et n'ont pas de composante selon la direction tangentielle. Nous en déduisons que le mouvement est inclus dans le plan médian de l'assemblage. La trajectoire est composée de 4 segments parallèles 2 à 2 (en pointillés rouges sur la Figure 17). Les segments horizontaux représentent le glissement transverse de la vis et de l'écrou ensemble, quand l'effort transversal n'est pas suffisant pour vaincre les forces de frottement. Les segments inclinés traduisent le mouvement relatif de la vis par rapport à l'écrou. On remarque que l'angle formé entre ces droites et l'horizontale vaut 60° , soit l'angle au sommet des filets. On peut assimiler ce mouvement à celui d'un solide, qui reposerait sur les filets de l'écrou dans le plan médian de l'assemblage, en se déplaçant sur ce filet.

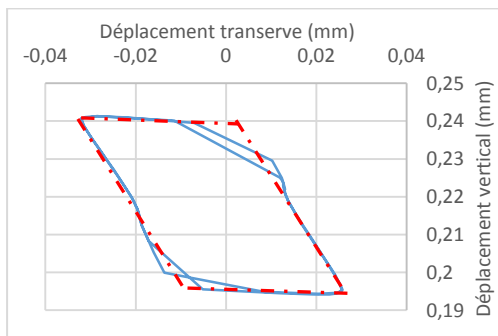


Figure 17 : Trajectoire du point 1 sur 2 cycles de chargement

V. CONCLUSION :

Le dévissage spontané d'un assemblage boulonné est un problème étudié par Junker dès 1969. Le glissement des diverses surfaces est l'une des explications à ce phénomène. Ainsi, Hess pense que le glissement simultané de la totalité de la surface n'est pas nécessaire pour observer le dévissage spontané, et qu'il peut se produire même si le glissement reste à chaque instant local et partiel.

Kasei considère le mouvement relatif entre la vis et l'écrou lorsque la vis se déforme en flexion. Ce mouvement pourrait contribuer au dévissage : Kasei montre que tout déplacement transverse est associé à un mouvement tangentiel, qui induit

une torsion de la vis. D'après lui, cette torsion engendrerait une rotation de la vis et donc le dévissage.

Nous avons réalisé un modèle numérique prenant en compte les filets, les contacts et le serrage d'un assemblage à double recouvrement, sous sollicitations transverses. Il nous a permis de mettre en évidence le dévissage sous glissement localisé, et de montrer le mouvement relatif entre la vis et l'écrou. L'étude de la trajectoire de quatre points particuliers de la vis a montré que ce mouvement était un basculement de la vis dans l'écrou dans le plan médian de l'assemblage. En analysant ces trajectoires, une zone d'existence du Centre Instantanée de Rotation a alors été déterminée.

Il serait alors intéressant de déterminer la position exacte de ce dernier, au cours du cycle de chargement. Une modélisation et une résolution analytique du phénomène de dévissage spontané seraient alors envisageables, dans l'objectif de définir une durée de vie de l'assemblage en sollicitation cyclique transverse.

VII) Bibliographie :

- [1] G. Dinger. " Ermittlung des selbsttätigen Losdrehens bei mehrschraubenverbindungen ", 2013, ISBN 978-3-8440-2426-5
- [2] G.H. Junker, "New criteria for self-loosening of fasteners under vibration", SAE Technical Paper 690055, 1969, DOI : 10.427/600055
- [3] J.A. Sanclemente, D.P. Hess, "Parametric study of threaded fastener loosening due to cyclic transverse loads", Engineering Failure analysis 14 (2007), p239-249, DOI : 10.1016/j.engfailanal.2005.10.016, 2006.
- [4] N.G. Pai, D.P.Hess, "Three-dimensional finite element analysis of threaded fastener loosening due to dynamic shear load", Engineering Failure analysis 9 (2002), p383-402, 200
- [5] R.I. Zadoks, "An investigation of the self-loosening behavior of bolts under transverse vibration", Journal of sound and vibration (1997), 208(2), p189-209, 1997.
- [6] N.G. Pai, D.P. Hess, "Experimental study of loosening of threaded fastener due to dynamic shear loads", Journal of Sound and Vibration (2002), 253(3), p585-602, DOI : 10.1006/jsvi.2001.4006, 2001,
- [7] Akira YAMAMOTO, Shinji KASEI, "Investigations on the self-loosening of threaded Fasteners under Transverse Vibration ---A solution for self-loosening Mechanism---"
- [8] S. Kasei, "A study of self-loosening of bolted joints due to repetition of small amount of slippage at bearing surface", Journal of advanced mechanical design, systems and manufacturing, Vol. 1, No. 3, DOI : 10.1299/jamdsm.1.358, 2007.
- [9] O. Ksentini, "Etude du devissage spontané d'un assemblage boulonné soumis à des sollicitations transverses dynamiques", Thèse, Institut Clément Ader, Toulouse, 2016,