

Etude du dévissage spontané d'un assemblage boulonné soumis à des sollicitations transverses dynamiques

Olfa Ksentini

► To cite this version:

Olfa Ksentini. Etude du dévissage spontané d'un assemblage boulonné soumis à des sollicitations transverses dynamiques. Mécanique des matériaux [physics.class-ph]. INSA de Toulouse; Ecole d'ingénieurs de Sfax - Tunisie, 2016. Français. NNT : 2016ISAT0036 . tel-02083637

HAL Id: tel-02083637

<https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-02083637>

Submitted on 29 Mar 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.



THÈSE

En vue de l'obtention du

DOCTORAT DE L'UNIVERSITÉ DE TOULOUSE

Délivré par :

Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse (INSA de Toulouse)

Cotutelle internationale avec l'Ecole Nationale d'Ingénieur de SFAX (Tunisie)

Présentée et soutenue par :

Olfa KSENTINI

le mardi 8 mars 2016

Titre :

Etude du dévissage spontané d'un assemblage boulonné soumis à des sollicitations transverses dynamiques

École doctorale et discipline ou spécialité :

ED MEGEP : Génie mécanique, mécanique des matériaux

Unité de recherche :

Institut Clément ADER (UMR CNRS 5312)

Directeur/trice(s) de Thèse :

Alain DAIDIE à l'INSA Toulouse, France
Mohamed HADDAR à l'ENI de Sfax, Tunisie

Jury :

M. Ali AKROUT, Professeur à l'ENI de Tunis,
M. Jean-Luc DION, Professeur à SUPMECA St-Ouen,
M. Didier REMOND, Professeur à l'INSA de Lyon,
M. Alain DAIDIE, Professeur à l'INSA de Toulouse,
M. Mohamed HADDAR, Professeur à l'ENI de Sfax,
M. Bertrand COMBES, Maître de conférences à l'INSA de Toulouse,
M. Mohamed Slim ABBES, Professeur à l'ENI de Sfax,

Rapporteur
Rapporteur
Examineur
Examineur
Examineur
Examineur
Invité

Remerciements

Le travail de recherche exposé dans ce mémoire de thèse a été réalisé en cotutelle entre le Laboratoire de Mécanique, Modélisation et Productique (LA2MP) à l'Ecole Nationale d'Ingénieurs de Sfax (ENIS- Sfax) et l'Institut Clément Ader (ICA) à l'Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse (INSA- Toulouse).

Je tiens à exprimer mes vifs remerciements et toute ma reconnaissance à mes directeurs de thèse Monsieur **Mohamed HADDAR**, Professeur des universités à l'Ecole Nationale d'Ingénieur de Sfax, et Monsieur **Alain DAIDIE**, Professeur des universités à l'Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse, pour avoir assuré la direction de mes travaux et pour la qualité de leur encadrement, leurs conseils et la confiance qu'ils m'ont accordée.

Je tiens à exprimer mes remerciements et ma très vive gratitude à mes encadreur Monsieur **Bertrand COMBES**, Maître de conférence à l'Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse, et Monsieur **Mohamed Slim ABBES** Professeur des universités à l'Ecole Nationale d'Ingénieur de Sfax pour leurs conseils scientifiques, leurs encouragement et la confiance qu'ils m'ont accordée ainsi que pour les discussions scientifiques et les échanges qui nous ont permis de mieux appréhender le sujet de la thèse.

Je remercie Monsieur **Ali AKROUT**, Professeur des universités à l'Ecole Nationale d'Ingénieur de Tunis, ainsi que Monsieur **Jean Luc DION**, Professeur des universités à l'Institut Supérieur de Mécanique de Paris d'avoir accepté de rapporter sur mon mémoire et pour l'intérêt qu'ils ont bien voulu porter à ce travail.

Mes remerciements s'adressent également à Monsieur **Didier REMOND** Professeur des universités à l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon pour avoir accepté de prendre part au jury.

Mes sincères remerciements s'adressent à tous les membres du LA2MP, de l'ICA et à tous ceux qui m'ont aidée de près ou de loin à achever ce travail.

Finalement, je tiens à remercier du fond du cœur mon mari, mes parents, ma belle-mère et mon frère qui m'ont toujours apporté un soutien aussi bien moral que matériel tout au long de ces années d'études et, sans eux, je ne serais jamais arrivée là. Je les remercie profondément.

Mes sincères excuses aux personnes m'ayant apporté une aide, aussi bien morale que matérielle que j'aurais involontairement oubliées.

Table des matières

Chapitre 1 : Etude Bibliographique

1. Introduction.....	11
2. Les principes du serrage et du dévissage des assemblages vissés	11
2.1. La précharge	11
2.2. Expression du couple de vissage	14
2.3. Expression du couple de dévissage	16
3. Etude du phénomène de dévissage spontané.....	17
3.1. Le dévissage spontané sous l'action des charges axiales	18
3.2. Le dévissage spontané sous l'action des charges transversales.....	23
3.3. Le dévissage spontané sous l'action d'un couple.....	40
4. Conclusion	42

Chapitre 2 : Etude expérimentale du dévissage d'un assemblage soumis à des vibrations

1. Introduction.....	45
2. Présentation du montage expérimental	46
3. Dimensionnement.....	47
4. Choix de la fréquence d'excitation	50
5. Instrumentation.....	51
5.1. Instrumentation du pot vibrant	52
5.2. Caméra rapide.....	54
5.3. Rondelle de charge	56
6. Essais réalisés sur un assemblage par un seul boulon	56
6.1. Procédure d'essai.....	56
6.2. Mesures réalisées.....	58
6.3. Influence de la précharge de la vis	64
6.4. Influence du traitement de surface de la vis	65
6.5. Rupture par cisaillement.....	66
7. réalisés sur un assemblage par deux boulons.....	69
7.1. Présentation du montage.....	69
7.2. Mesures réalisées.....	70
7.3. Influence de la précharge des vis.....	73

7.4. Phénomènes annexes : matage et défretage.....	74
8. Récapitulatif des essais réalisés et conclusion	77

Chapitre 3 : Etude dynamique du dévissage par simulation détaillée du boulon

1. Introduction.....	79
2. Modèle géométrique de deux plaques	80
3. Simulation du dévissage par la méthode des éléments finis.....	82
3.1. Formulation du contact.....	82
3.2. Interactions et maillage.....	84
3.3. Méthode de résolution	84
3.4. Etapes de calcul	85
3.5. Résultats de la simulation par la méthode des éléments finis.....	86
4. Dévissage sous vibration : montage expérimental	92
4.1. Modèle géométrique	92
4.2. Contraintes et interactions	93
4.3. Etapes de calcul	97
4.4. Résultats de la simulation	99
4.5. Comparaison avec les résultats expérimentaux	103
5. Conclusion	103

Chapitre 4 : Etude numérique du dévissage par des modèles simplifiés

1. Introduction.....	105
2. Simulation du dévissage par un modèle par éléments finis simplifié.....	106
2.1. Les modèles par éléments finis simplifiés	106
2.2. Application à l'assemblage de deux plaques par un boulon.....	111
2.3. Application au montage inertiel expérimental.....	121
3. Simulation du dévissage par un modèle unidimensionnel	127
3.1. Simulation de l'assemblage de deux plaques par un boulon	127
3.2. Simulation du montage inertiel expérimental.....	135
4. Bilan des modélisations simplifiées.....	144
4.1. Comparaison des performances	144
4.2. Domaines d'application de ces modèles.....	145

Tables des figures

Figure 1.1. Couple de serrage et tension de la vis, d'après Paredes [41]	12
Figure 1.2. Forces appliquées sur les filets	14
Figure 1.3. Dispositif expérimental de Goodier et Sweeney, d'après [2]	19
Figure 1.4. Dispositif expérimental de Gambrell, d'après [15].....	20
Figure 1.5. Dispositif expérimental et modèle dynamique de Hess [15]	20
Figure 1.6. Domaines de comportement en fonction de la fréquence et de l'amplitude de la vibration [15].....	21
Figure 1.7. Dispositif expérimental d'Aziz [2]	22
Figure 1.8. Machine de Junker [24]	23
Figure 1.9. Différentes positions du boulon sous un chargement transversal alternatif [4]....	24
Figure 1.10. Evolution de la tension de la vis en fonction du nombre de cycles [4]	25
Figure 1.11. Evolution du glissement localisé au cours d'un cycle de chargement [39]	26
Figure 1.12. Appareil d'essai pour déplacement transversal [39]	27
Figure 1.13. Courbes d'hystérésis : force de cisaillement en fonction du déplacement [39]..	28
Figure 1.14. Tension dans la vis en fonction du nombre de cycles [39]	29
Figure 1.15. Dispositif expérimental de Kasei [27]	29
Figure 1.16. Rotation de la vis en fonction du nombre de cycles [27].....	30
Figure 1.17. Dispositif d'essais par chocs de la norme MIL [30], d'après [2].....	31
Figure 1.18. Dispositif d'essais par chocs de la norme NASM [35].....	31
Figure 1.19. Essai de dévissage en vibrations transversales [6].....	32
Figure 1.20. Essai de dévissage en flexion, d'après [7]	33
Figure 1.21. Dispositif d'essais de Bhattacharya [3].....	33
Figure 1.22. Mesure du dévissage par fibre optique [43].....	34
Figure 1.23. Modèle par éléments finis de Zhang [54]	35
Figure 1.24. Variation de tension et rotation de l'écrou [54]	36
Figure 1.25. Modèle par éléments finis de Dinger [8]	36
Figure 1.26. Modèle par éléments finis d'Izumi [19].....	37
Figure 1.27. Efforts appliqués sur une vis soumise à un chargement transversal [32]	39
Figure 1.28. Assemblage par une vis à tête fraisée étudié par Zaki [55]	39
Figure 1.29. Modèle par éléments finis de Yokoyama [52]	40
Figure 1.30. Montage expérimental de Yokoyama [52]	41
Figure 1.31. Accouplement à denture trapézoïdale étudié par Jiang [23]	42

Figure 2.1. Montage expérimental	47
Figure 2.2. Comportement du montage avant et après déplacement de la masse inertielle	48
Figure 2.3. Organigramme des différentes étapes de dimensionnement.....	49
Figure 2.4. Simulation de la déformée modale du premier mode propre ($f_1=85$ Hz)	51
Figure 2.5. Vue générale du banc d'essais	52
Figure 2.6. Pot vibrant et montage d'essais.....	53
Figure 2.7. Les accéléromètres de mesure	53
Figure 2.8. Caméra rapide	54
Figure 2.9. Equipements de mesure sur le boulon : rondelle de charge (1), aiguilles indicatrices (2) et (3)	55
Figure 2.10. Trois images issues d'une capture par caméra rapide.....	56
Figure 2.11. Montage à une seule fixation	57
Figure 2.12. Comportement pendant l'essai : (a) Tension de la vis, (b) Accélération imposée, (c) Rotations de la masse inertielle, de la vis et de l'écrou	59
Figure 2.13. Comportement pendant le dévissage : (a) Tension de la vis, (b) Tension de la vis au début du dévissage, (c) Rotations de la masse inertielle, de la vis et de l'écrou	61
Figure 2.14. Tension de la vis, avec un dévissage interrompu.....	64
Figure 2.15. Accélération de dévissage vs précharge de la vis (cas des vis zinguées)	65
Figure 2.16. Vis testées : (1) vis traitée, (2) vis zinguée	65
Figure 2.17. Accélération de dévissage vs précharge de la vis (vis zinguées ou traitées)	66
Figure 2.18. Comportement pendant l'essai : (a) Tension de la vis, (b) Rotations de la masse inertielle, de la vis et de l'écrou	67
Figure 2.19. Vis cassée pendant l'essai de dévissage.....	68
Figure 2.20. Section rompue de la vis	68
Figure 2.21. Montage à deux fixations.....	69
Figure 2.22. Comportement pendant l'essai : (a) Tension de la vis 1, (b) Tension de la vis 270	
Figure 2.23. Comportement pendant le dévissage : (a) Tension de la vis 1, (b) Tension de la vis 2, (c) Rotations des vis et des écrous.....	71
Figure 2.24. Comportement pendant l'essai : (a) Tension de la vis 1, (b) Tension de la vis 273	
Figure 2.25. Variation de l'accélération de dévissage, montage à une ou deux fixations.....	74
Figure 2.26. Phénomène de matage de la masse inertielle	75
Figure 2.27. Pièce de contact défrettée de l'équerre	76
Figure 2.28. Moment M induit par l'inertie de la masse	76
Figure 3.1. Montage expérimental	80
Figure 3.2. Dimensions du modèle.....	81

Figure 3.3. Représentation des zones d'adhérence et de glissement pour le modèle de Coulomb	82
Figure 3.4. Zones de contact	83
Figure 3.5. Contrainte de collage « tie constraint »	84
Figure 3.6. Etapes de calcul	86
Figure 3.7. Déplacement u_x à l'extrémité de la plaque inférieure	87
Figure 3.8. Flexion de la vis f	87
Figure 3.9. Etat de contact de l'écrou/ plaque inférieure	88
Figure 3.10. Glissement de l'écrou sur son support	89
Figure 3.11. Détail de l'évolution de la simulation numérique	90
Figure 3.12. Rotation de l'écrou et état de contact dans le filetage de la vis au moment du dévissage (rouge=adhérence, vert=glissement, bleu=pas de contact)	91
Figure 3.13. Modèle expérimental	93
Figure 3.14. Contrainte de collage	94
Figure 3.15. Variation du coefficient de frottement en fonction de la tension de la vis pour une seule fixation	95
Figure 3.16. Variation du coefficient de frottement en fonction de la tension de la vis pour deux vis zinguées	96
Figure 3.17. Conditions de contact	97
Figure 3.18. Etapes de calcul	97
Figure 3.19. Conditions de blocage de la masse et de l'équerre pour l'étape d'installation de la précontrainte	98
Figure 3.20. Déplacement de l'équerre	99
Figure 3.21. Rotation de l'écrou, de la masse et de la vis	100
Figure 3.22. Contrainte axiale	101
Figure 3.23. Etat et pression de contact du filetage de la vis et de l'écrou à $t=0.0124s$	102
Figure 3.24. Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux	103
Figure 4.1. Différents modèles simplifiés d'un boulon	107
Figure 4.2. Modélisation du filetage	110
Figure 4.3. Modèle géométrique	111
Figure 4.4. Fréquence et forme des premiers modes propres	112
Figure 4.5. Organigramme de la simulation	113
Figure 4.6. Déplacement imposé, et réponses au point P situé à l'interface des plaques	115
Figure 4.7. Déplacement selon la direction X et état de contact au point N, cas c	116

Figure 4.8. Etat de contact sous l'écrou (rouge=adhérence, vert=glissement, bleu=pas de contact)	117
Figure 4.9. Déplacements de l'écrou selon la direction X, pour les cas b et c	118
Figure 4.10. Glissement et rotation de l'écrou, pour le cas d.....	119
Figure 4.11. Rotation de l'écrou, pour le cas d	120
Figure 4.12. Modèle simplifié du montage expérimental	122
Figure 4.13. Points de mesure	123
Figure 4.14. Déplacement imposé, et réponses en translation et en rotation	124
Figure 4.15. Etats de contact entre équerre et masse inertielle	125
Figure 4.16. Réponses en translation pendant les 2 premiers cycles de mouvement.....	125
Figure 4.17. Modèle unidimensionnel.....	128
Figure 4.18. Modèle déformé	128
Figure 4.19. Forces, contraintes et vitesses dans un glissement dévié.....	129
Figure 4.20. Contenu de la boucle d'intégration	131
Figure 4.21. Résultats de la simulation unidimensionnelle.....	132
Figure 4.22. Résultats de la simulation par éléments finis détaillés.....	133
Figure 4.23. Modèle unidimensionnel.....	136
Figure 4.24. Contenu de la boucle d'intégration	137
Figure 4.25. Résultats de la simulation unidimensionnelle sur 4 cycles	139
Figure 4.26. Résultats de la simulation par éléments finis simplifiés	141
Figure 4.27. Résultats de la simulation unidimensionnelle sur 50 cycles	143

Liste des tableaux

Tableau 2.1 : Récapitulatif des essais réalisés	77
Tableau 4.1 : Simulation de l'assemblage de 2 plaques par un boulon	144
Tableau 4.2 : Simulation du montage d'essais à masse inertielle.....	145

Introduction générale

Les assemblages boulonnés sont largement utilisés dans de nombreux secteurs industriels tels que les transports, la construction métallique, l'horlogerie. Leur rôle consiste à créer, à partir d'éléments isolés, une construction cohérente et robuste. Les avantages majeurs de ce type d'assemblage sont le coût relativement faible et la facilité de montage et de démontage. Le montage d'un assemblage boulonné élémentaire consiste à amener les pièces à assembler, ainsi que la vis et son écrou, jusqu'au contact par une rotation relative des éléments filetés, puis à imposer une rotation supplémentaire de manière à installer une précontrainte, destinée à maintenir l'intégrité de l'assemblage. La majorité des structures sont soumises à des efforts dynamiques, qui engendrent des vibrations et des chocs. Les études menées par les chercheurs montrent que les vibrations sont les principales causes du phénomène du dévissage spontané. Une variété de travaux porte sur l'étude de ce phénomène à travers des expérimentations, des simulations par la méthode des éléments finis et par des méthodes analytiques. En s'appuyant sur ces études, un travail expérimental et numérique sur ce phénomène a été mené au sein de l'Institut Clément Ader (INSA de Toulouse) et du Laboratoire de Mécanique, Modélisation et Productique (ENI de Sfax). Ces travaux complémentaires seront présentés dans cette thèse.

Ce mémoire est ainsi constitué de quatre chapitres.

Le premier sera consacré, dans un premier temps, à la présentation de l'aspect technique du serrage et du desserrage des assemblages boulonnés. Dans un second temps, les travaux de recherche relatifs au phénomène du dévissage spontané seront examinés. Leur présentation sera basée sur la direction du chargement qui peut être axiale, transversale ou en rotation par rapport à l'axe du filetage. Les expériences ainsi que les études numériques qui portent sur l'étude du phénomène de dévissage spontané sous charge axiale seront détaillées et les conclusions tirées à partir de ces travaux seront exposées. Ensuite, les travaux qui traitent le dévissage des assemblages soumis à des sollicitations transversales seront présentés. Les essais menés dans ces travaux sont soit des essais de chocs, soit des essais résultant d'une excitation le plus souvent pseudo-statique et perpendiculaire à l'axe de la vis. Dans la majorité de ces expériences, les chercheurs minimisent le frottement entre les éléments assemblés, à l'aide d'éléments roulants intercalés à l'interface des éléments assemblés, ce qui n'est pas le cas pour la quasi-totalité des assemblages boulonnés réels qui présentent un frottement sec. Cela nous a conduit à développer un moyen expérimental nouveau.

Dans le deuxième chapitre, nous présenterons un dispositif expérimental original, à frottement sec, permettant d'obtenir le dévissage des assemblages soumis à charges transverses dynamiques résultant des vibrations, générées par un pot vibrant. Vu que le montage n'est pas classique et ne présente pas le même principe que les essais menés dans la littérature, un dimensionnement préalable doit être réalisé pour définir les différents éléments. Nous estimerons l'accélération nécessaire pour obtenir le dévissage spontané. Le montage sera supporté par une équerre fixée sur un pot vibrant, assemblée à une masse inertielle par l'intermédiaire d'une vis et d'un écrou standard. Le dévissage se produira lorsque la masse glissera sur l'équerre, sous l'effet de son inertie. La tension de la vis sera mesurée moyennant une rondelle de charge ; la rotation de l'écrou, de la masse inertielle et de la vis seront détectées au moyen d'une caméra rapide. Nous étudierons l'accélération nécessaire pour obtenir le dévissage spontané pour un montage à une et à deux fixations, pour différents niveaux de précontrainte et pour différents modèles de vis.

Un modèle détaillé utilisant la méthode des éléments finis sera développé dans le troisième chapitre pour étudier le dévissage sous charges dynamiques transverses. En raison de la complexité des formes du filetage et de son comportement, nous traiterons d'abord un exemple simple et académique constitué par deux plaques assemblées par une vis. Une plaque est fixée à son extrémité, tandis que l'autre est soumise à un déplacement sinusoïdal imposé. Toutes les caractéristiques géométriques de la vis, y compris le filetage, sont introduites, et le dévissage spontané est obtenu. La même démarche sera appliquée pour simuler le comportement du montage expérimental. Nous validerons ce modèle par référence aux résultats expérimentaux. Nous montrerons que ce modèle numérique détaillé permet de simuler le dévissage spontané, mais qu'il nécessite des temps de calcul prohibitifs.

Dans le dernier chapitre, nous chercherons à remédier à ce problème en développant des modèles simplifiés plus efficaces. Nous comparerons les comportements de plusieurs modèles simplifiés par éléments finis, et nous retiendrons un modèle intégrant des « connecteurs cinématiques ». De même, nous développerons un modèle de simulation unidimensionnel, basé sur l'intégration des équations globales du mouvement. Ces deux modèles seront appliqués dans un premier temps à l'assemblage de deux plaques, et dans un second temps au montage expérimental. Les résultats du modèle simplifié par éléments finis seront confrontés avec ceux du modèle détaillé, tandis que les résultats du modèle unidimensionnel seront comparés avec ceux du modèle simplifié par éléments finis.

Chapitre 1

Etude Bibliographique

1. Introduction

La plupart des structures qui intègrent des assemblages boulonnés, soumis à des chargements cycliques, présentent un risque de dévissage spontané : constructions métalliques, machines statiques ou animées, véhicules terrestres, navals ou aériens, etc. Le dévissage spontané des boulons à haute résistance a été étudié dès les années 1940, mais à ce jour beaucoup de questions ne sont pas encore résolues. En effet, des sollicitations de diverses natures sont à l'origine de l'apparition de ce phénomène : on peut rencontrer une variation de charge axiale, ou de charge transversale, ou de couple, ou encore des sollicitations combinées. Ce phénomène peut être modélisé selon une démarche analytique ou numérique, mais le recours à l'expérimentation reste la démarche la plus sûre pour prendre en compte la complexité des environnements et des comportements, et pour valider les résultats analytiques ou numériques.

L'objectif de ce chapitre est de décrire l'état de l'art du phénomène de dévissage. Nous présenterons d'abord les mécanismes de base du serrage et du dévissage d'un assemblage vissé. Nous exposerons ensuite les résultats de certains travaux remarquables et nous en tirerons des conclusions pour la suite de notre étude.

2. Les principes du serrage et du dévissage des assemblages vissés

2.1. La précharge

La figure 1.1 illustre les cas d'un assemblage par boulon (constitué d'une vis et d'un écrou), par vis simple (implantée dans une pièce taraudée) ou par goujon (muni d'un écrou). Un couple de serrage C_0 exercé autour de l'axe de la vis résulte en une tension F_0 de la vis, également appelée précharge, ainsi qu'en une compression des pièces assemblées, opposée à F_0 . Il s'installe donc dans la tige de vis une précontrainte de tension, et dans les pièces assemblées, au voisinage de la vis, une précontrainte de compression [13].

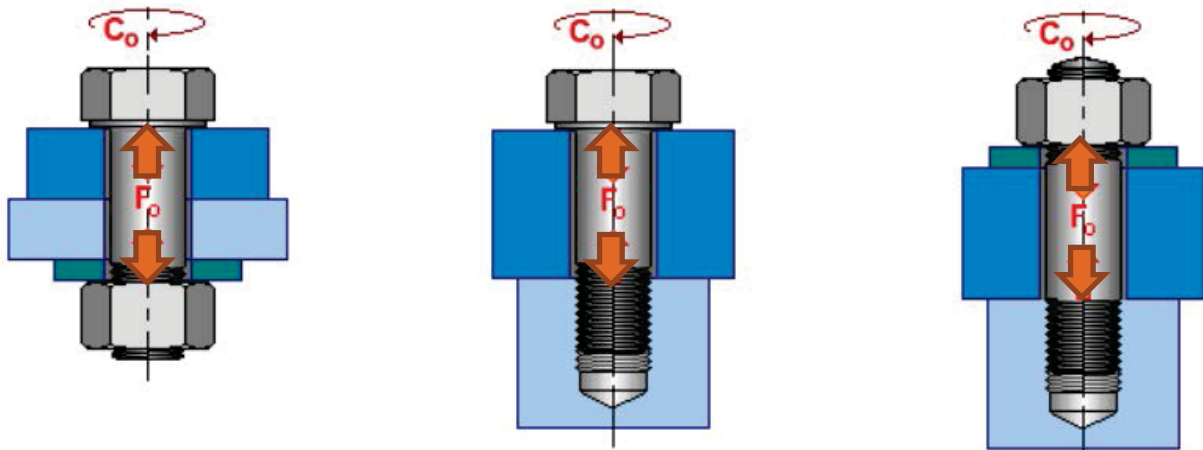


Figure 1.1. Couple de serrage et tension de la vis, d'après Paredes [41]

L'intégrité d'une fixation vissée, soumise au cisaillement, à la traction, ou à un couple, est maintenue grâce à la précharge, qu'il est souvent nécessaire de contrôler avec précision à une valeur spécifiée [53]. Dans de nombreux cas, le processus de la ruine d'un assemblage vissé est constitué par l'installation incorrecte de la précharge initiale, ou un relâchement de la tension de la vis, suivis du dévissage spontané de l'assemblage [10]. On peut citer parmi les causes courantes de relâchement de la tension : l'usure par frottement sous charge (ou *fretting*), la déformation plastique générée par le serrage de l'assemblage [11], le matage (ou déformation plastique des aspérités) des surfaces en contact [34], le fluage (ou déformation lente, sous contrainte), la dilatation thermique différentielle de la vis par rapport aux pièces assemblées.

Les dimensions et la précharge nominale de la fixation doivent être choisies en tenant compte du coefficient d'utilisation γ , défini comme le quotient de la contrainte installée dans la vis lors du serrage initial, par la limite élastique du matériau :

$$\gamma = \frac{\sigma_0}{\sigma_y} \quad (1.1)$$

avec σ_0 contrainte de tension moyenne générée dans la tige de vis par la précharge nominale,

σ_y limite élastique du matériau de la vis.

La valeur de γ peut être choisie afin d'optimiser la performance de l'assemblage, mais elle devrait normalement se situer dans la plage de 0,5 à 0,8. La valeur recommandée pour démarrer le processus de conception est de 0,65 [10].

La tension nominale F_0 de la vis peut alors être déterminée par l'équation suivante :

$$F_0 = \gamma \sigma_y A_s \quad (1.2)$$

avec A_s aire de la section transversale résistante de la vis.

Dans la pratique, la précharge effectivement atteinte en service varie autour de cette valeur nominale en raison de l'erreur commise dans le serrage initial, des charges mécaniques ou thermiques subies en service, et de l'évolution de l'assemblage par usure, matage, fluage, etc.

Le premier problème, cependant, est d'atteindre avec précision lors du montage initial de l'assemblage la précontrainte nominale qui a été fixée. Plusieurs procédés sont couramment utilisés dans ce but.

La méthode la plus largement utilisée est le serrage au couple [1], réalisé à l'aide d'une clé dynamométrique ou d'une visseuse mécanique. Cette méthode consiste à contrôler le couple C_0 appliqué sur la tête de vis ou sur l'écrou, elle utilise la relation entre ce couple C_0 et la précharge F_0 induite dans la fixation. Cette relation sera explicitée dans la section suivante. Elle dépend de la géométrie de l'assemblage, et des coefficients de frottement effectifs sous la tête de vis ou sous l'écrou, ainsi que dans les filets. L'incertitude sur ces coefficients de frottement génère une incertitude importante sur la précharge obtenue, ce qui conduit souvent à prendre une marge de sécurité et finalement à surdimensionner l'assemblage [44].

Une autre méthode disponible est le serrage à l'angle [1], réalisé par une visseuse mécanique dotée d'une commande appropriée. Cette méthode consiste à contrôler l'angle de rotation entre les éléments mâle et femelle du filetage, mesuré depuis la mise en contact des éléments de l'assemblage. Elle est basée sur la relation entre cette rotation, l'allongement de l'élément de fixation, et l'écrasement des pièces assemblées. Cette relation dépend de la géométrie de l'assemblage, et des raideurs des éléments de fixation et des pièces assemblées.

Enfin, le serrage par tendeur hydraulique [1] est employé pour des filetages de grandes dimensions ou fortement chargés. Il consiste à mettre en tension la vis au moyen d'un vérin hydraulique qui prend appui au-delà de l'écrou, puis à amener l'écrou au contact des pièces assemblées, avec un faible couple, et enfin à relâcher la tension du vérin. Cette méthode permet d'installer une précharge importante, dans un encombrement réduit, sans influence des frottements.

Nous détaillons dans la section suivante le calcul du couple de serrage C_0 , en fonction de la précharge F_0 , dans un processus de serrage au couple.

2.2. Expression du couple de vissage

Le modèle utilisé pour décrire le système des forces en action lors du serrage d'un assemblage fileté considère la forme développée de l'hélice qui constitue le filet de l'écrou comme un « coin » entraîné entre le « coin » du filet de la vis et la surface d'appui de la pièce serrée [10]. La force résultante transmise par le filet de l'écrou est supposée agir au rayon primitif du filetage $d_2/2$. Les forces présentes lors du serrage sont montrées par la figure 1.2, qui représente à gauche une vue développée selon l'hélice du filetage, et à droite une coupe axiale partielle du filetage.

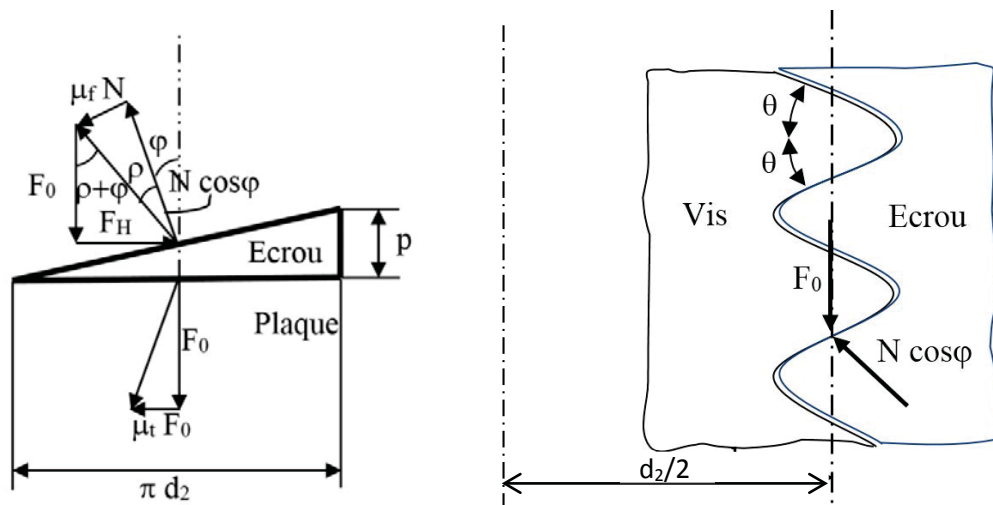


Figure 1.2. Forces appliquées sur les filets

La force orthoradiale nécessaire pour entraîner le glissement de l'écrou sur la vis est :

$$F_H = F_0 \tan(\rho + \varphi) \quad (1.3)$$

avec φ angle moyen de l'hélice,

ρ angle de glissement à l'interface du filet, donné par l'équation 1.4 :

$$\tan \rho = \frac{\mu_f}{\cos \theta} \quad (1.4)$$

avec μ_f coefficient de frottement à l'interface du filet,

θ demi-angle du profil du filet.

Le couple dû aux forces de contact des filets de la vis sur l'écrou est donc donné par l'équation 1.5 :

$$C_f = F_0 \tan(\rho + \varphi) \frac{d_2}{2} \quad (1.5)$$

Les forces de contact de la pièce serrée sur l'écrou (ou la tête de vis) sont supposées agir au rayon moyen du contact. Par conséquent, le couple qui en résulte est donné par l'équation 1.6 :

$$C_t = F_0 \mu_t \frac{d_t}{2} \frac{1}{\sin(\lambda/2)} \quad (1.6)$$

avec μ_t coefficient de frottement entre l'écrou (ou la tête de vis) et la pièce serrée,

d_t diamètre moyen du contact entre l'écrou (ou la tête de vis) et la pièce serrée,

λ angle du fraisurage dans le cas d'une vis à tête conique (égal à 180° dans le cas d'une tête plate).

Ainsi, le couple d'installation total appliqué à la tête de vis ou à l'écrou lors du serrage et permettant de produire la précharge F_0 est défini comme suit :

$$C_0 = C_f + C_t + C_e = F_0 \left(\tan(\rho + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2} + \mu_t \frac{d_t}{2 \sin(\lambda/2)} \right) + C_e \quad (1.7)$$

où C_e est le couple de freinage produit par un éventuel dispositif destiné à éviter un dévissage intempestif, tel qu'un écrou autobloquant. Le couple C_e est susceptible de varier selon le diamètre du filetage.

Compte tenu que les angles φ et ρ restent petits, nous pouvons écrire :

$$\tan(\rho + \varphi) \approx \tan(\rho) + \tan(\varphi) \quad (1.8)$$

et en s'appuyant sur les équations (1.4), (1.7) et (1.8), le couple d'installation total peut être écrit comme suit :

$$C_0 = F_0 \left(\frac{d_2}{2} \left(\frac{\mu_f}{\cos \theta} + \tan \varphi \right) + \mu_t \frac{d_t}{2 \sin(\lambda/2)} \right) + C_e \quad (1.9)$$

En utilisant la relation géométrique :

$$\tan \varphi = \frac{p}{\pi d_2} \quad (1.10)$$

on obtient l'expression suivante [10] :

$$C_0 = F_0 \left(\frac{p}{2\pi} + \frac{d_2}{2} \frac{\mu_f}{\cos \theta} + \mu_t \frac{d_t}{2 \sin(\lambda/2)} \right) + C_e \quad (1.11)$$

Une expression simplifiée du couple C_0 peut être utilisée pour le cas des filetages à profil ISO (où θ vaut 30°) et des vis à tête non conique (où λ vaut 180°), en l'absence de dispositif de freinage [10] :

$$C_0 = F_0 (0,16 p + 0,58 \mu_f d_2 + \frac{\mu_t d_t}{2}) \quad (1.12)$$

2.3. Expression du couple de dévissage

Pour desserrer l'assemblage fileté, il est nécessaire d'appliquer sur la tête de vis un couple de dévissage C_d qui peut être exprimé comme suit [4] :

$$C_d = -C_{pf} + C_{ff} + C_{ft} \quad (1.13)$$

avec C_{pf} couple résultant du pas du filetage,

C_{ff} couple résultant du frottement dans les filets,

C_{ft} couple résultant du frottement sous la tête de la vis ou sous l'écrou.

Ces trois couples ont été explicités dans la section précédente, avec des notations différentes.

Le couple C_{pf} résultant du pas du filetage agit dans le sens du dévissage. Tant que ce couple est inférieur à celui résultant du frottement sous la tête et dans le filetage, le maintien de l'assemblage est assuré, en l'absence de couple de dévissage. Pour que se produise le phénomène de dévissage spontané, la condition suivante doit être réalisée :

$$C_{pf} > C_{ff} + C_{ft} \quad (1.14)$$

Dans les conditions ordinaires de frottement, le couple C_{pf} résultant du pas du filetage est toujours plus petit que le couple C_{ff} résultant du frottement, ce qui permet le maintien de la fixation. Cette propriété est appelée auto-blocage ou irréversibilité de la fixation.

Mais cette condition n'est plus assurée si la précharge s'annule, ou si un glissement radial ou un couple de dévissage sont imposés à la fixation : dans ces cas, un dévissage spontané peut se produire. Nous étudierons dans la suite de ce chapitre les travaux qui ont été publiés concernant ce phénomène.

3. Etude du phénomène de dévissage spontané

Le dévissage spontané peut se produire quand un assemblage fileté est soumis à des actions qui annulent la précharge de l'assemblage, ou qui forcent un glissement relatif des interfaces en contact. Ces actions peuvent être classées selon la direction de leur action : nous distinguons l'effet de sollicitations axiales, c'est-à-dire parallèles à l'axe du filetage ; de sollicitations transversales par rapport à cet axe ; et enfin de couples s'exerçant autour de cet axe.

L'état de surface des fixations détermine le coefficient de frottement, et influe sur le dévissage spontané. C'est pourquoi Tollet a réalisé au CETIM une étude du frottement des éléments de fixation en fonction du traitement de surface [45], pour diverses conditions de serrage et d'exploitation (vitesse de serrage, nature de l'appui, température). Les résultats montrent que certains traitements de surface provoquent un micro-grippage, sensible à la température, qui influe sur le risque de dévissage spontané.

D'autres travaux ont porté sur une étude globale de la déperdition d'énergie dans l'assemblage. En particulier, Peyret [42] a estimé l'amortissement induit par les frottements dans un assemblage boulonné soumis à des vibrations.

Saranik a étudié [45] l'endommagement d'une structure boulonnée, excitée à sa fréquence propre par un pot vibrant. La structure représentative d'une partie d'ossature métallique de bâtiment est constituée par plusieurs boulons qui fixent deux poutres orthogonalement sur un montant. Les poutres sont lestées de manière à augmenter le moment de flexion induit par le mouvement. Le cisaillement des boulons crée un micro-glissement qui conduit à la fissuration des boulons, à une dégradation de leur raideur, et finalement au desserrage de l'assemblage. La structure atteint sa ruine par fatigue de l'assemblage.

Le dévissage spontané a pu être abordé au travers d'études analytiques : partant de l'état d'équilibre réalisé au serrage de l'assemblage, décrit précédemment, les auteurs ont envisagé l'effet de déplacements ou d'efforts supplémentaires pouvant induire le dévissage. Cette démarche se heurte à des difficultés pour prendre en compte de façon précise les détails de la géométrie, des déformations et des mouvements de l'assemblage.

D'autres auteurs ont simulé ce phénomène dans des études numériques, généralement réalisées au moyen de logiciels de simulation mettant en œuvre la méthode des éléments finis. L'augmentation récente des performances des logiciels et des capacités de calcul permet maintenant de simuler avec une bonne précision le comportement des assemblages, du moins dans les cas simples : une seule vis, sollicitation quasi-statique, etc.

Enfin, des expérimentations ont été réalisées, soit pour mieux comprendre les phénomènes en cause, soit pour valider les résultats d'études analytiques ou numériques, soit encore pour tester l'efficacité de diverses dispositions destinées à s'opposer au dévissage spontané.

Dans la suite de ce chapitre, les études qui s'articulent autour de ce phénomène sous différentes sollicitations seront exposées. Le classement de ces études est fonction de la direction des charges. D'abord seront présentées les études qui portent sur le dévissage sous charges axiales. Ensuite seront détaillées celles qui montrent le phénomène du dévissage sous charges transversales. Et finalement, nous traiterons de celles concernant le dévissage qui résulte d'un couple s'exerçant autour de l'axe du filetage.

3.1. Le dévissage spontané sous l'action des charges axiales

Plusieurs études, dont certaines anciennes, portent sur le dévissage engendré par une charge variable agissant selon l'axe de la vis, ou charge axiale. Dans certains cas, on peut observer un vissage ou un dévissage, correspondant à un serrage ou un desserrage de l'assemblage.

En 1945, Goodier et Sweeney [12] ont mené une étude à la fois analytique et expérimentale. Ils ont utilisé une machine de traction pour charger et décharger de façon répétitive un système vis-écrou. La rotation de l'écrou par rapport à la vis était mesurée à l'aide de microscopes comme le montre la figure 1.3.

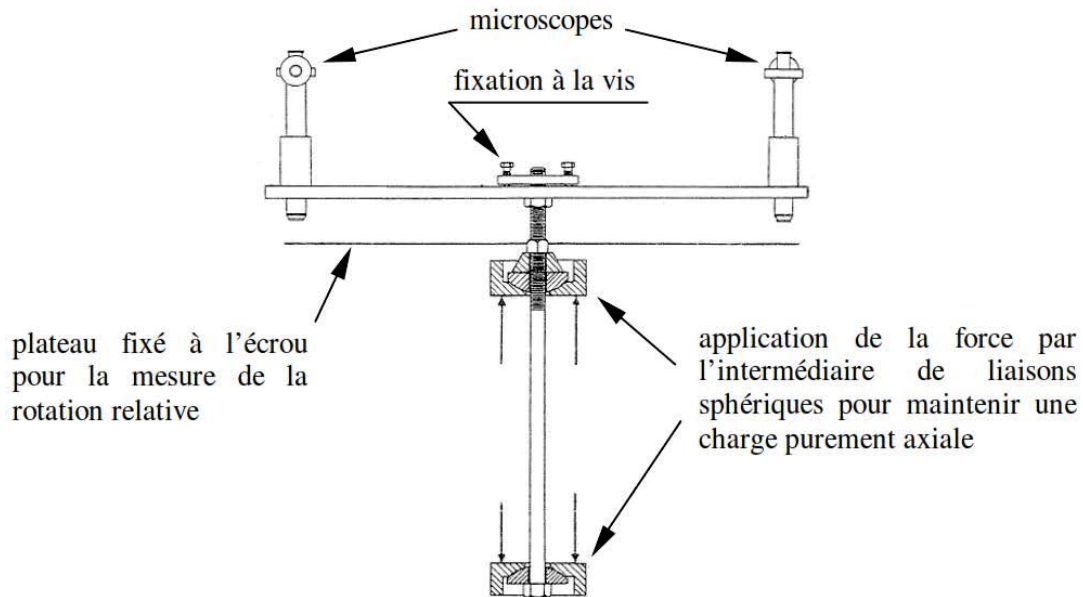


Figure 1.3. Dispositif expérimental de Goodier et Sweeney, d'après [2]

Goodier et Sweeney n'ont pas obtenu le dévissage complet de l'assemblage fileté, mais ils ont offert une explication du relâchement partiel des fixations. D'après eux, la variation de tension de l'assemblage boulonné génère, au travers du coefficient de Poisson, une déformation radiale de la vis et de l'écrou, qui crée un mouvement de glissement radial entre les flancs des filets de la vis et de l'écrou, ainsi qu'à l'interface entre les surfaces d'appui.

Le pas du filetage, la précontrainte et le chargement imposé influent sur le dévissage spontané d'un assemblage boulonné. Afin d'examiner leur influence, Gambrell a effectué des expérimentations, rapportées par Hess [15]. Il a comparé la performance d'assemblages avec filetage grossiers et fins, sous différentes conditions de lubrification, soumis à des efforts de traction. Son dispositif d'essai (figure 1.4) est composé d'un assemblage à un seul boulon, sollicité par un levier entraîné par une came actionnée par un moteur à vitesse variable. La tension du boulon est mesurée par une cellule de charge. Il a fait varier le rapport (appelé DRS) entre chargement dynamique et statique, ainsi que la précontrainte initiale, la fréquence de chargement, les conditions de lubrification et le nombre de cycles de charge. Gambrell a constaté que pour un DRS inférieur à l'unité, il n'y avait aucune différence significative entre les filetages fins et grossiers. Pour des valeurs du DRS supérieures à l'unité, les filets fins se sont desserrés moins que les grossiers. Pour les filets grossiers, la lubrification a été reconnue comme un facteur significatif.

Il a aussi noté que la vitesse du dévissage diminue lorsque le nombre de cycles de charge augmente, et que dans la plage de fréquences comprise entre 3,3 Hz et 20 Hz, la fréquence n'a aucun effet sur le dévissage. Il faut remarquer que dans la pratique, le DRS est toujours inférieur à l'unité. En effet, pour une valeur supérieure, les pièces assemblées se sépareraient, conduisant ainsi à l'usure des surfaces et à la fatigue plus rapide de la vis.

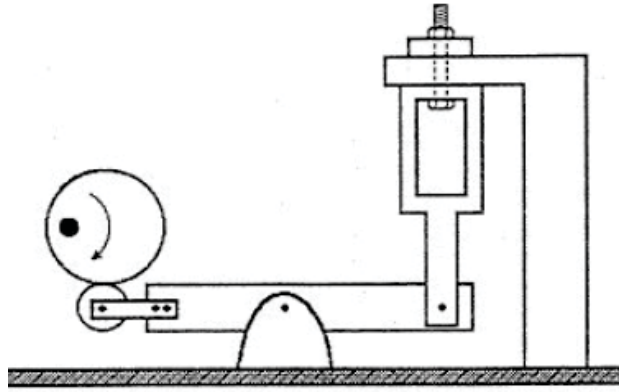


Figure 1.4. Dispositif expérimental de Gambrell, d'après [15]

En se basant sur les travaux de Rashquinha [43], Hess a étudié analytiquement [17] et expérimentalement [16] un dispositif constitué d'une masse inertielle, fixée sur une base vibrante par l'intermédiaire d'un boulon disposé dans la direction de la vibration. Son modèle analytique est du type à paramètres localisés (figure 1.5).

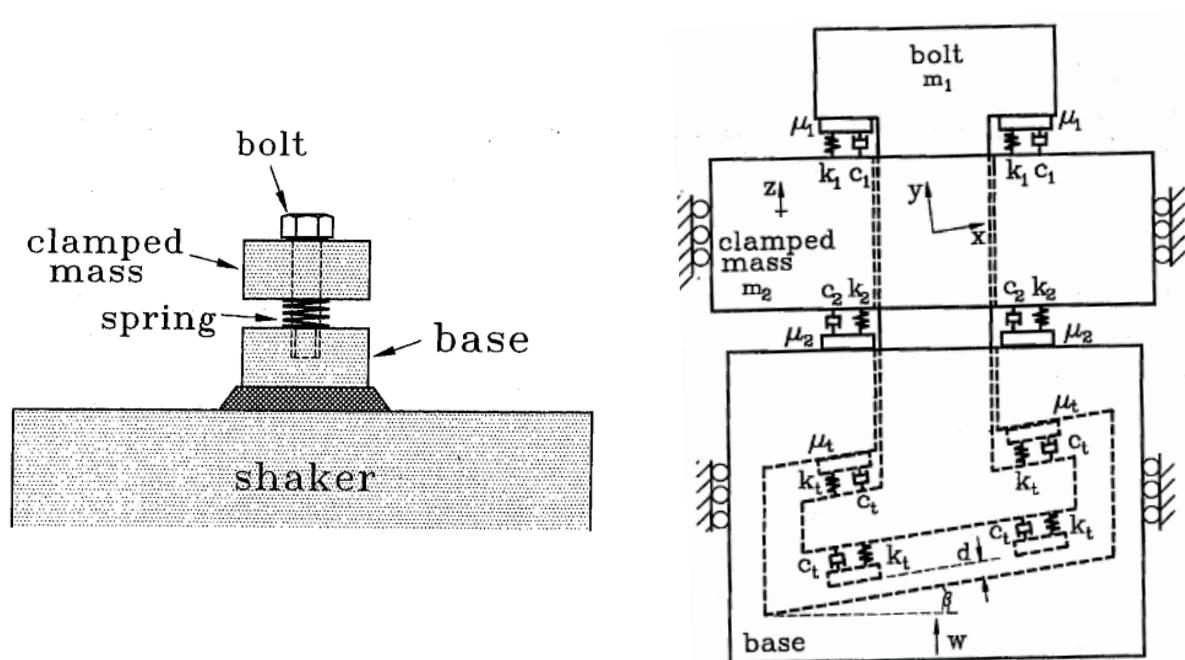


Figure 1.5. Dispositif expérimental et modèle dynamique de Hess [15]

Le contact aux interfaces est modélisé par des raideurs k_1 , k_2 et k_t en parallèle avec des amortisseurs c_1 , c_2 et c_t . Le frottement dans les filets et entre la tête de vis et la masse inertielle est décrit par le modèle de Karnopp [26]. En effet, le modèle de frottement de Coulomb est discontinu et engendre des difficultés de résolution numérique lorsque la vitesse de glissement approche de zéro. Le modèle de Karnopp est à la fois physiquement réaliste et plus aisé à gérer numériquement. Il définit une région de vitesse faible, assimilée à l'état d'adhérence, dans laquelle le frottement est déterminé par les forces agissant sur le système. En dehors de cette région, le frottement est fonction de la vitesse.

En fonction du déplacement vertical imposé à la base, Hess a pu prévoir par le calcul la rotation de la vis, dans le sens du vissage ou du dévissage.

Au cours de ses essais expérimentaux, Hess a fait varier plusieurs paramètres : la précharge de la vis, la masse inertielle m_2 et la raideur de contact k_2 entre la masse et la base.

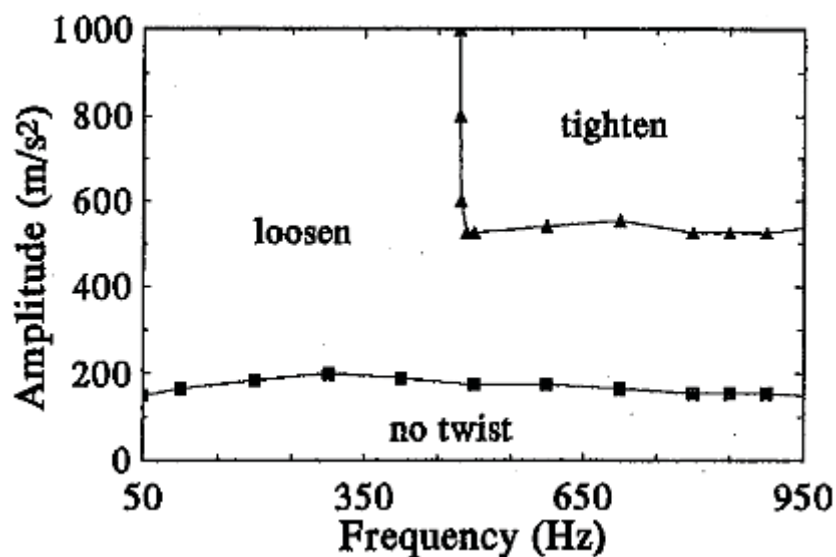


Figure 1.6. Domaines de comportement en fonction de la fréquence et de l'amplitude de la vibration [15]

La figure 1.6 montre un exemple des résultats obtenus. On voit qu'il n'y a pas de rotation pour une faible amplitude de vibration. L'augmentation de cette amplitude conduit au dévissage, voire au vissage pour une vibration de forte amplitude avec une haute fréquence.

Des recherches plus récentes sur les boulons chargés axialement ont été conduites par Aziz [2] qui a repris le principe de l'expérience de Hess. Il excite également une masse inertielle par l'intermédiaire d'un pot vibrant (figure 1.7). Il obtient un décollement de l'écrou de son appui, avec un mouvement de vissage ou de dévissage. Au terme d'une étude d'optimisation, il observe que le décollement, selon ce principe, d'un assemblage normalement serré demanderait une accélération très importante, qui ne peut être atteinte que par un choc très dur.



Figure 1.7. *Dispositif expérimental d'Aziz [2]*

A partir de ces travaux, on peut tirer les conclusions suivantes, pour un assemblage soumis à une charge axiale :

- l'assemblage ne peut généralement se dévisser spontanément que si sa tension est faible, soit à la suite d'un défaut de montage, soit en raison de conditions d'exploitation qui auraient fait chuter la précharge initiale, par matage, fluage, surcharge, dilatation différentielle, ou tout autre phénomène ;
- un assemblage convenablement dimensionné par rapport à ses conditions d'exploitation et convenablement monté ne devrait pas se dévisser spontanément ;
- avec une faible précharge, et sous l'effet de sollicitations axiales, on peut observer aussi bien un vissage spontané qu'un dévissage spontané de l'assemblage.

Nous examinerons maintenant l'effet des sollicitations transversales, par rapport à l'axe du filetage.

3.2. Le dévissage spontané sous l'action des charges transversales

Le relâchement d'un assemblage vissé peut résulter de charges dynamiques de différents types, tels que des chocs ou des vibrations. Différents travaux ont montré que ce phénomène se produit plus fréquemment lorsque la fixation est soumise à une charge transversale, qui provoque un glissement entre les surfaces de la fixation.

Gerhard Junker [24] a développé une machine d'essai qui a été souvent reprise par d'autres expérimentateurs, avec parfois quelques variantes. Cette machine est présentée par la figure 1.8.

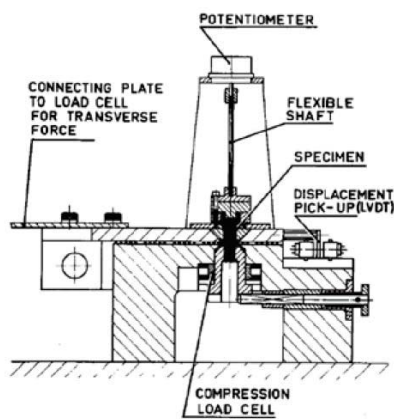


Figure 1.8. Machine de Junker [24]

Cette machine se compose d'un moteur qui entraîne un mécanisme excentrique provoquant un déplacement contrôlé de la plaque supérieure, qui est liée à une base fixe par l'assemblage fileté à tester. Un capteur de force est utilisé pour mesurer la tension de la vis de façon continue au cours de l'essai. Le déplacement de la plaque supérieure, la force sur cette plaque et la rotation de la vis sont mesurés.

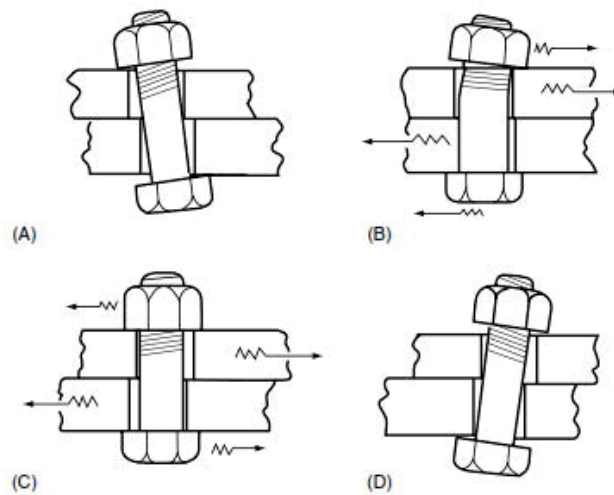


Figure 1.9. *Différentes positions du boulon sous un chargement transversal alternatif [4]*

Junker, repris par Bickford [4], fournit une explication du comportement d'un boulon sous l'effet d'un chargement transversal alternatif. A l'issue du cycle précédent, vis et écrou sont dans les positions relatives montrées par la figure 1.9.A. (le jeu de la tige de vis dans les plaques assemblées est amplifié pour la clarté de l'exposé). Quand les plaques glissent l'une sur l'autre dans la direction indiquée sur la figure 1.9.B, la vis et l'écrou restent d'abord en adhérence l'un sur l'autre, tandis que la vis fléchit vers la droite. Quand cette flexion est suffisante (figure 1.9.C), les forces de flexion surmontent les forces de frottement entre les filets, la vis se redresse et se déplace dans l'écrou, vers la gauche. Cette action seule ne suffit pas à provoquer le dévissage car la tête de la vis est encore maintenue par les forces de frottement. Quand le mouvement transversal se poursuit, la tête de vis glisse aussi sur sa surface d'appui. A ce moment, les deux extrémités de la vis sont en glissement et elle tourne légèrement, perdant un peu de sa tension. Après que le jeu dans le filetage ait été absorbé, il n'y a plus de glissement dans le filet et la vis ne tourne plus. Si le mouvement transversal se poursuit encore (figure 1.9.D), la tige de vis arrive en butée dans son alésage. Les mêmes phénomènes se reproduisent dans la course de retour.

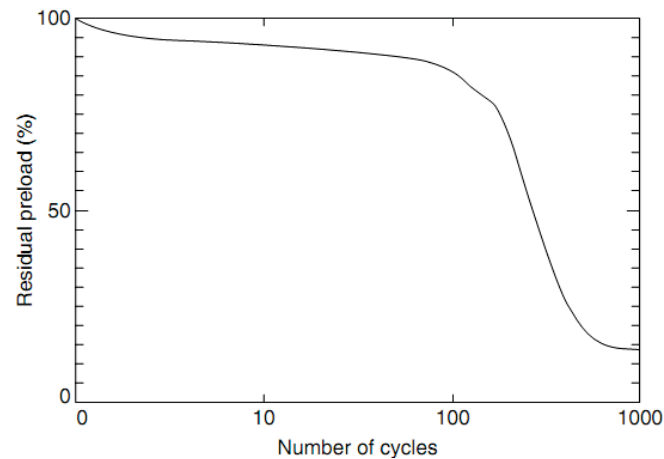


Figure 1.10. Evolution de la tension de la vis en fonction du nombre de cycles [4]

Sur la figure 1.10, on remarque que le dévissage commence par une relaxation lente et progressive de la précharge, sur une centaine de cycles dans ce cas. Lorsque la tension de la vis atteint une valeur critique, le desserrage devient plus rapide.

La machine de Junker a servi de référence pour d'autres auteurs qui ont utilisé le même principe. C'est le cas de Pai [39] qui a réalisé des essais avec une machine analogue. Selon lui, le dévissage d'un élément de fixation ne peut se produire que lorsque les deux conditions suivantes sont satisfaites :

- il existe un couple agissant sur les surfaces de contact dans la direction du dévissage ;
- la résultante des efforts tangentiels sur les surfaces de contact surmonte les forces de frottement.

Considérons un assemblage constitué d'une vis qui serre une pièce sur une base fixe, soumis à un effort dynamique de cisaillement orthogonal à l'axe de la vis. La première condition de dévissage est satisfaite en raison de la géométrie hélicoïdale du filet, qui produit un moment de dévissage résultant de la précharge de la vis. De plus, dans la plupart des applications, le serrage initial est réalisé par un couple de serrage appliquée sur la tête de la vis. Une partie de ce couple entraîne la torsion de la vis, qui reste présente après la fin du serrage en raison des frottements sous la tête de vis et dans les filets. Cette torsion produit un moment de dévissage supplémentaire.

La deuxième condition de dévissage ne se vérifie que quand des charges extérieures agissant sur l'assemblage s'ajoutent aux couples cités pour surmonter les forces de frottement et rompre l'équilibre précédent.

Tous les processus de desserrage supposent d'abord la perte de la torsion due au serrage initial, puis le glissement du filetage, qui entraîne une torsion du corps de vis, qui produit à son tour la rotation de la tête. Quand l'assemblage est chargé, la vis est soumise à la précharge, à un effort de cisaillement et à un moment de flexion. Ces efforts se répartissent de façon inégale sur les surfaces de contact, et certaines zones peuvent être en adhérence tandis que d'autres sont en glissement.

Le dévissage peut survenir, avec un chargement cyclique, par l'évolution sur l'ensemble des surfaces de contact d'un glissement localisé. Pour illustrer qualitativement ce processus, considérons la figure 1.11, qui montre l'état de contact sur le flanc d'un filet à trois moments différents au cours d'un cycle de chargement.

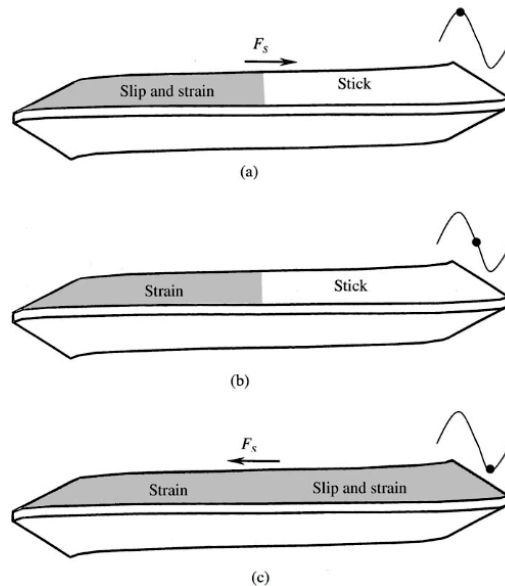


Figure 1.11. Evolution du glissement localisé au cours d'un cycle de chargement [39]

Quand la charge de cisaillement agit vers la droite (figure 1.11.a), la partie gauche du filet est en glissement tandis que la partie droite reste adhérente. Le filet subit une déformation élastique locale, qui comprend une composante dans la direction circonférentielle en raison du moment de dévissage. Quand la charge de cisaillement s'annule (figure 1.11.b), une partie de cette déformation est conservée par l'effet du frottement. Lorsque la charge de cisaillement change de direction (figure 1.11.c), la partie droite du filet entre en glissement et se déforme à son tour dans la direction circonférentielle, toujours dans la direction du dévissage.

Par conséquent, au cours d'un cycle de chargement, le glissement localisé parcourt l'ensemble de la zone de contact, et la déformation élastique se propage sur cette surface, ce qui conduit à une faible rotation d'ensemble.

Pour une charge de cisaillement plus élevée, la condition de glissement est satisfaite simultanément sur toute la surface de contact et le glissement est généralisé. Ce cas a été préalablement détaillé dans [43, 24].

Toute combinaison des conditions ci-dessus conduira au dévissage. Par exemple, le glissement localisé sous la tête et le glissement généralisé du filetage est une condition suffisante pour le dévissage. Si toutefois, aucune de ces conditions n'est satisfaite dans le filetage ni sous la tête, alors il ne peut y avoir aucun relâchement.

La validation de cette étude a été effectuée au moyen d'une machine (figure 1.12) similaire à celle de Junker [24]. La plaque supérieure est entraînée dans un mouvement de translation alternatif par rapport à la base fixe, dont elle est séparée par des éléments roulants.

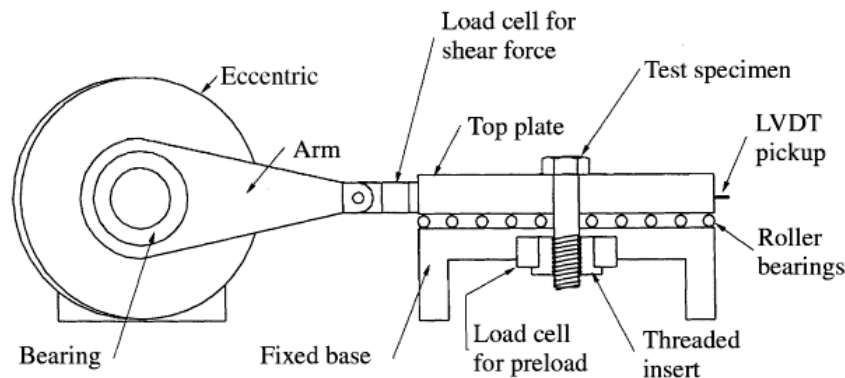


Figure 1.12. Appareil d'essai pour déplacement transversal [39]

La figure 1.13 montre des cycles d'hystérésis obtenus par Pai, représentant la force de cisaillement agissant sur la plaque supérieure en fonction de son déplacement transversal. La pente de la courbe caractérise la rigidité de la fixation. En l'absence de glissement, la vis fléchit et la courbe est une ligne droite. Mais sous l'effet du glissement sous la tête et dans les filets, la courbe voit sa pente diminuer et elle forme une boucle d'hystérésis. La pente de la courbe est importante quand il y a flexion sans glissement, et plus faible quand il y a un glissement de la tête. La figure illustre quatre cas de comportement d'une vis de longueur 63,5 mm et de diamètre 12,7 mm, pour différentes charges et différentes lubrifications sous la tête et dans les filets.

La courbe 1 (en trait plein) correspond à un glissement localisé sous la tête et localisé dans le filetage, pour une précharge de 10,4 kN avec une lubrification à l'huile sous la tête et dans les filets. La courbe 2 (en trait pointillé) correspond à un glissement localisé sous la tête et généralisé dans le filetage, pour une précharge de 8 kN avec une lubrification à l'huile sous la tête, et à la graisse MoS₂ (au bisulfure de molybdène) dans les filets. La pente de la courbe 1 est plus forte que celle de la courbe 2, car le glissement reste localisé dans le cas de la courbe 1. La courbe 3 (en trait interrompu) correspond à un glissement généralisé sous la tête et localisé dans le filetage, obtenu avec une précharge de 8,8 kN et une lubrification à la graisse sous la tête, et à l'huile au niveau des filets. La pente de cette courbe chute pour les valeurs élevées de la force de cisaillement en raison de l'apparition du glissement généralisé sous la tête, ce qui ne se produit pas pour les courbes 1 et 2. Enfin, la courbe 4 (en trait mixte) correspond à un glissement généralisé sous la tête et dans les filets, pour le même état de lubrification que la courbe 2, mais avec une précharge plus faible, égale à 6,5 kN. On note que jusqu'à l'apparition du glissement généralisé sous tête (indiqué par la pente proche de zéro), la courbe 4 présente une pente comparable à celle de la courbe 2.

Le processus de dévissage débute donc avec un glissement partiel de la tête et total dans les filets, puis il progresse jusqu'à atteindre le glissement total sous la tête et dans les filets.

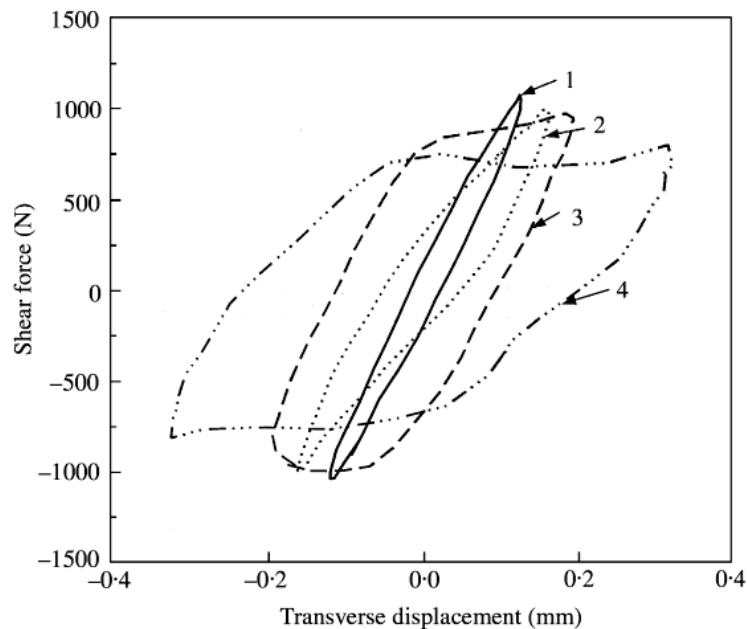


Figure 1.13. *Courbes d'hystérésis : force de cisaillement en fonction du déplacement [39]*

La figure 1.14 montre l'évolution de la tension de la vis en fonction du nombre de cycles. Elle est sensiblement linéaire, jusqu'à ce que la tension devienne très faible.

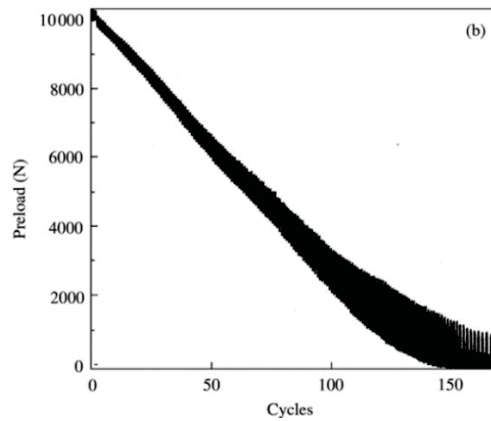


Figure 1.14. Tension dans la vis en fonction du nombre de cycles [39]

Un modèle éléments fini détaillé par Pai dans [40] a été validé par les résultats expérimentaux.

Kasei [25, 27] a également réalisé des expérimentations sur le dévissage sous l'effet d'un déplacement transversal imposé. Il s'est intéressé à la flexion et la torsion de la vis, sous l'effet des forces de frottement. Il considère que l'accumulation des cycles de chargement conduit au dévissage de l'assemblage.

La figure 1.15 montre un aperçu de son banc d'essai, constitué d'un corps principal, d'un système d'entraînement et d'un système de mesure. Comme dans la machine de Junker, des billes en acier sont insérées entre les plaques serrées par une vis, et un capteur d'effort mesure la tension de la vis. Un mécanisme de vis différentielle donne à la plaque mobile un déplacement alternatif, transversal par rapport à la vis et perpendiculaire au plan de la figure.

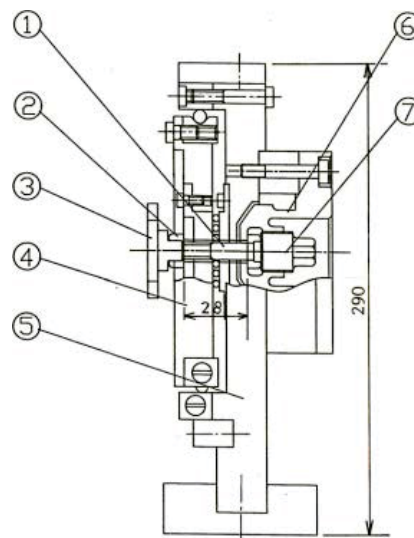


Figure 1.15. Dispositif expérimental de Kasei [27]

Quelques résultats expérimentaux sont illustrés dans la figure 1.16. La vis testée possède un diamètre 10 mm, un pas 1,25 mm, une longueur 28 mm, et elle subit une précharge de 10 kN. L'écrou est hexagonal (cas A, courbes 2, 3, 5 et 6) ou hexagonal avec collerette d'appui (cas B, courbes 1 et 4).

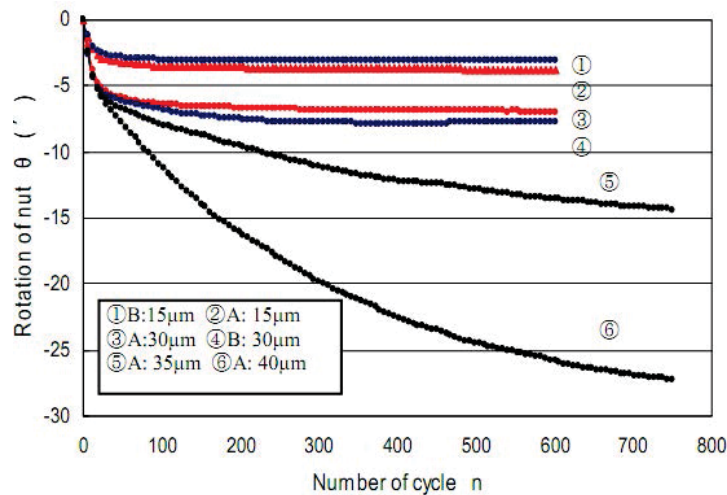


Figure 1.16. Rotation de la vis en fonction du nombre de cycles [27]

L'amplitude du déplacement varie de 15 μm à 40 μm, et la rotation de la vis a lieu dans le sens du dévissage. Les rotations observées dans les cas 1 à 4 sont faibles : il ne s'agit pas de dévissage, mais d'une libération de la torsion et de la flexion de la vis qui sont générées lors de l'opération de serrage initial. Le dévissage n'apparaît que dans les cas 5 et 6, lorsque l'amplitude du déplacement dépasse 30 μm.

Les modèles et les essais réalisés cités précédemment font intervenir des sollicitations quasi-statiques. Mais d'autres auteurs ont étudié le dévissage spontané sous l'effet de chocs, principalement pour comparer la résistance au dévissage spontané de divers types de boulons au moyen d'essais normalisés.

Un test de dévissage spontané par chocs est défini par la norme MIL-STD-1312-7A [30]. Le dispositif d'essais de la figure 1.17 est animé d'un mouvement sinusoïdal à une fréquence égale à 30Hz. Les boulons testés sont serrés sur des tubes, libres de coulisser au sein de trous oblongs. Le déplacement du dispositif d'essai provoque un mouvement alternatif des tubes boulonnés, avec deux impacts par cycle contre les parois du trou oblong, dans une direction transversale par rapport à l'axe de la vis.

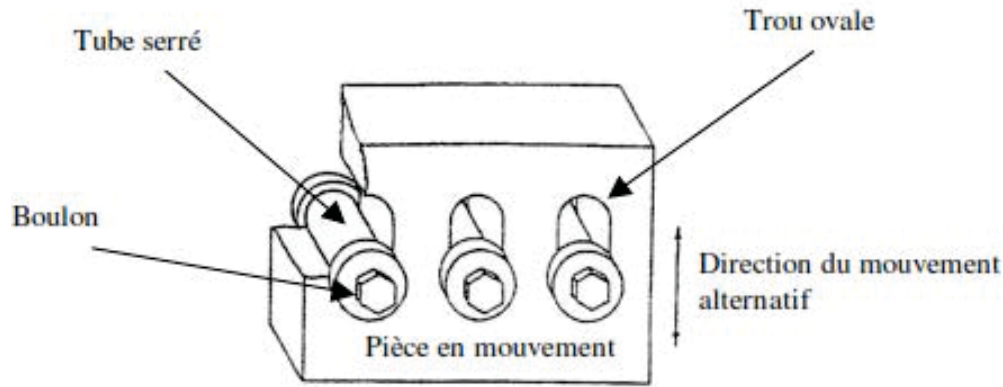


Figure 1.17. Dispositif d'essais par chocs de la norme MIL [30], d'après [2]

Le test est exécuté jusqu'à ce que le desserrage de la fixation soit détecté d'une façon auditive ou visuelle, et le temps de desserrage est enregistré.

Dong [9] a testé selon cette norme des boulons présentant des défauts de fabrication. Il a montré que certains défauts, tels qu'une erreur de pas ou de diamètre, de la vis ou de l'écrou, avaient une forte influence sur le temps d'essai avant dévissage.

En se basant sur le même principe, la norme aérospatiale NASM 1312-7 [35] décrit un essai très voisin (figure 1.18).

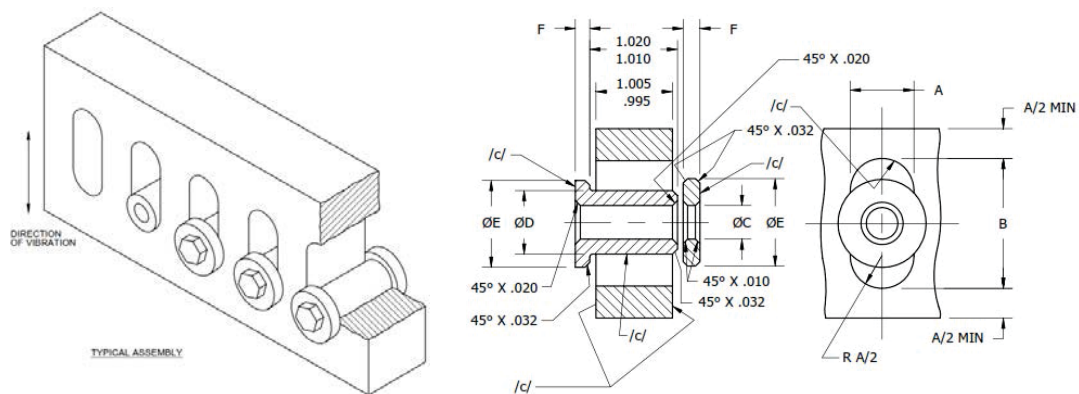


Figure 1.18. Dispositif d'essais par chocs de la norme NASM [35]

D'autres auteurs encore ont réalisé des essais de dévissage spontané sous vibrations, ou du moins sous des charges transversales variant rapidement.

Delcher [6] a mené au CETIM des essais sur des assemblages à simple recouvrement, sollicités par un vérin dynamique piloté en effort et en vitesse (figure 1.19). L'effort de glissement statique est mesuré par un essai de traction, puis l'effort et le déplacement de la pièce mobile sont enregistrés en continu pendant le déplacement alternatif.

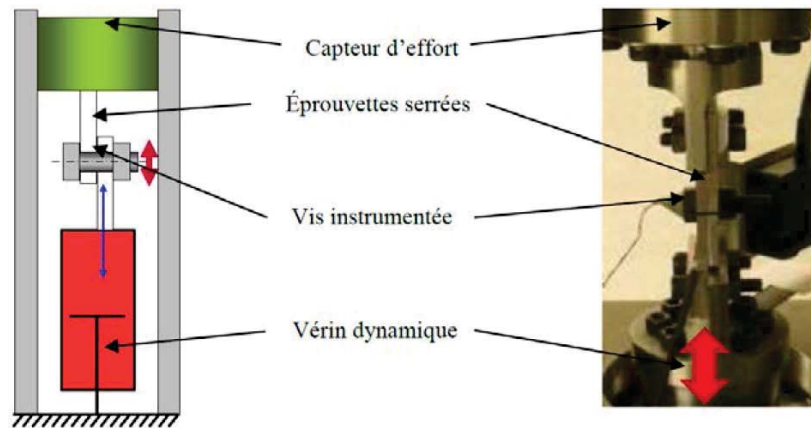


Figure 1.19. Essai de dévissage en vibrations transversales [6]

Le déplacement n'est pas sinusoïdal mais de forme triangulaire, à vitesse constante. Les sollicitations quasi-statiques sont celles qui génèrent le desserrage le plus rapide et le glissement le plus important ; une augmentation de la vitesse de glissement diminue la vitesse de dévissage ainsi que le frottement. Lors du glissement de l'assemblage, il existe une dégradation importante de l'état de surface à l'interface des deux pièces serrées, par matage et arrachements de matière. Ces phénomènes s'amplifient fortement lorsque la vitesse de sollicitation augmente. Le dévissage ne se produit que lorsque l'effort transversal dépasse le seuil de glissement.

Delcher [7] a aussi mené des essais sur des éprouvettes en porte-à-faux déformées en flexion, sous l'effet d'un mouvement imposé par un vérin hydraulique dynamique (figure 1.20). Par un balayage fréquentiel autour de la première fréquence propre, on exploite la flexion de l'éprouvette pour générer au niveau de la fixation un effort de cisaillement, mais aussi une déformation plus complexe de l'éprouvette. L'influence du frottement, de la géométrie de l'écrou ainsi que du jeu dans le filetage a été étudiée.

Les résultats montrent que le dévissage est obtenu pour un coefficient de frottement allant jusqu'à 0,4. Il est très rapide pour un coefficient de frottement inférieur à 0,1. La géométrie de l'appui de la tête de vis, et le rayon moyen de cet appui, influent aussi fortement. L'augmentation du jeu dans le filetage, ainsi que la limitation du glissement par diminution du diamètre du trou de passage, favorisent la tenue au dévissage.

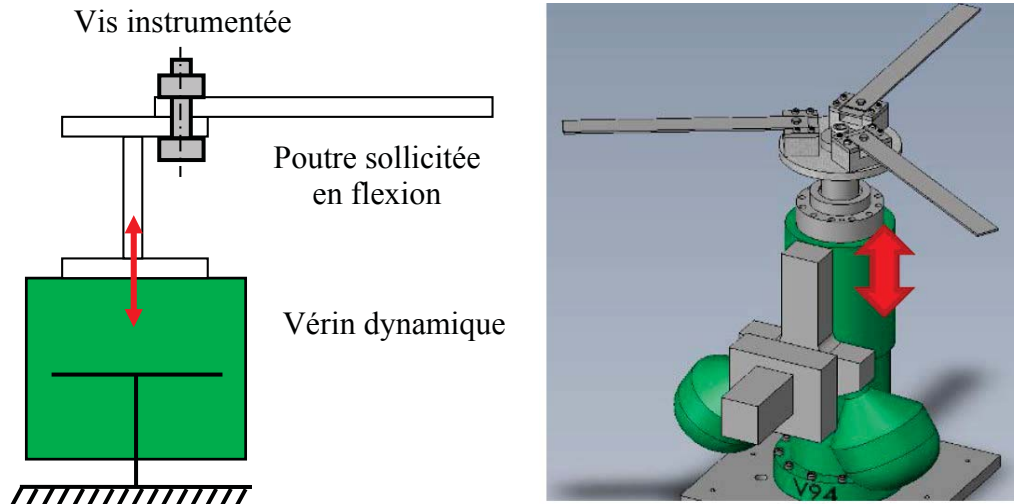


Figure 1.20. Essai de dévissage en flexion, d'après [7]

Bhattacharya a testé l'efficacité de différents dispositifs destinés à éviter le dévissage spontané [3]. Son expérience (figure 1.21) consiste à forcer à l'aide d'une came les oscillations d'une plaque mobile, serrée contre une plaque fixe par un boulon. Un capteur de force mesure la force de serrage

Bhattacharya a effectué des essais sur l'écrou Nylock®, le verrouillage chimique (collage), la rondelle plate, la rondelle en nylon, et la rondelle striée, pour des boulons de différents matériaux, tailles et types et pour différentes précharges. La perte de serrage donne une indication sur la progression du dévissage.

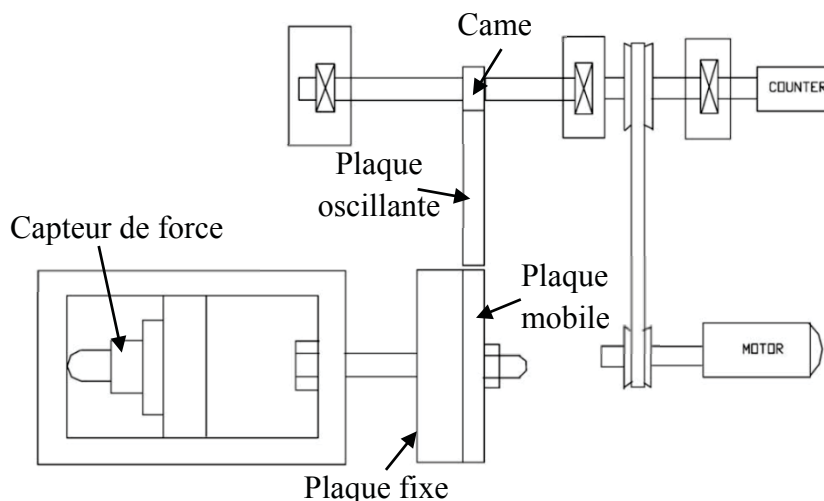


Figure 1.21. Dispositif d'essais de Bhattacharya [3]

Un système original de surveillance par fibre optique [14] du dévissage d'assemblages boulonnés, pouvant s'appliquer à des assemblages à vis multiples pour l'aéronautique, a été étudié par Shin [46]. Le principe est le suivant (figure 1.22) : lorsque la vis tourne d'un angle θ par rapport à l'écrou, la portion de fibre optique monomode, comprise entre un point d'attache sur l'écrou et un autre point d'attache sur la vis, s'incurve d'un angle Φ . Il s'ensuit une variation de la rétrodiffusion de la lumière (ou diffusion de Rayleigh) dans la fibre, mesurée et localisée par réflectométrie optique temporelle (OTDR). On peut ainsi déterminer le ou les boulons qui se dévisse, et mesurer la rotation relative écrou / vis avec une résolution angulaire qui atteint $1,45^\circ$, même en cas de variation de la température.

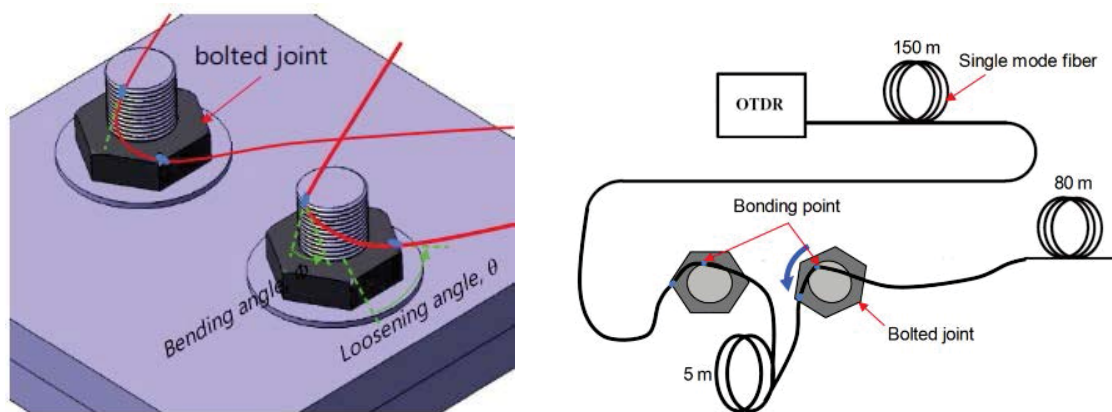


Figure 1.22. Mesure du dévissage par fibre optique [46]

Les travaux cités jusqu'ici relevaient d'une approche analytique ou expérimentale. Mais le développement récent des moyens de calcul a permis de simuler numériquement les phénomènes qui concourent au dévissage spontané, en particulier par la méthode des Eléments Finis. Dans un premier temps, ces études ont été menées au moyen de modèles qui ne détaillaient pas la géométrie du filet, et dans lesquels le filetage était remplacé par une forme axisymétrique. Ces modèles pouvaient représenter de façon satisfaisante la distribution générale des contraintes dans les assemblages, mais ne permettaient pas la simulation du relâchement du boulon.

Les modèles tridimensionnels plus récents considèrent la forme hélicoïdale du filetage. Zhang [54] a développé sur Abaqus® un modèle constitué d'une vis et un écrou, serrant deux plaques d'acier séparées par deux patins en fonte, avec un capteur d'effort, comme le montre la figure 1.23. La plaque inférieure est fixée et un déplacement est imposé à la plaque supérieure. Le filetage M12x1,75 est conforme à la norme NF E03.001.

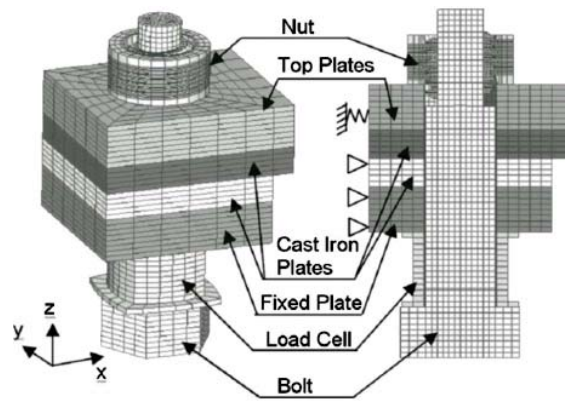


Figure 1.23. *Modèle par éléments finis de Zhang [54]*

Le corps de vis (de forme cylindrique) et les filets (en hélice) ont été maillés séparément. Quatre filets ont été créés pour l'écrou et six pour la vis. Les deux patins en fonte sont collés respectivement à la plaque inférieure et supérieure. Le capteur de force piézoélectrique, placé entre la plaque inférieure et la tête de vis, est modélisé avec une rigidité aussi proche que possible de la réalité. Pour éviter les problèmes de singularité dans l'analyse numérique lors des transitions entre adhérence et glissement, un ressort de faible raideur (100 N/mm) est ajouté sur la plaque mobile, sans affecter les résultats de la simulation. Le coefficient de frottement entre les filets est égal à 0,09, tandis qu'il est égal à 0,12 entre l'écrou et la surface d'appui, comme entre les patins. Les autres surfaces de contact, de part et d'autre du capteur de force, possèdent un coefficient de frottement plus important, égal à 0,3. Des expériences ont été menées [22] pour déterminer les valeurs de ces coefficients de frottement.

Le maillage est réalisé à l'aide d'éléments hexaédriques à huit nœuds, appropriés pour l'analyse des problèmes impliquant des contacts surfaciques. Pour simuler le serrage de l'assemblage, une variation de température a été appliquée à la cellule de charge, dont la dilatation différentielle permet d'obtenir la tension du la vis et la compression des pièces assemblées, qui constituent la précharge. L'extrémité gauche de la plaque inférieure est fixe, tandis qu'un déplacement uniforme alternatif est appliqué à l'extrémité droite de la plaque supérieure.

La figure 1.24 montre par exemple, pour une précontrainte égale à 25 kN et pour différentes amplitudes de déplacement, la variation de la tension de la vis, et la rotation de l'écrou, au cours des 10 premiers cycles de déplacement.

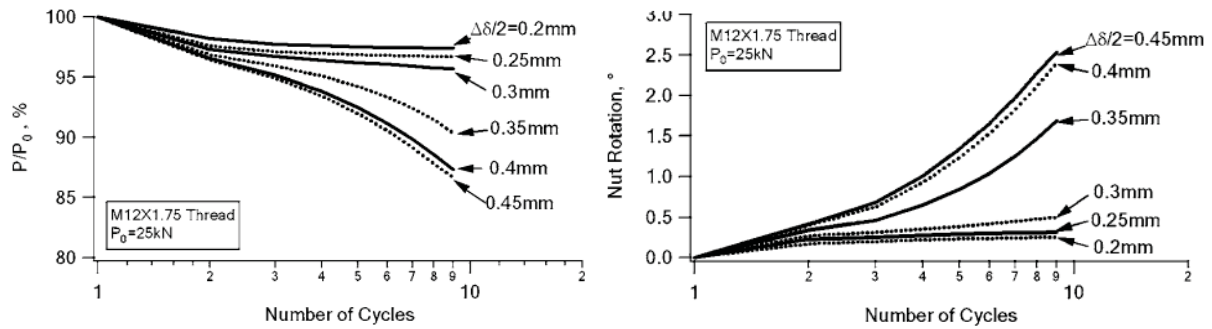


Figure 1.24. Variation de tension et rotation de l'écrou [54]

A partir de ces résultats, Zhang a constaté qu'une augmentation de l'amplitude du déplacement entraîne un dévissage plus rapide. Il a identifié comme principales causes du dévissage les micro-glissements répétés entre les surfaces des filets, et le moment de flexion transmis par la vis.

Passant maintenant à l'étude par éléments finis menée par Dinger [8]. Il s'est basé dans ces travaux sur les études mené par Koch [29]. Son modèle (figure 1.25) implémenté sur Abaqus® 6.9.1 consiste en une plaque mobile (en vert) assemblée à un écrou fixe (en beige) par une vis de type aéronautique. Pour modéliser la vis et l'écrou, Dinger a adopté la même approche que Zhang en définissant séparément des parties lisses et des filets, puis en les solidarissant par des contraintes de collage. La partie droite de la figure 1.25 montre les maillages différents des parties lisses de la vis et de l'écrou, et des filets. Dinger a utilisé un frottement de type Coulomb, avec pour coefficients de frottement 0,13 sous écrou, 0,15 sous la tête et 0,2 dans le filetage.

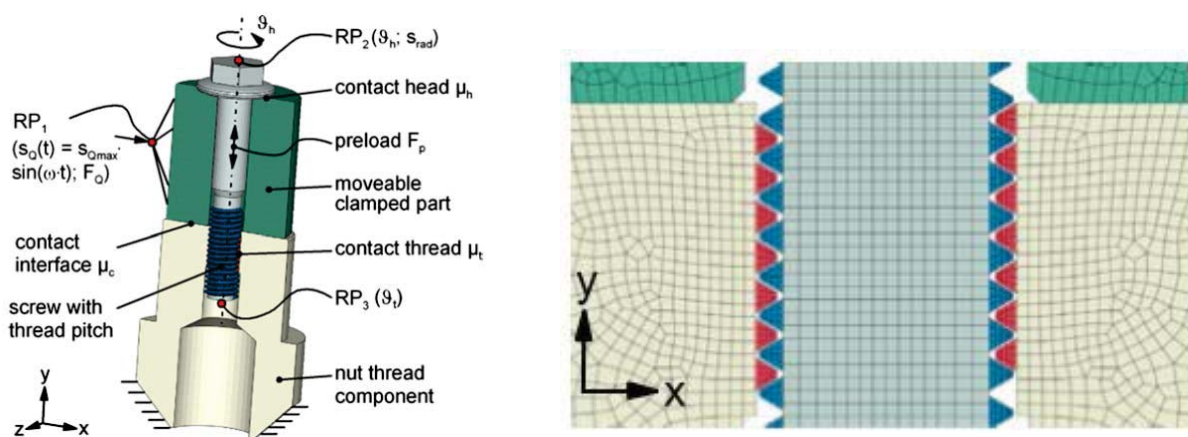


Figure 1.25. Modèle par éléments finis de Dinger [8]

Pour simuler le dévissage, le point de référence RP1 lié à la plaque mobile est déplacé dans la direction x . Le point de référence RP2 est lié à la tête de vis et permet de mesurer la translation de cette tête et sa rotation. La fréquence du déplacement est de 0,5 Hz, très inférieure aux fréquences propres de la structure. Cette étude peut donc être considérée comme quasi-statique. Dinger a testé plusieurs chargements, et il a obtenu un dévissage pour une amplitude de déplacement supérieure ou égale à 0,3mm.

Il a utilisé la machine de Junker pour valider par l'expérience les résultats de ses simulations. Il considère que le dévissage se déclenche lorsqu'un glissement complet du filetage est obtenu.

Izumi a étudié numériquement le phénomène de dévissage spontané, afin de définir des conditions qui permettraient de l'éviter [19, 20, 21]. Il a réalisé une simulation à l'aide du logiciel de calcul par éléments finis ANSYS® 10.0 sur un assemblage par boulon M10, soumis à une charge transversale (figure 1.26) [28]. Il a comparé une fixation à contre-écrou (dite DN pour « double nut ») et une fixation avec rondelle frein-ressort (dite SW pour « spring washer »). Dans cet assemblage de deux plaques, Izumi n'a pas modélisé la plaque fixe, en considérant que le frottement entre la plaque supérieure mobile et la plaque inférieure fixe peut être ignoré dans cette étude. Il a simplement bloqué la tête de vis, et guidé la plaque mobile, qui s'appuie toutes les deux sur la plaque fixe. Le modèle reproduit la géométrie hélicoïdale des filets, mais les détails de forme tels que la courbure en fond de filet ne sont pas pris en compte. Il utilise un frottement de Coulomb de coefficient 0,15 entre les filets, sous l'écrou supérieur, et sous l'écrou inférieur (fixation DN) ou la rondelle (fixation SW). Un déplacement est appliqué à l'extrémité de la plaque mobile.

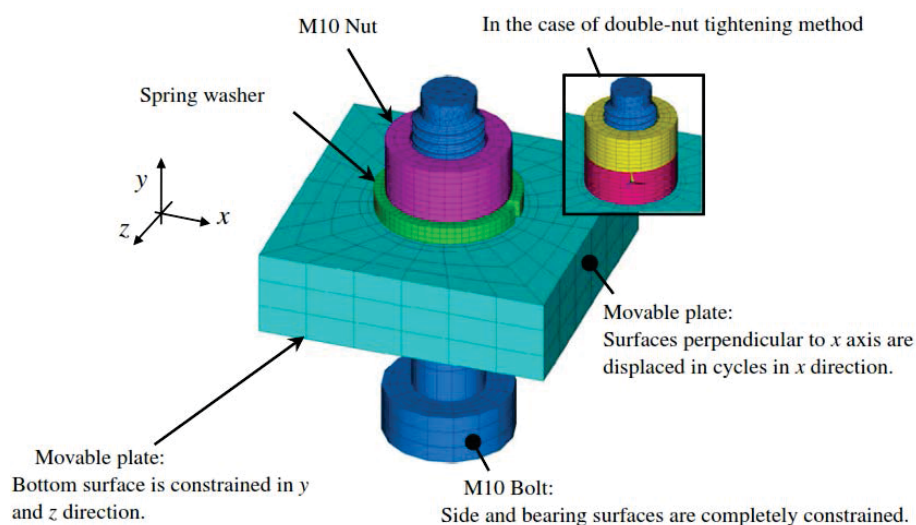


Figure 1.26. Modèle par éléments finis d'Izumi [19]

La méthode retenue pour mettre en place l'assemblage à contre-écrou consiste à faire tourner l'écrou supérieur et l'écrou inférieur en sens inverses. Après serrage, le filetage de l'écrou inférieur vient en contact sur le flanc opposé à celui qui est en contact dans un assemblage ordinaire à simple écrou. Cette disposition est appelée état de verrouillage et la force axiale produite sur le filetage de l'écrou inférieur est appelée force de verrouillage.

Izumi a recherché l'effet de l'état de verrouillage sur le dévissage spontané. Il a constaté que si le serrage réalise correctement l'état de verrouillage, l'assemblage DN présente une résistance significative au dévissage. La chute de tension du boulon est d'autant plus faible que la force de verrouillage est plus grande. L'étude de l'état des contacts a montré que la prévention du dévissage vient de ce que le filetage de l'écrou supérieur reste adhérent, même si la surface sous écrou est en glissement complet. Par contre, l'assemblage SW se dévisse aussi rapidement que les boulons standards : Izumi considère que cette technique n'améliore pas la résistance au dévissage.

Passons maintenant aux travaux analytiques. Les études de Nassar [32, 33] et Yang [49, 50] sont les plus connues. Ils ont proposé un modèle mathématique pour étudier le dévissage des fixations filetées résultant d'une excitation transversale, avec une formulation intégrale du couple de frottement dans les filets, de la force de cisaillement sous tête, et de la force de cisaillement dans les filets. Ces quantités dépendent non seulement des coefficients de frottement et de la précharge du boulon, mais aussi du glissement des faces en contact et de la flexion de la tige de vis. Les efforts identifiés dans ce modèle sont montrés par la figure 1.27.

Le modèle développé par Nassar montre qu'une excitation transversale cyclique conduit ou ne conduit pas au dévissage de la fixation, en fonction de l'amplitude de l'excitation, de la tension de la vis, de la raideur de la tige de vis, et des coefficients de frottement dans les filets et sous la tête. Les vis qui sont soumises à une amplitude de vibration élevée devront être serrées avec une précharge plus élevée.

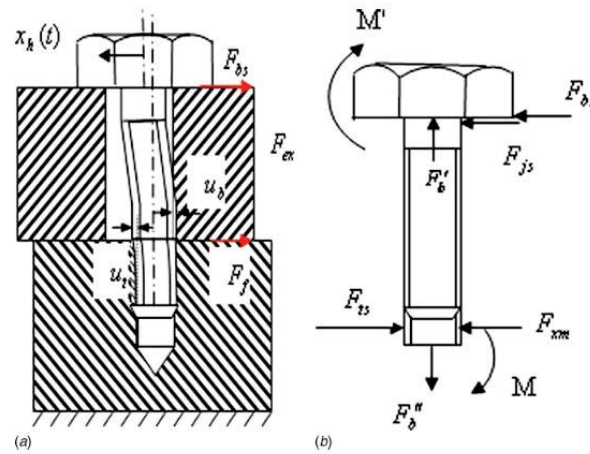


Figure 1.27. Efforts appliqués sur une vis soumise à un chargement transversal [32]

L'effet de l'angle de fraisage ϕ (figure 1.28) et du pas de filetage sur le relâchement d'une vis à tête fraisée a été étudié par Zaki [55] en utilisant un modèle mathématique non linéaire. Il prédit une plus grande résistance au dévissage des filets fins par rapport aux filets grossiers. L'augmentation de l'angle de fraisage ϕ (égal à 0 pour un appui plan) augmente fortement le couple de frottement sous tête, ce qui améliore considérablement la résistance au relâchement. Une validation expérimentale de ce modèle analytique a été effectuée à l'aide de la machine de Junker. Les résultats expérimentaux sont en bonne corrélation avec les ceux du modèle.

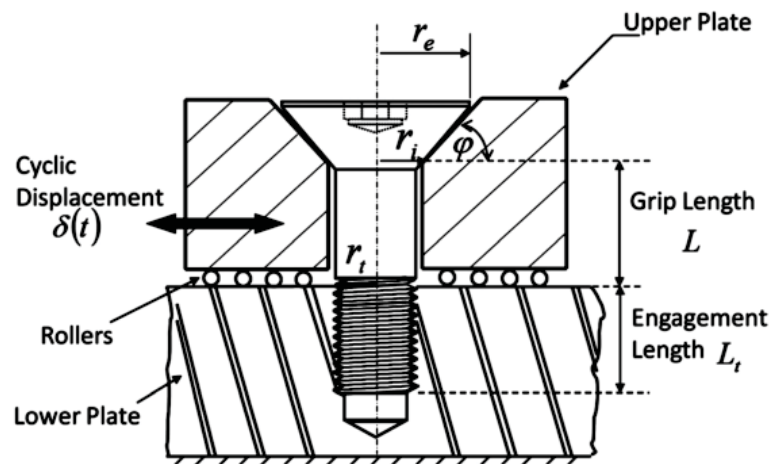


Figure 1.28. Assemblage par une vis à tête fraisée étudié par Zaki [55]

En conclusion, la majorité des travaux anciens concernant le dévissage spontané sous sollicitations transversales étaient expérimentaux, tandis que les études récentes sont plus souvent numériques, avec une validation expérimentale. Les travaux expérimentaux sont le plus souvent réalisés à l'aide d'une machine de Junker, ou d'un montage équivalent.

3.3. Le dévissage spontané sous l'action d'un couple

Les assemblages boulonnés sont généralement soumis à des charges transversales ou axiales. Mais ils sont parfois le siège d'un couple qui peut aussi mener à l'apparition du phénomène de dévissage spontané.

Yokoyama [52] a traité par éléments finis le dévissage d'un assemblage soumis à un couple de torsion. Son montage est montré par la figure 1.29.

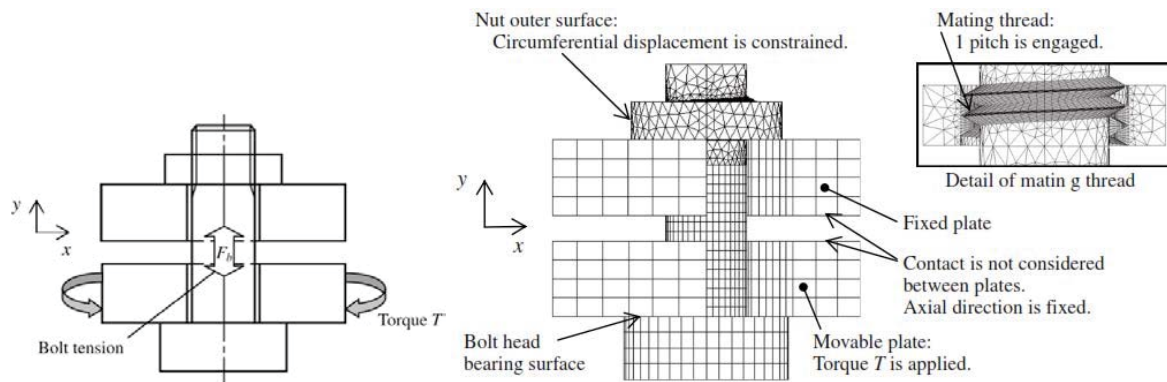


Figure 1.29. *Modèle par éléments finis de Yokoyama [52]*

Le montage est constitué d'une plaque fixe, et d'une plaque soumise à un couple de desserrage. L'écrou est maintenu sur la plaque fixe pour que seule la vis puisse tourner. Les deux plaques ne sont pas en contact.

Si l'angle de rotation appliqué à la plaque mobile atteint une valeur critique θ_{cr} , la surface du filet subit un glissement généralisé et le dévissage se produit. Sinon, la relation entre le couple et l'angle de rotation reste linéaire. Yokoyama établit des relations entre les couples en jeu, qui déterminent en fonction des conditions de frottement si le dévissage progresse ou non.

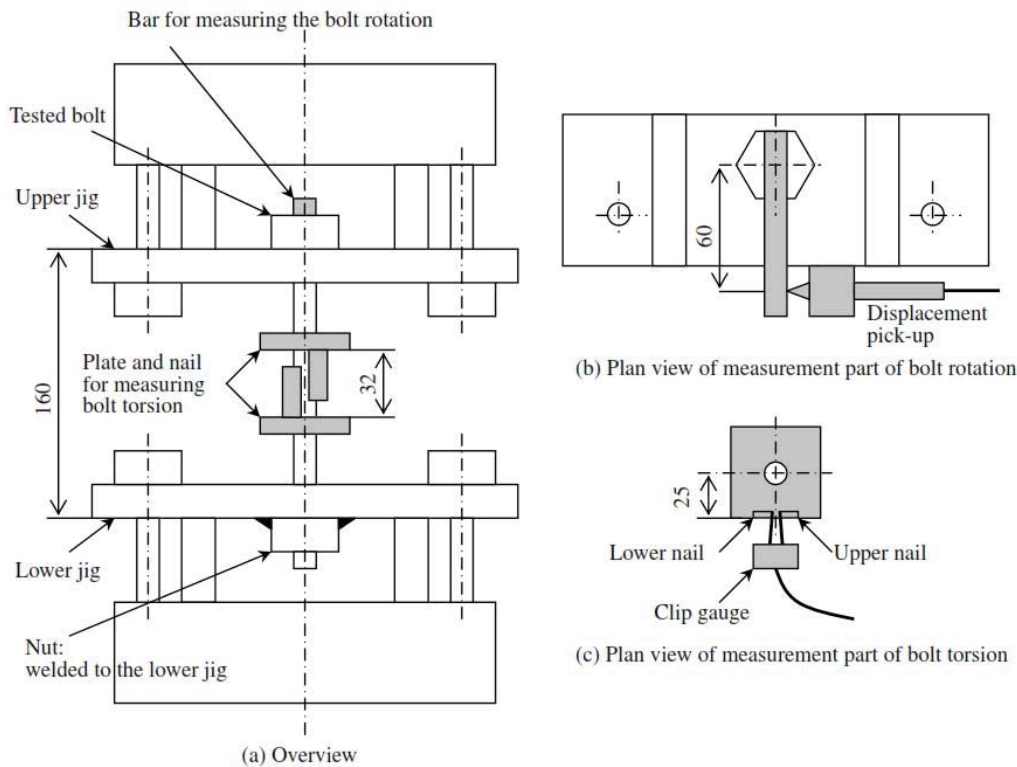


Figure 1.30. Montage expérimental de Yokoyama [52]

Yokoyama valide ses résultats au moyen d'essais utilisant une machine de traction-torsion, figure 1.30. La vis utilisée possède un filetage M14 et sa longueur est de 160 mm. L'écrou est soudé sur la plaque inférieure, de sorte qu'il ne puisse pas tourner. Un levier est fixé à la tête de vis pour mesurer sa rotation. La torsion de la vis est mesurée par la différence de rotation entre ses extrémités. La tension du boulon et le couple appliqué sont mesurés par les cellules de charge de la machine d'essais.

Jiang [23] a étudié le phénomène de dévissage des boulons dans un accouplement à denture trapézoïdale radiale (ou « curvic coupling »), soumis à un couple cyclique. Les résultats obtenus par éléments finis sont validés par une expérience comme le montre la figure 1.31.

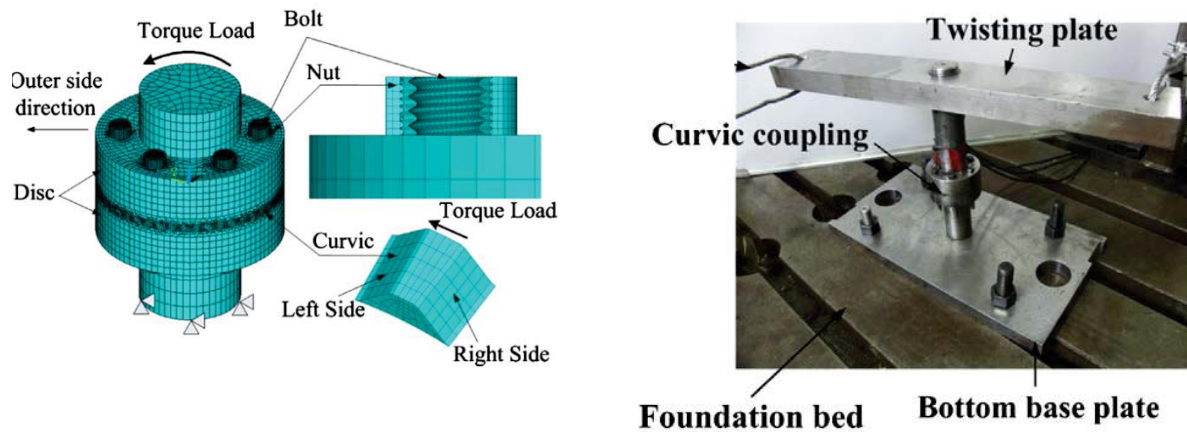


Figure 1.31. *Accouplement à denture trapézoïdale étudié par Jiang [23]*

Il a réalisé un modèle par éléments finis avec le logiciel ANSYS® 9.0. Les filets de la vis et de l'écrou sont modélisés avec précision avec leur forme hélicoïdale. Le modèle géométrique est composé de deux disques et six boulons, avec vingt-quatre dents sur chaque disque. Un couple est appliqué sur un disque, tandis que l'autre reste fixe. Le maillage est réalisé au moyen d'éléments hexaédriques à huit nœuds. Un coefficient de frottement de 0,2 est choisi pour modéliser le frottement dans toutes les zones de contact entre les dentures. Une estimation du coefficient de frottement dans le boulon (sous tête, sous écrou et dans les filets) est effectuée à partir d'une série de mesures, conduisant à un coefficient de frottement moyen égal à 0,3. Cette valeur élevée est surprenante, et peut mettre en question la validité de cette étude.

4. Conclusion

Nous avons examiné dans ce chapitre des études concernant le dévissage spontané des assemblages boulonnés, réalisées selon différents points de vue. Nous avons particulièrement ciblé le dévissage sous l'effet d'actions transversales par rapport à l'axe du filetage, qui constitue la majorité des cas rencontrés dans la pratique et qui est aussi le sujet d'une majorité des articles publiés.

Nous avons cité des études analytiques. La plupart conditionnent le dévissage à un glissement global des surfaces de contact, mais certains auteurs, et particulièrement Pai, envisagent la possibilité du dévissage par accumulation des déformations locales résultant de glissements localisés, sans glissement global. Cette théorie n'est pas confirmée, et ne servira pas de support à notre étude.

Nous avons étudié des travaux expérimentaux, dont beaucoup utilisent la machine de Junker ou un montage équivalent. Ce dispositif évite le frottement entre les pièces assemblées, en interposant entre elles des éléments roulants. Ceci permet de limiter les efforts résistants, et évite l'usure au contact des pièces assemblées. Cette machine permet donc d'isoler le boulon (ou le système vis-écrou) d'une partie de son environnement, elle évite certains effets accessoires au dévissage tels que l'usure et la déformation des pièces assemblées et elle facilite la comparaison entre diverses conditions d'essai ou divers dispositifs s'opposant au dévissage. Cependant, ses conditions de fonctionnement diffèrent notablement de celles d'un assemblage exploité dans une structure ou une machine réelle. D'autre part, cette machine est limitée à des cycles de chargement relativement lents (quelques Hertz), et ne génère pas d'effets dynamiques notables qui s'apparentent à ceux couramment rencontrés dans les machines soumises à des vibrations. C'est pourquoi nous développerons un dispositif expérimental, générant des sollicitations transversales, que nous voulons plus réaliste : les pièces assemblées seront en contact direct et donc en frottement entre elles ; les cycles de chargement seront plus rapides (quelques dizaines de Hertz) pour reproduire l'effet de vibrations. Le chapitre suivant présentera ce dispositif et les résultats obtenus.

Nous avons aussi consulté des études numériques simulant le dévissage. Des travaux récents décrivent de façon détaillée la géométrie et le comportement d'un assemblage simple (avec un seul filetage), soumis à une sollicitation quasi-statique. La taille des modèles, et la durée des calculs nécessaires, limitent l'exploitation de cette démarche dans divers cas : par exemple pour des assemblages à vis multiples, ou pour l'étude du fonctionnement dynamique en vibrations ou en chocs, ou dans un processus d'optimisation itératif, ou encore pour un pré-dimensionnement rapide. Nous développerons donc un modèle détaillé de simulation, qui nous servira de référence ; il sera l'objet de notre troisième chapitre. Et enfin dans un quatrième chapitre, nous tenterons de simplifier ce modèle pour le rendre exploitable dans des applications exigeantes telles que celles qui viennent d'être citées.

Chapitre 2

Etude expérimentale du dévissage d'un assemblage soumis à des vibrations

1. Introduction

Un assemblage boulonné n'est pas fiable s'il est soumis à un risque de dévissage spontané. Beaucoup d'études décrivent ce phénomène expérimentalement, analytiquement et numériquement, et la plupart des résultats affirment la difficulté d'aboutir au dévissage d'un assemblage convenablement dimensionné et sollicité axialement. Ces résultats entraînent plusieurs chercheurs à orienter leurs travaux vers l'étude du dévissage sous sollicitation transversale. Leur dispositif expérimental est souvent basé sur la machine de Junker.

Le principe de cette machine a été décrit dans le premier chapitre. Bien que cette machine mette convenablement en évidence le phénomène du dévissage spontané, elle présente certaines limitations. En effet, Junker a éliminé le frottement en interposant des éléments roulants (type aiguilles) à l'interface des plaques assemblées. De plus, son montage sollicite l'assemblage par des déplacements de basse fréquence, imposés par un excentrique, et non par une sollicitation vibratoire. En s'appuyant sur le constat de ces deux limitations, on a cherché, d'une part à développer un banc d'essai qui sollicite l'assemblage à l'aide de vibrations, et d'autre part, à éviter l'ajout d'éléments roulants pour réaliser un large contact plan à l'interface des pièces assemblées. Ces conditions de fonctionnement sont plus représentatives de la réalité, et nous nous plaçons dans le cas d'un contact « sec », sans interposition d'un troisième corps (pas de lubrification des surfaces).

Le principe de notre montage consiste à soumettre à des vibrations, provenant d'un pot vibrant, un assemblage constitué d'une masse inertielle boulonnée à une équerre, en exploitant l'inertie de cette masse pour engendrer son glissement. Des précautions dimensionnelles de l'assemblage sont mises en œuvre pour que la sollicitation de cisaillement sur l'interface entre équerre et masse soit prépondérante.

Cependant, le montage en porte à faux de la masse inertielle risque de générer de la flexion secondaire, qui sous de fortes sollicitations vibratoires peut induire un phénomène de matage à l'interface des pièces assemblées. La capacité de ce montage est limitée par l'effort disponible sur le pot, comme nous le verrons plus loin.

Le but de ce chapitre est d'exposer le dévissage spontané d'un assemblage sollicité transversalement moyennant un dispositif expérimental. Il sera organisé comme suit : le principe de l'expérimentation ainsi que son dimensionnement seront présentés en premier lieu. Ensuite, les résultats obtenus par un montage avec une seule fixation seront exposés. Le phénomène de l'endommagement de la fixation résultant du dévissage sera détaillé. On s'intéressera dans un dernier temps au cas d'un montage plus stable qui intègre deux fixations.

2. Présentation du montage expérimental

Le montage illustré par la figure 2.1 est constitué d'une masse inertielle, boulonnée sur une équerre fixée sur la platine mobile d'un pot vibrant, qui est animée d'un mouvement sinusoïdal vertical, de fréquence et d'amplitude réglables. Sous l'effet de l'accélération imposée, la masse inertielle est soumise à une force tangentielle à la surface de contact, entre masse et équerre, et elle peut glisser. Les boulons sont alors sollicités transversalement, ce qui provoque leur dévissage spontané.

Le montage développé est conçu pour l'étude d'un assemblage pouvant contenir jusqu'à quatre fixations. Les forces générées par les pots vibrants disponibles au laboratoire nous limitent dans les cas d'étude. Nous avons pu tester dans de bonnes conditions les configurations à une et deux fixations, avec des valeurs de précontraintes installées représentatives d'un contexte industriel. La figure 2.1 montre le cas du montage à deux fixations.

La masse inertielle en acier est assemblée à une équerre par des vis de diamètre 6 mm et de classe de qualité 8.8 (ce qui donne une limite élastique $R_{p0,2}$ égale à 640 MPa).

Pour minimiser la masse déplacée par le pot vibrant, on a cherché à alléger l'équerre tout en lui conservant une rigidité suffisante. C'est la raison pour laquelle elle est réalisée en aluminium et munie de larges découpes circulaires.

Lorsque la masse inertielle glisse sur l'équerre, un frottement direct acier-aluminium générerait un matage et une dégradation rapide de l'état de surface à l'interface des pièces. Pour prévenir ce phénomène, des pièces en acier sont frettées respectivement dans l'équerre et la

masse inertielle, et ce sont elles qui assurent le frottement entre équerre et masse inertielle. Ces pièces d'interface ont subi un traitement thermique afin d'obtenir une dureté en surface de 57 HRC. Les trous de passage des vis sont de diamètre 6,5 mm, ce qui donne un jeu entre la tige de vis et l'alésage de 0,5 mm au diamètre.

Deux tiges filetées sont utilisées pour éviter la chute de la masse inertielle, s'il y a rupture de la vis ou dévissage complet avec perte de l'écrou.

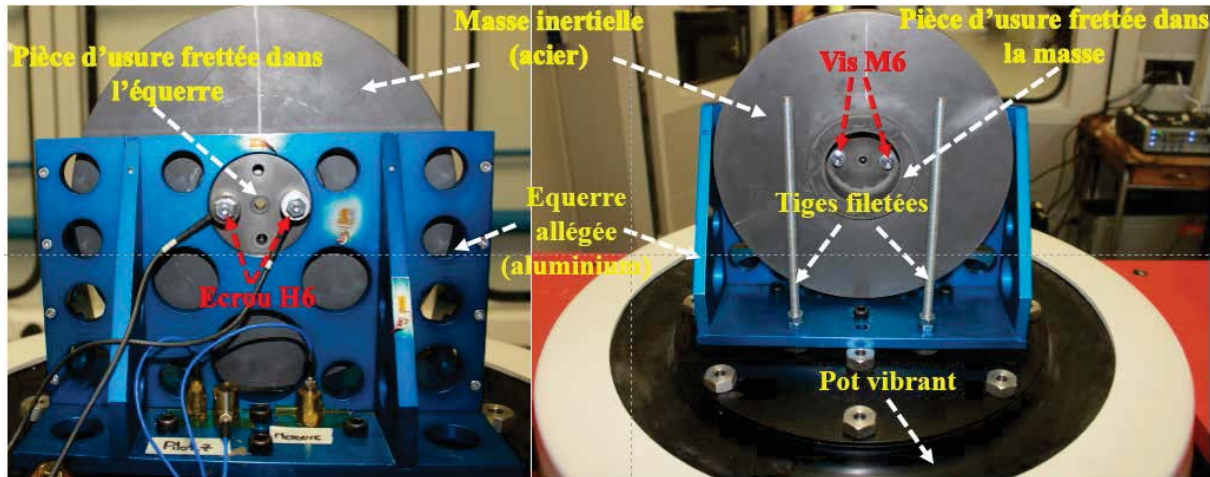


Figure 2.1. Montage expérimental

3. Dimensionnement

Pour aboutir au dévissage d'un assemblage boulonné, nous voulons générer un effort transversal permettant de vaincre les forces de frottement sous tête et dans les filets. Le dimensionnement et la conception du banc d'essai sont basés sur ce principe (figure 2.2).

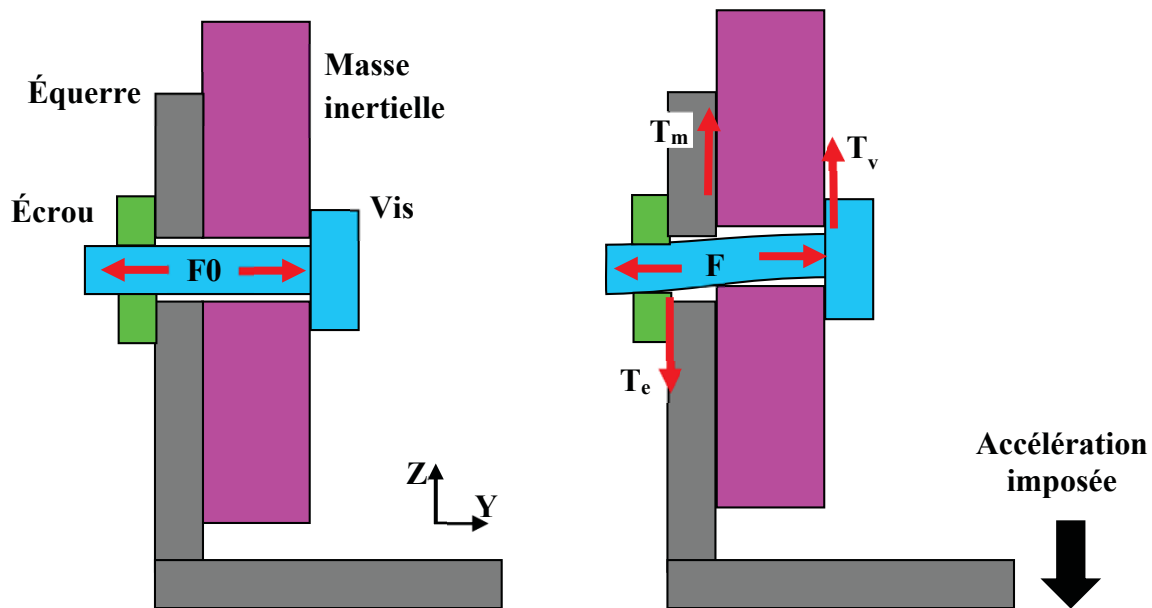


Figure 2.2. Comportement du montage avant et après déplacement de la masse inertielle

Lorsque l'accélération engendrée par le pot est assez importante, la masse inertielle, sous l'effet de son inertie, glisse sur l'équerre. Les deux parties de la figure 2.2 montrent le montage avant et après glissement de la masse inertielle vers le haut. F_0 représente la tension initiale de la vis (prétension ou précharge) et F cette tension en fonctionnement dynamique. Les forces tangentielles T_m , T_v et T_e représentent les forces de frottement respectivement entre la masse et l'équerre, sous la tête de vis et sous l'écrou. La tige de vis fléchit comme le montre la figure 2.2. Les forces de cisaillement T_v et T_e qui apparaissent sur les faces d'appui de la tête de vis et de l'écrou peuvent provoquer le glissement de ces surfaces, quand la flexion est suffisante. Le flanc de filet prend également en charge ces forces de cisaillement, il peut glisser lui aussi.

D'autre part, en raison de la précharge agissant sur le filet par son angle d'hélice, la vis et l'écrou reçoivent, au niveau de leurs filets respectifs, un couple le long de leur axe commun, agissant dans la direction du desserrage. Tant qu'il n'y a pas de flexion de la vis, ce couple ne suffit pas pour provoquer le glissement. Dans cette configuration, le dévissage ne peut se produire. Toutefois, lorsque le glissement apparaît à la fois sur la face d'appui de la tête de vis et sur le filet, ce couple dévie le glissement, ce qui provoque une légère rotation de la vis et donc amorce le processus de desserrage. Il en est de même lorsque le glissement apparaît à la fois sur la face d'appui de l'écrou et sur le filet, permettant une rotation de l'écrou.

L'étude du comportement du montage expérimental et de ses différents éléments a été effectuée en se basant sur ce principe. L'organigramme de la figure 2.3 présente la démarche adoptée pour le dimensionnement de l'assemblage.

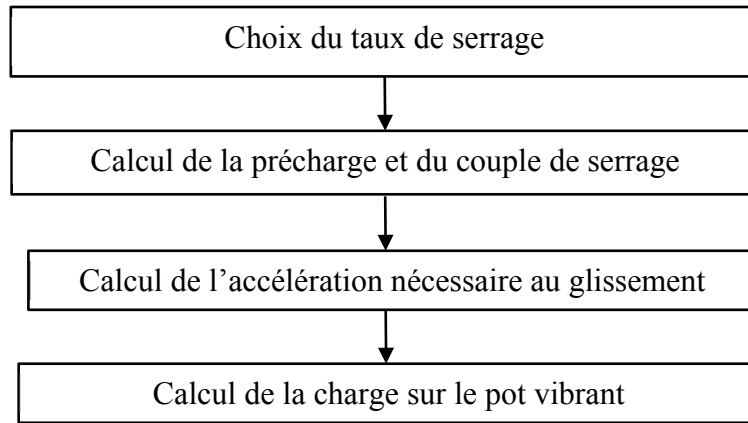


Figure 2.3. Organigramme des différentes étapes de dimensionnement

Dans une première étape, un taux de serrage est fixé, qui représente le pourcentage de la précontrainte de traction de la vis par rapport à la limite élastique $R_{p0,2}$ du matériau. Généralement, pour un serrage au couple, la précontrainte de traction varie entre 50 % et 70 % de la limite élastique.

Une deuxième étape permet de calculer la précharge F_0 installée dans la vis ainsi que le couple nécessaire pour le serrage, selon la méthode classique exposée dans le premier chapitre.

Dans une troisième étape, on détermine l'accélération nécessaire pour obtenir un glissement sous la tête de vis ou sous l'écrou. Dans le cas d'un seul boulon, il y a deux surfaces en glissement, donc deux forces de frottement qui s'ajoutent sur la masse inertielle : la force T_m nécessaire au glissement de la masse inertielle sur l'équerre, et la force T_v transmise par la vis. Cette force provient soit du glissement de la tête de vis sur la masse, soit du glissement de l'écrou sur l'équerre. L'équation 2.1 exprime ces forces T_m et T_v :

$$T_m + T_v = \mu_m \cdot F_0 + \mu_{ve} \cdot F_0 \quad (2.1)$$

où μ_m est le coefficient de frottement de la masse sur l'équerre ;

μ_{ve} est le plus petit des coefficients de frottement sous la tête de vis et sous l'écrou.

On en déduit par l'équation 2.2 l'accélération a nécessaire pour générer ces forces par effet d'inertie :

$$a = \frac{n(T_m + T_v)}{m_i} \quad (2.2)$$

où n est le nombre de boulons (1 ou 2 dans notre cas) ;

m_i est la masse de la pièce que nous appelons « masse inertielle ».

Dans une quatrième étape, on détermine la force F_p du pot vibrant qui est nécessaire pour obtenir cette accélération (équation 2.3) en mettant en mouvement la partie mobile du pot et le montage :

$$F_p = (m_p + m_e + m_i) \cdot a \quad (2.3)$$

où m_p est la masse de la partie mobile du pot vibrant (bobine et table) ;

m_e est la masse de l'équerre.

Par exemple, pour un serrage initial au taux de précontrainte de 50% de $R_{p0,2}$ de la vis, la précharge de la vis est $F_0 = 6400$ N. Avec des coefficients de frottement μ_m et μ_{ve} égaux à 0,15, la résultante des efforts de glissement ($T_m + T_v$) est de 1920 N pour chaque boulon. Pour une masse inertielle 8,6 kg, une masse mobile du pot vibrant 12,5 kg, et une masse de l'équerre 2,9 kg, on obtient :

- ***dans le cas d'un montage à une seule fixation*** : une accélération 223 m/s² et une force générée par le pot vibrant 5 352 N ;
- ***dans le cas d'un montage à une seule fixation*** : une accélération 446 m/s² et une force générée par le pot vibrant 10 704 N, ce qui est l'ordre de grandeur de la force maximale disponible pour notre équipement.

4. Choix de la fréquence d'excitation

La fréquence d'excitation est choisie après avoir réalisé un calcul modal permettant de déterminer les fréquences propres. Pour ce calcul préliminaire, toutes les pièces sont liées rigidement entre elles par collage des surfaces de contact, et tous les points de fixation de la surface inférieure de l'équerre sur la platine du pot vibrant sont encastres. Ce calcul modal conduit au premier mode propre, dont la déformée est représentée par la figure 2.4, pour une fréquence de l'ordre de 85 Hz. Pour l'expérimentation, nous souhaitons éviter que le mouvement sinusoïdal que nous imposons mette en résonance la structure.

Nous choisissons donc pour ce mouvement une fréquence de 53 Hz, nettement inférieure à la première fréquence propre, avec une marge de sécurité importante en raison de

l'assouplissement général engendré par les glissements, qui ne sont pas considérés par le calcul modal linéaire.

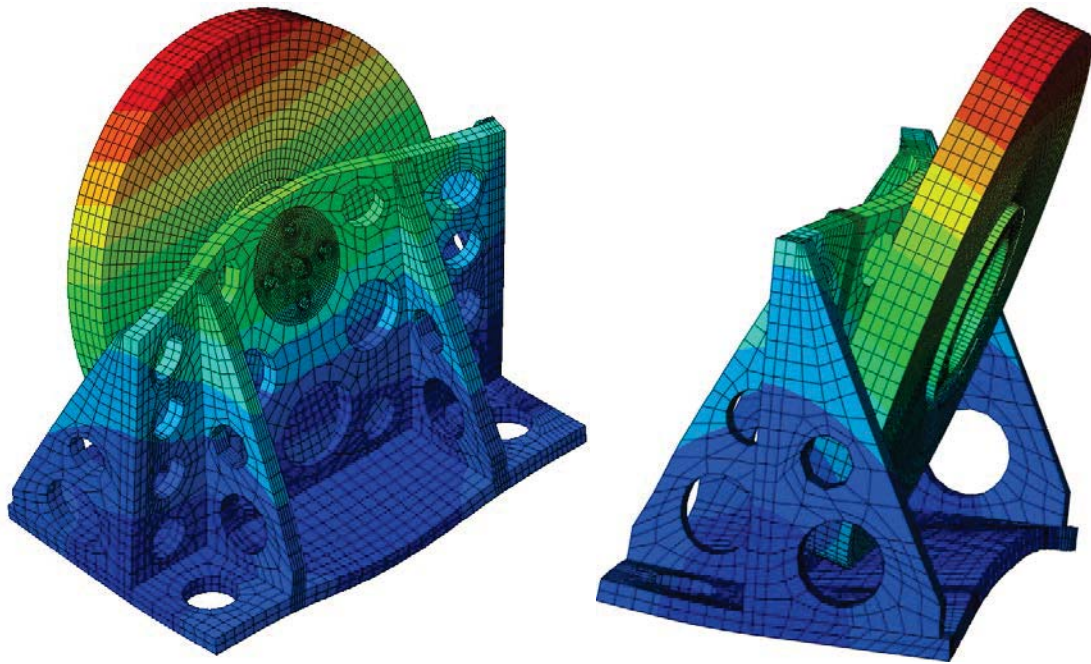


Figure 2.4. Simulation de la déformée modale du premier mode propre ($f_1=85$ Hz)

5. Instrumentation

Après avoir dimensionné les paramètres du montage expérimental et avant de passer à la réalisation, il faut bien choisir les instruments de mesure. Ces moyens, illustrés par la figure 2.5, seront détaillés dans cette section. Tout d'abord, nous nous sommes servis du pot vibrant le plus performant du laboratoire, permettant de générer une accélération élevée. Comme la fréquence d'excitation est assez importante et que l'ensemble est en vibrations, il serait difficile de visualiser le processus de dévissage, sans un moyen spécifique. Une caméra rapide permet d'enregistrer la séquence d'essai puis de l'examiner après essai pour identifier les différentes phases du dévissage et le comportement de chaque élément du montage : masse inertielle, écrou et vis. La connaissance de l'évolution de la tension de la vis, lors de l'essai, est un autre moyen permettant de capter le processus du dévissage. Le diamètre de la vis étant assez faible (M6), il serait difficile de placer des jauges de déformation sur la tige de la vis. Pour cette raison, on mesure la tension de la vis à l'aide d'un capteur de force.

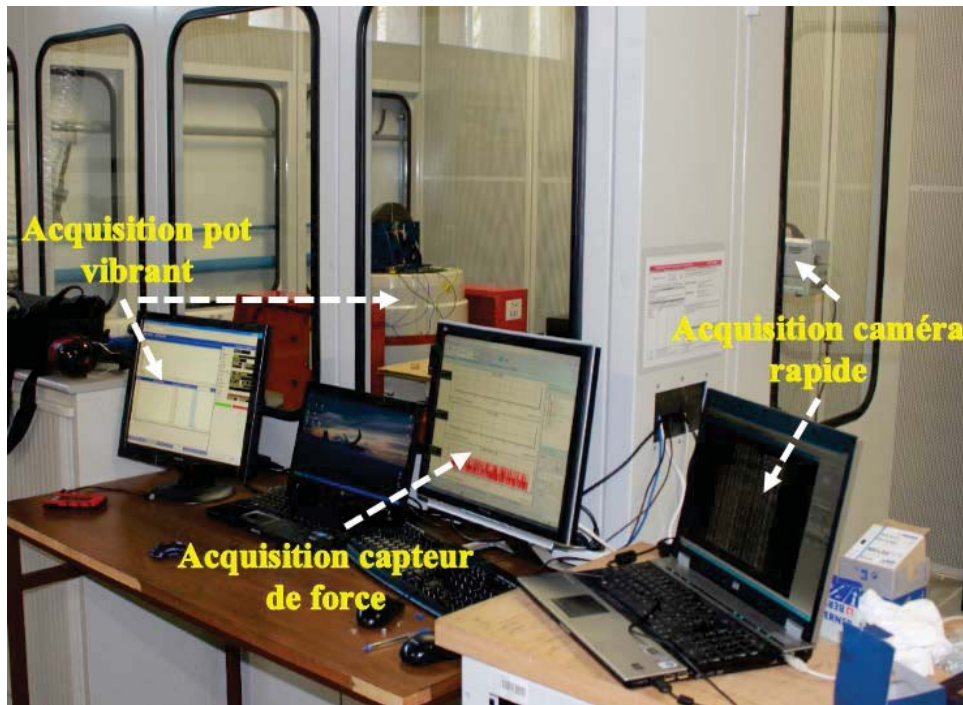


Figure 2.5. Vue générale du banc d'essais

5.1. Instrumentation du pot vibrant

Nous avons vu que l'obtention du dévissage nécessite une accélération importante et des efforts importants sur le pot vibrant. La figure 2.6 présente le pot vibrant qui a servi à l'étude. Le modèle est de type LDS V830-335, avec les caractéristiques suivantes :

- l'effort maximal est de 9 800 N, pour une excitation sinusoïdale ;
- la fréquence maximale d'excitation est de 3 000 Hz ;
- l'accélération maximale est de 75 g ;
- la masse mobile, constituée de la bobine et de la table, est de 12,5 kg.

Ce pot vibrant est utilisé en combinaison avec un amplificateur LDS SPA16K. Il constitue un système de tests de vibration pour des excitations sinus, aléatoires et des essais transitoires.

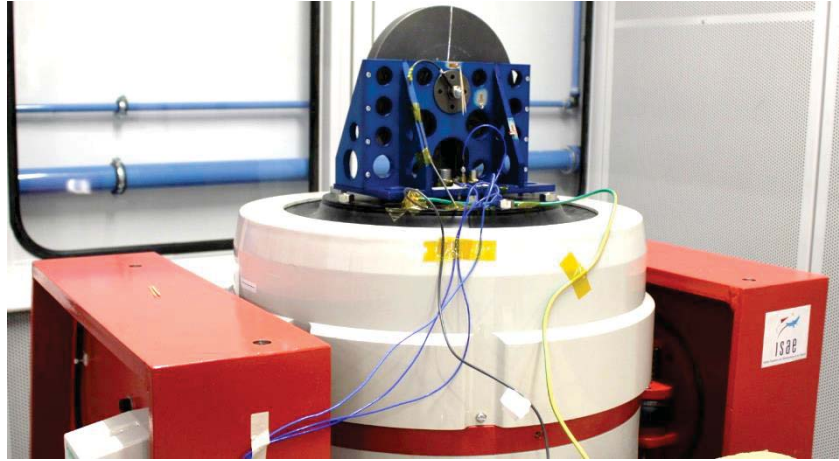


Figure 2.6. *Pot vibrant et montage d'essais*

Le pilotage du pot vibrant est réalisé par le logiciel LMS TestLab. Celui-ci propose une suite complète pour le contrôle des essais de vibrations, ainsi que pour les mesures et les analyses dynamiques. La mesure de l'accélération est effectuée au moyen de deux accéléromètres (figure 2.7). L'un sert pour le pilotage du pot vibrant par le logiciel TestLab, l'autre pour la mesure de l'accélération par un système d'acquisition distinct.

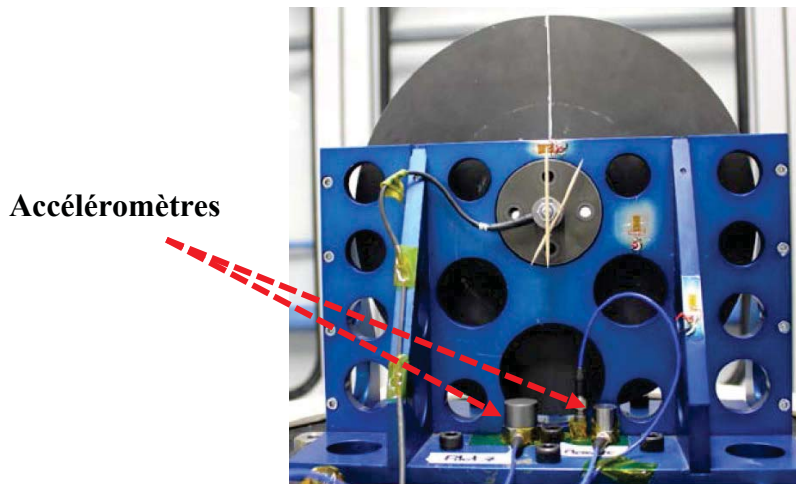


Figure 2.7. *Les accéléromètres de mesure*

Durant l'essai, on procède à une augmentation de l'accélération par paliers, tout en gardant une fréquence constante de 53 Hz. Afin de garantir que tous les essais sont effectués de la même façon, la durée de chaque palier est fixée à 5 s.

5.2. Caméra rapide

Il est difficile de détecter la rotation de l'écrou ou de la vis à l'œil nu. Le recours à une caméra rapide permet de prendre un grand nombre d'images par seconde. Nous avons utilisé une caméra modèle Photron FASTCAM SA3 120K-M2, positionnée en face du montage, et représentée par la figure 2.8. La fréquence d'acquisition est de 125 ou 250 images par seconde, soit un peu plus de 2 ou 4 images par période du mouvement. Bien que cette caméra permette des fréquences d'acquisition beaucoup plus importantes, on a privilégié une fréquence faible pour enregistrer les déplacements pendant une durée assez grande, en minimisant la taille du fichier résultant. Chaque image brute est constituée par 256 x 256 pixels. Du point de vue de la résolution, on ne cherche pas à avoir des images avec une qualité de définition très élevée. Une image nette, de faible définition, est suffisante pour pouvoir interpréter l'évolution angulaire des pièces lors du dévissage. L'enregistrement des images se fait sur une mémoire embarquée sur la caméra. Lors d'un enregistrement d'un essai, la capture d'image se fait en continu et seuls les derniers instants sont conservés sur la mémoire de la caméra. Une moyenne résolution a l'avantage de permettre d'enregistrer un temps vidéo plus long (quelques minutes). Ce choix nous intéresse particulièrement pour être sûrs de capturer toutes les étapes de l'essai, de la mise en route au dévissage.

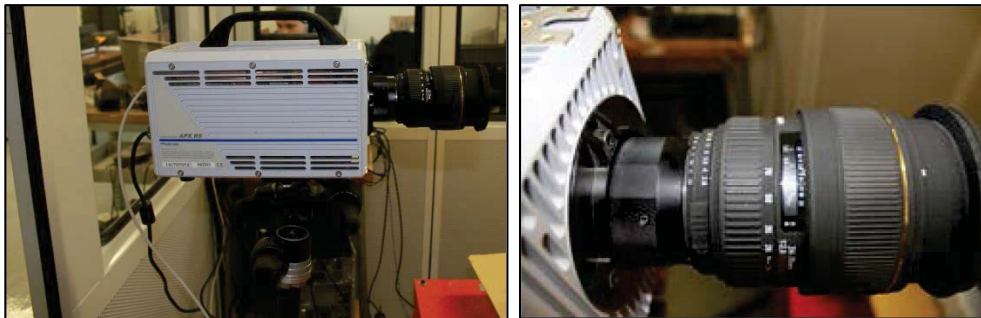


Figure 2.8. Caméra rapide

Afin de mesurer la rotation des différents éléments, un marquage radial est tracé sur la masse inertielle, et des aiguilles indicatrices sont collées sur la vis ainsi que sur l'écrou, comme le montrent les figures 2.9-2 et -3.

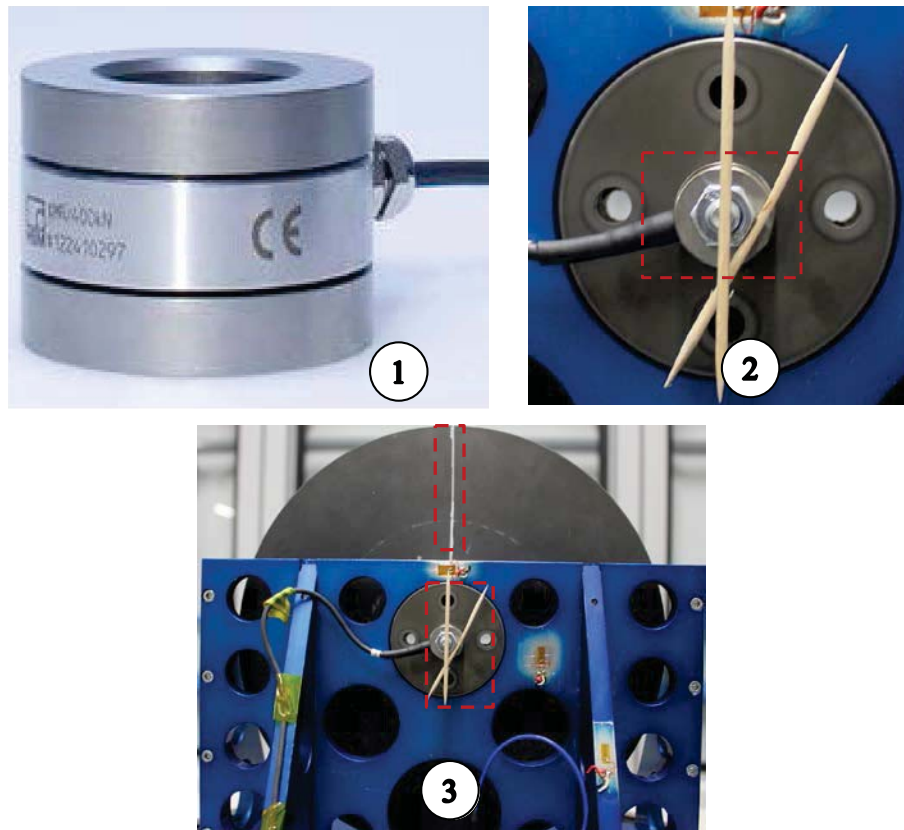


Figure 2.9. Equipements de mesure sur le boulon : rondelle de charge (1),
aiguilles indicatrices (2) et (3)

La figure 2.10 présente trois images obtenues lors d'un essai de dévissage. L'image de gauche représente le début de l'essai (dernière image de la pile d'images enregistrées dans la mémoire de la caméra). On identifie, à partir de cette image, les positions initiales de la masse, de l'écrou et de la vis. La deuxième image montre que le phénomène de dévissage s'est enclenché. En effet, on remarque une rotation de la vis dans le sens du dévissage (en rouge, vers la droite, car la vis est vue depuis son extrémité filetée). La fin de l'essai est montrée par la troisième image (première image de la pile, correspondant à l'arrêt de la caméra). Sur cette image, la vis a continué à tourner dans le sens du dévissage (en rouge, vers la droite), ainsi que la masse inertielle (en vert). L'écrou a tourné dans le sens du dévissage (en bleu, vers la gauche). Le nombre total des images dans cet essai est de 24 573 images pour une durée d'enregistrement de 1 min 38 s.

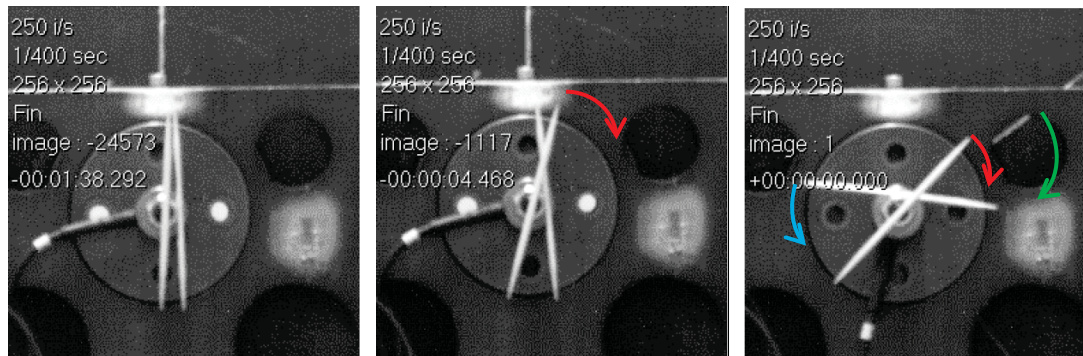


Figure 2.10. *Trois images issues d'une capture par caméra rapide*

5.3. Rondelle de charge

Un capteur d'effort, constitué par une rondelle de charge HBM modèle KMR20, est placé entre l'écrou et l'équerre pour suivre la variation de la charge axiale de la vis en fonction du temps (figure 2.9-1). Elle permet de mesurer les charges de compression variant entre 0 et 20 kN, aussi bien en statique qu'en dynamique, à l'aide de jauges de déformations intégrées. Ce type de capteur est particulièrement adapté à la surveillance des efforts dans les machines de production. Il convient d'être vigilant sur les conditions d'utilisation de ce capteur, car il est très sensible au défaut de coaxialité. C'est la raison pour laquelle il est primordial d'utiliser la rondelle de charge avec des rondelles d'appui, ajustées au diamètre de la vis étudiée, et placées de part et d'autre du capteur comme le préconise le fabricant.

6. Essais réalisés sur un assemblage par un seul boulon

6.1. Procédure d'essai

Ce montage est conçu pour étudier le dévissage d'un assemblage à plusieurs fixations. Avant de s'intéresser au phénomène du dévissage pour un montage multi-fixation, il faut vérifier, tous d'abord, que le dévissage peut se produire pour une seule fixation. Les expérimentations ont débuté avec une seule fixation, afin de scruter, par le biais de l'instrumentation, toutes les étapes qui aboutissent au dévissage. La figure 2.11 présente le montage en configuration d'essai.

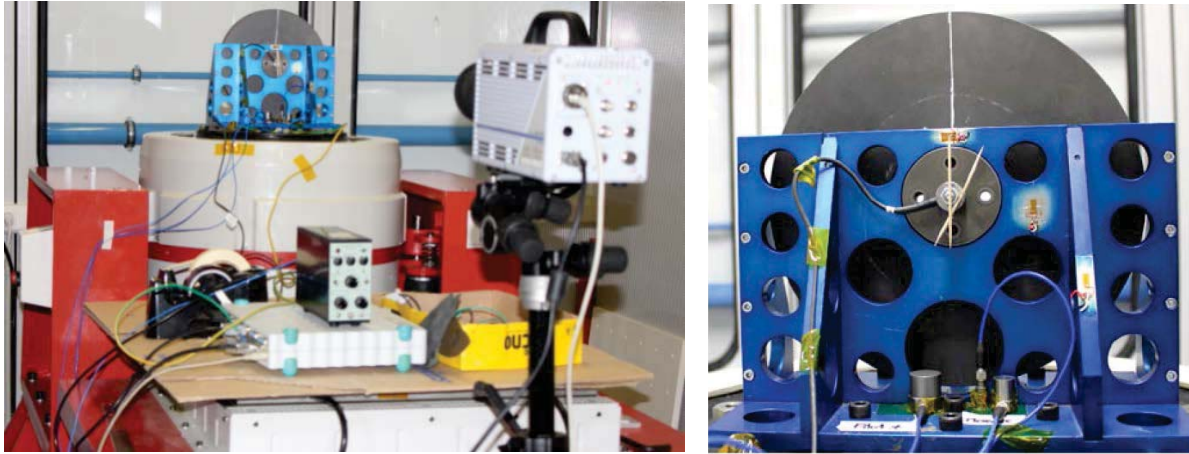


Figure 2.11. Montage à une seule fixation

Toutes les expériences sont réalisées dans des conditions semblables. A chaque essai, on change la vis, l'écrou et la rondelle d'appui sous tête, en utilisant des pièces neuves issues d'un même lot de fabrication. Le protocole de montage est le suivant : on fixe l'équerre sur le pot, puis on effectue le serrage du boulon, en vérifiant avec la rondelle de charge la valeur de la précharge installée dans la fixation (pilotage du serrage par la tension de la vis).

L'essai débute par une accélération fixée à 5 g, qui est atteinte en 5 s. Ce choix est associé au fait que le dévissage ne peut pas se produire à une accélération inférieure à 5 g. Dans ces conditions, il est inutile de stocker des informations dans le fichier résultats par des données pour lesquelles rien ne se produit. On commence ensuite l'augmentation régulière de l'accélération, par paliers de 1 g toutes les 5 s. L'acquisition de la force de serrage de l'assemblage ainsi que de l'accélération est réalisée par un module HBM Spider 8 à une fréquence de 300 Hz, soit 300 mesures par seconde. Cette acquisition est synchronisée avec les données d'enregistrement de la caméra rapide pour aboutir à des résultats compréhensibles et interprétables. Quand le dévissage survient, il progresse généralement très vite, en quelques secondes. L'arrêt de la vibration est alors réalisé sur une durée de 2 secondes, avant la libération complète de l'assemblage, afin de limiter les chocs brutaux sur le montage qui se produisent après un dévissage complet de la fixation.

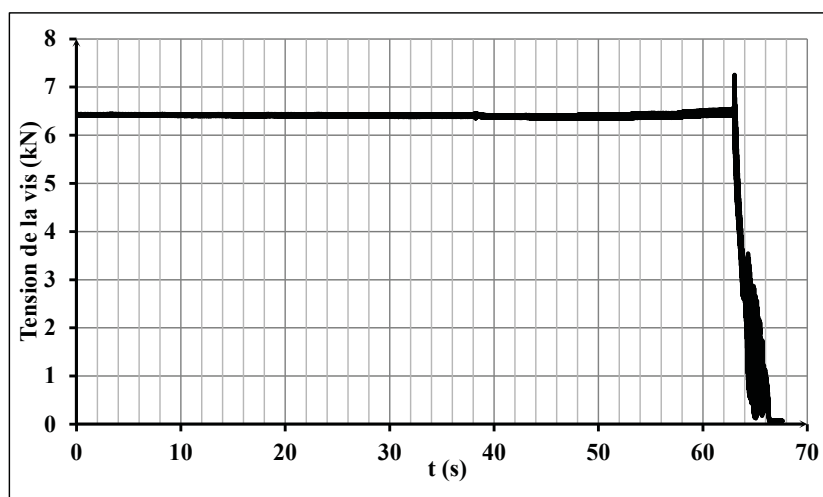
6.2. Mesures réalisées

Nous présentons notre travail sur un exemple typique parmi les essais réalisés. La figure 2.12 présente le déroulement général de l'essai, dont la durée est de quelques dizaines de secondes. L'essai présenté porte sur une vis zinguée, serrée à une précharge de 6,4 kN, pour une contrainte normale nominale de 50% de $R_{p0,2}$. Le dévissage total (perte totale de la tension de la vis) est obtenu après 66 s. Il se déclenche pour une accélération égale à 18 g.

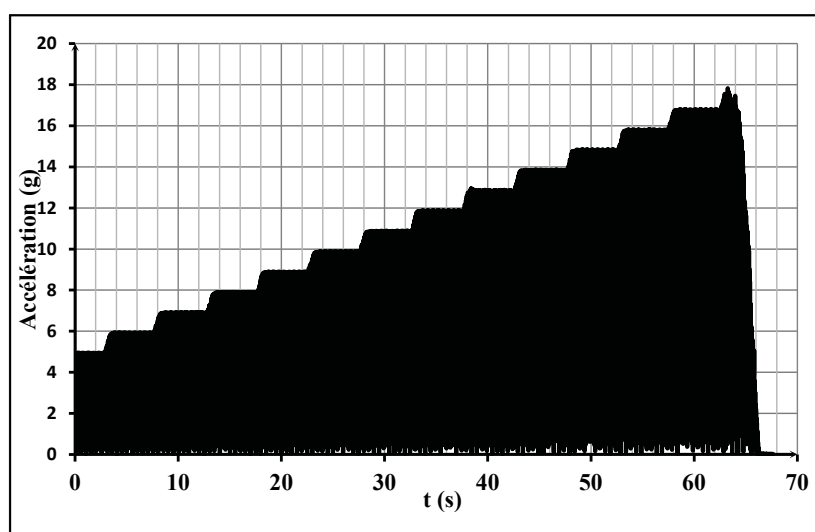
La figure 2.12-a illustre la variation de la tension de la vis, mesurée à partir la rondelle de charge. La courbe présente deux phases. La première est une phase stable dans laquelle l'assemblage est maintenu et la tension reste pratiquement identique. Pendant cette phase, il n'y a pas de mouvement relatif de la masse par rapport à l'équerre car les efforts de frottement sont supérieurs à l'effort d'inertie généré par le mouvement du pot vibrant. La deuxième phase, correspondant au glissement et au dévissage, commence à $t = 63$ s par des variations importantes de la tension de la vis, suivies par la chute de cette tension.

La variation de l'accélération est montrée par la figure 2.12-b. L'accélération varie de façon sinusoïdale, avec des valeurs positives et négatives, mais la courbe ne représente que les valeurs positives. On distingue bien l'augmentation de l'amplitude d'accélération, par paliers de 1 g de durée 5 s, à partir d'une valeur initiale de 5 g. Le dévissage débute pour une accélération égale à 18 g. Le mouvement est arrêté peu après.

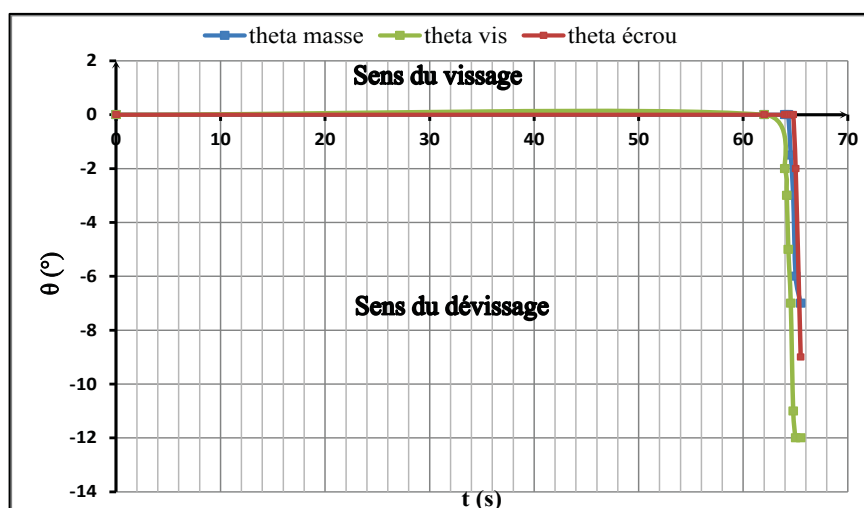
Les courbes de la figure 2.12-c correspondent aux rotations de la masse inertielle, de la vis et de l'écrou, obtenues après traitement des images de la caméra. On constate que ces trois pièces tournent toutes dans le sens du dévissage, en même temps que la tension chute dans la vis.



(a)



(b)



(c)

Figure 2.12. Comportement pendant l'essai : (a) Tension de la vis, (b) Accélération imposée, (c) Rotations de la masse inertielle, de la vis et de l'écrou

La figure 2.13 montre les détails de la phase de dévissage.

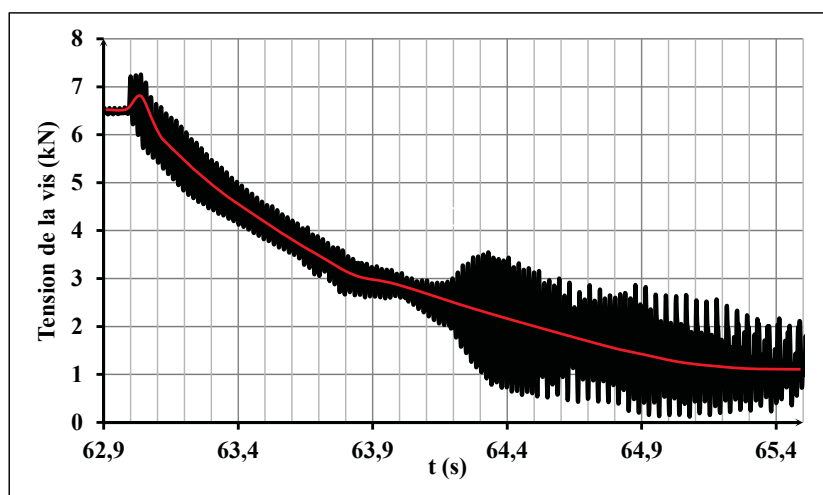
On remarque sur les figures 2.13-a et -b des oscillations de la tension de la vis, à la fréquence du mouvement imposé, soit 53 Hz. Ces oscillations sont très faibles tant qu'il n'y a pas de glissement (pour $t < 63$ s), puis modérées tant que le serrage reste efficace (jusqu'à $t = 64,2$ s). Elles augmentent fortement quand le desserrage devient important. La ligne moyenne (tracée en rouge) augmente sensiblement au début (de 0,3 kN), puis diminue rapidement par la suite. La forme de ces oscillations n'est pas symétrique : la partie supérieure est plus étroite que la partie inférieure.

La figure 2.13-c montre que le dévissage commence par la rotation de la vis (trace verte). La mise en rotation de la masse inertielle (trace bleue) coïncide avec l'augmentation des oscillations de la tension (à $t = 64,2$ s), lorsque la tension a chuté de 60 % environ. Quand la masse tourne, la vis accompagne sa rotation, et il n'y a plus de rotation relative entre masse et vis. La rotation de l'écrou (trace rouge) survient plus tard (à $t = 64,8$ s), quand la tension a chuté de 80 % environ.

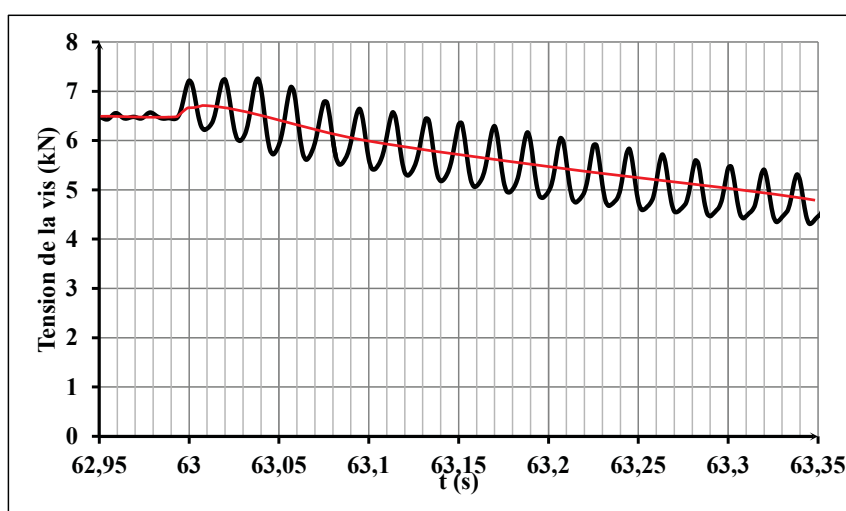
Nous interprétons ces mesures de la façon suivante.

- Quand l'accélération imposée au montage devient suffisante (18 g à $t = 63$ s), la masse inertielle glisse, ce qui se traduit par des oscillations de la tension mesurée. On a vu en faisant l'étalonnage de la rondelle de charge que la mesure de la tension de la vis variait fortement en fonction de la répartition de pression sur ses faces d'appui. Les oscillations constatées ne proviennent donc pas nécessairement d'une réelle variation de la tension de la vis, mais elles s'expliquent par la seule modification de la répartition de la pression d'appui, due à la flexion de la vis pendant le glissement de la masse.

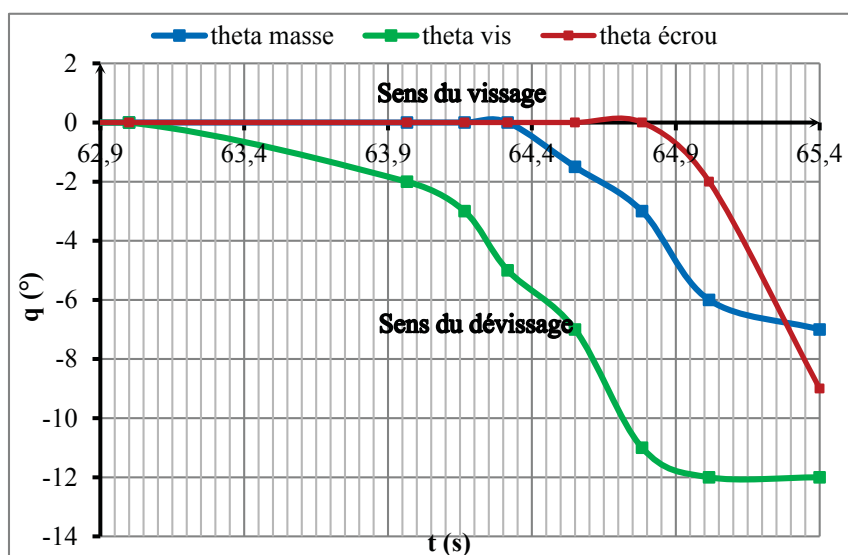
Dans cette étape, le déplacement de la masse inertielle entraîne la tête de vis, ce qui fait fléchir la tige et provoque d'une part un glissement de la tête de vis sur son appui, d'autre part, un glissement dans le filetage. Il y a dans cette étape trois interfaces en glissement : sous la masse inertielle, sous la tête de vis, et dans le filetage. Il est remarquable que, dans cet essai au moins, ces trois glissements apparaissent presque simultanément, ce qui est démontré par la rotation de la vis et le début de la perte de tension, qui suivent de près le déclenchement des oscillations de la tension.



(a)



(b)



(c)

Figure 2.13. Comportement pendant le dévissage : (a) Tension de la vis, (b) Tension de la vis au début du dévissage, (c) Rotations de la masse inertielle, de la vis et de l'écrou

Les glissements transversaux de la tête de vis sur son appui, et de la vis dans l'écrou au niveau du filetage, sont déviés par le couple dû à l'action de la tension sur le filetage hélicoïdal. La vis entre donc en rotation (dévissage), ce qui entraîne une perte de sa tension (desserrage). Ce couple se transmet également à la masse inertielle. Mais celle-ci ayant une inertie en rotation bien supérieure à celle de la vis, on ne distingue d'abord que la rotation de la vis.

- Quand la perte de tension est suffisante (il reste environ 40 % de la tension initiale, soit une précontrainte égale à 20 % de $R_{p0,2}$ à $t = 64,2$ s), un nouveau comportement apparaît, peut-être lié à des chocs de la tige de vis sur les parois des trous de passage, ou à un décollement partiel des appuis. L'amplitude des oscillations de tension s'accroît, et la masse inertielle entre en rotation, tandis que la tête de vis adhère à nouveau sur son appui (il n'y a plus de rotation relative entre vis et masse). Il y a dans cette étape deux interfaces en glissement : sous la masse inertielle, et dans le filetage.
- Quand la tension devient encore plus faible (il reste environ 20 % de la tension initiale, soit une précontrainte égale à 10 % de $R_{p0,2}$ à $t = 64,8$ s), l'écrou glisse à son tour sur son appui, et tourne sous l'effet du même couple déjà cité. Il y a dans cette étape à nouveau trois interfaces en glissement : sous la masse inertielle, dans le filetage, et sous l'écrou.

L'essai qui vient d'être commenté constitue un exemple typique, mais de nombreuses variantes de comportement sont apparues, sans qu'on puisse toujours les rattacher à la variation d'un paramètre d'essai.

- La rotation de la masse intervient parfois dans le sens du vissage, bien qu'elle soit toujours soumise au couple déjà cité, qui agit toujours dans le sens du dévissage. Nous pensons que cette rotation « anormale » provient de légers défauts dans la symétrie des pièces ou dans leur centrage lors de l'assemblage. Le mouvement du pot vibrant, se combinant avec ces défauts, peut provoquer des forces et des déplacements non symétriques, qui induisent un couple parasite, et la rotation constatée. Dans tous les cas, on obtient finalement une rotation relative de la vis par rapport à l'écrou dans le sens du dévissage, et l'assemblage se desserre.

- Le dévissage, une fois déclenché, progresse avec plus ou moins de rapidité. Ceci peut être lié à la variation discontinue de l'accélération (par paliers). En effet, le glissement se déclenche quand un palier atteint ou dépasse le niveau d'accélération nécessaire. Si le niveau d'accélération de ce palier est juste suffisant pour obtenir le glissement de la masse inertielle, ce glissement est de faible amplitude et le dévissage progresse lentement. Inversement, si le niveau d'accélération de ce palier dépasse nettement la valeur minimum nécessaire, le glissement est immédiatement d'amplitude importante et le dévissage est plus rapide. D'autre part, afin d'éviter d'endommager notre banc d'essai, nous interrompons le mouvement avant que l'assemblage soit totalement libéré et provoque des chocs violents. Nous n'avons donc rarement poursuivi l'essai jusqu'au dévissage complet de l'assemblage, et la fin de l'essai n'est pas en général la fin du dévissage.
- La figure 2.14 présente un autre comportement, obtenu dans des conditions très voisines de l'essai déjà présenté. Il s'agit de l'essai d'une vis zinguée, dont la tension initiale était de 6,3 kN. On remarque que la tension de la vis présente à $t = 48$ s une chute de 0,6 kN, soit environ 10 % de la valeur initiale, avant de se stabiliser. Le dévissage reprend plus tard à $t = 64$ s, pour une accélération supérieure. Nous expliquons ce comportement par un défaut de centrage lors du montage de cet essai. A l'issue du serrage du boulon, la tige de vis se trouvait fléchie, imposant aux surfaces de contact un effort transversal non négligeable, en dehors de tout mouvement. Pour une accélération relativement faible, l'effet d'inertie se superposant à cette flexion a déclenché le glissement. Le glissement s'est maintenu pendant quelques cycles de mouvement, jusqu'à ce que la masse reprenne son adhérence, dans une position moyenne où la vis était peu fléchie et où la mesure de tension était plus faible. On a retrouvé alors des conditions de fonctionnement normales, et le glissement n'a repris qu'avec une accélération plus élevée.

Il faut remarquer que ce phénomène peut passer inaperçu si, à la suite des premiers glissements, la vis avait tourné suffisamment pour que le glissement soit facilité. Le dévissage aurait pu se poursuivre jusqu'à la perte totale de tension. L'accélération qui provoque le dévissage est donc influencée par les conditions de serrage du boulon, sans que nous puissions encore quantifier leur effet.

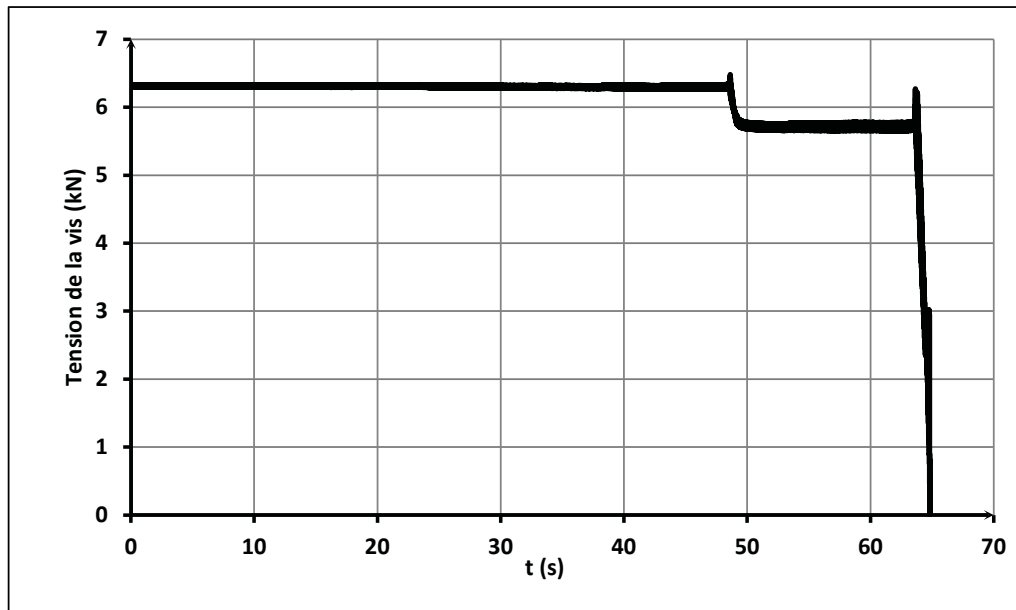


Figure 2.14. Tension de la vis, avec un dévissage interrompu

6.3. Influence de la précharge de la vis

Afin de mettre en évidence l'effet de la tension de la vis, nous avons fait varier le taux de serrage. L'étude est réalisée pour une contrainte normale de serrage comprise entre 30 % $R_{p0,2}$ et 70 % $R_{p0,2}$ (c'est-à-dire entre 4 kN et 9 kN environ).

Sur la figure 2.15, on a représenté l'accélération nécessaire pour provoquer le dévissage, en fonction de la tension initiale de la vis, en utilisant des vis zinguées. La tendance présente une légère courbure positive (courbe en $x^{1,28}$), qui peut s'expliquer par une augmentation du coefficient de frottement avec l'augmentation des pressions de contact. La dispersion des mesures atteint environ $\pm 10\%$. Nous pouvons l'imputer, pour partie, au défaut de centrage lors du montage, dont l'effet a été discuté précédemment.

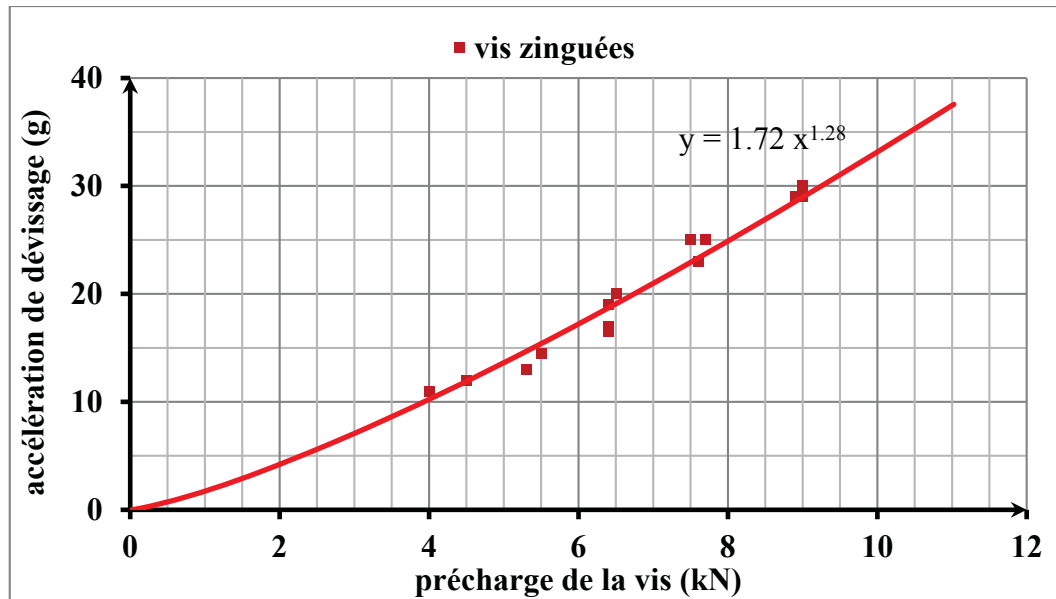


Figure 2.15. Accélération de dévissage vs précharge de la vis (cas des vis zinguées)

6.4. Influence du traitement de surface de la vis

Nous avons comparé les comportements de deux types de vis, qui diffèrent par le traitement de surface qu'elles ont reçu, mais présentent la même géométrie et la même qualité 8.8 (figure 2.16). Les vis traitées (repère 1) ont subi un traitement thermique réalisant un durcissement superficiel. Les vis zinguées (repère 2) ont subi une sherardisation, destinée à les protéger de la corrosion et à réduire l'abrasion. Les deux modèles de vis se distinguent aisément par leur couleur.



Figure 2.16. Vis testées : (1) vis traitée, (2) vis zinguée

On a reporté sur la figure 2.17 les résultats de la figure 2.15, qui étaient obtenus avec des vis zinguées, et on a ajouté les résultats des vis traitées. Le dévissage des vis traitées (marques bleues) est obtenu plus difficilement que celui des vis zinguées (marques rouges), ce qui dénote un coefficient de frottement plus élevé. Ainsi, l'amélioration de la tenue à la corrosion et à l'abrasion amenée par la sherardisation s'accompagne d'une dégradation de la tenue au dévissage.

De plus, nous notons que la ligne de tendance correspondant aux vis traitées est sensiblement linéaire. Le coefficient de frottement semble donc plus constant, dans le domaine étudié.

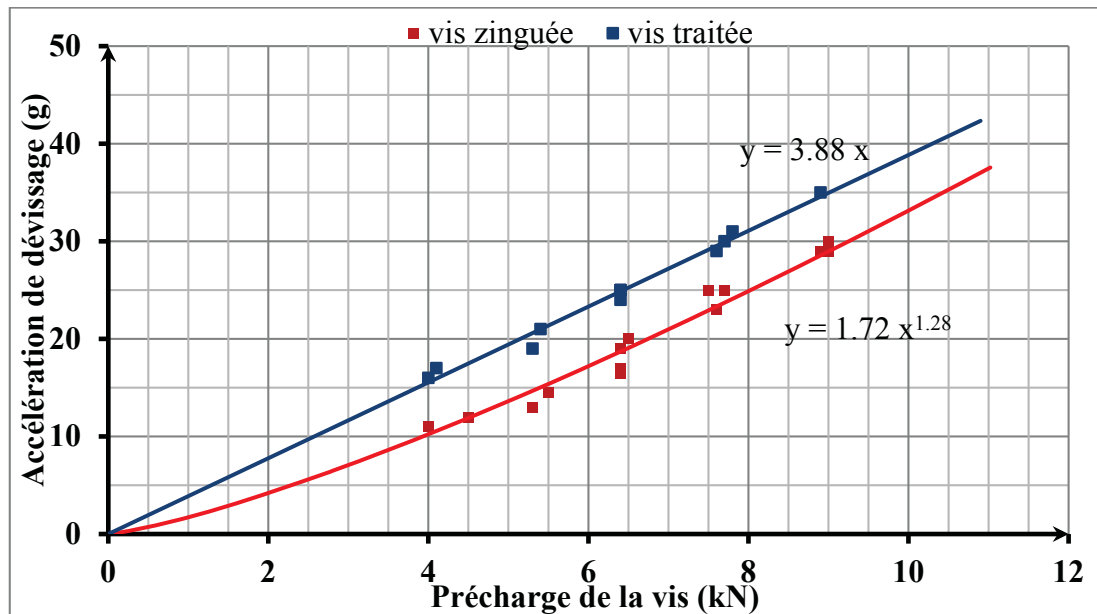
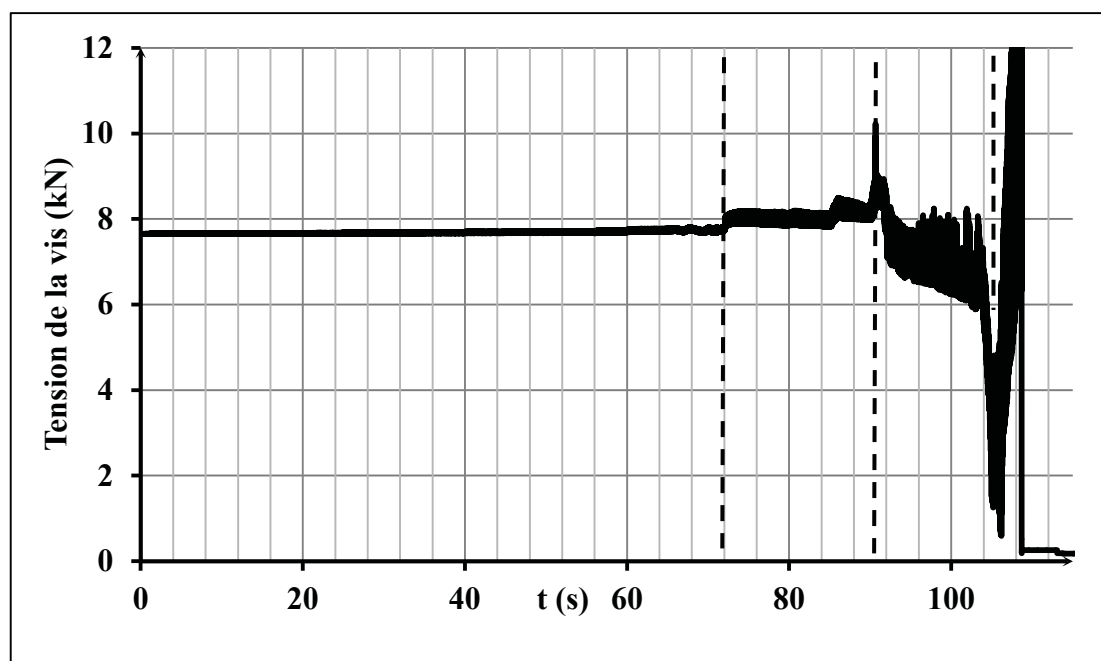


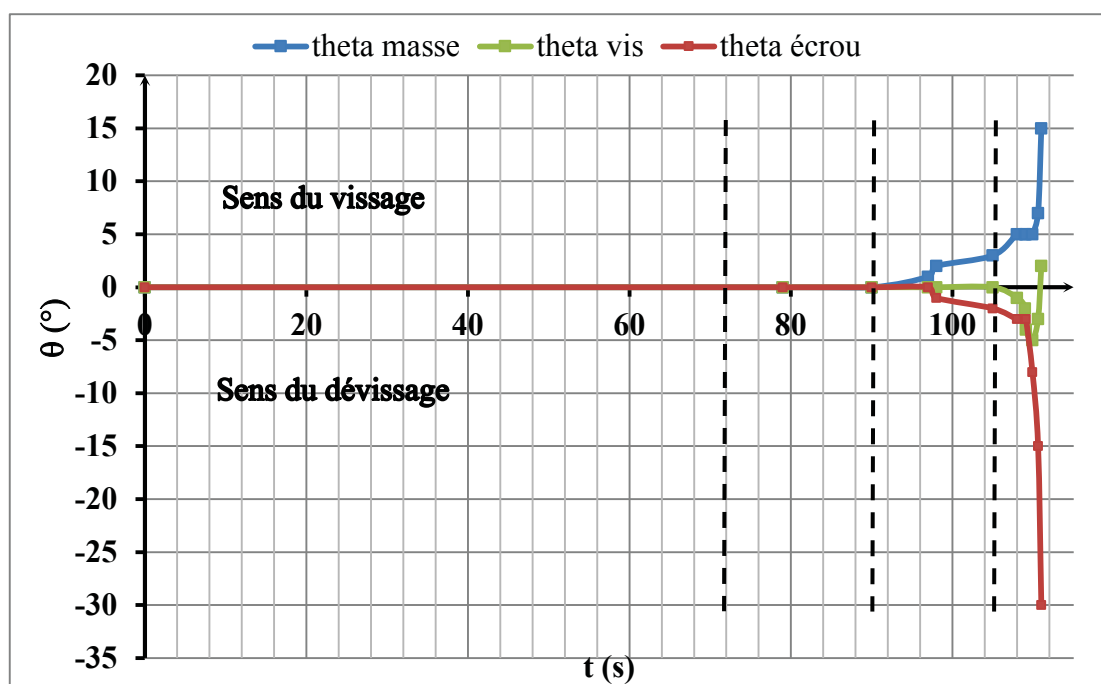
Figure 2.17. Accélération de dévissage vs précharge de la vis (vis zinguées ou traitées)

6.5. Rupture par cisaillement

Un problème inattendu est rencontré pendant ces expériences, c'est la rupture par cisaillement de la vis. Ce phénomène est obtenu pour le cas d'une vis traitée, serrée à une précharge de 7,6 kN (ce qui correspond à 60% de $R_{p0,2}$ environ). La variation de tension de la vis, ainsi que les rotations de la masse inertielle, de la vis et de l'écrou sont montrées par la figure 2.18.



(a)



(b)

Figure 2.18. Comportement pendant l'essai : (a) Tension de la vis,
(b) Rotations de la masse inertielle, de la vis et de l'écrou

Le comportement lors de cet essai est nettement différent de celui que nous avons examiné précédemment. Au début de l'essai, la tension reste constante et il n'y a pas de glissement ni de rotation des pièces. A l'instant $t = 72$ s, la tension de la vis augmente légèrement. Nous l'interprétons comme un glissement de la masse inertielle sur l'équerre, qui entraîne la vis vers une position fléchie pour laquelle la répartition des forces d'appui sur la rondelle de charge est différente de la répartition initiale. Au cours de ce bref mouvement, il n'y a pas de rotation appréciable des pièces. La mesure de la tension de la vis est modifiée, sans qu'il y ait réellement un accroissement de cette tension. Il se produit encore plusieurs variations de la tension mesurée, avant que des rotations soient observables. Pour une accélération de 28 g, la masse tourne alors dans le sens du vissage, tandis que l'écrou, puis la vis, tournent chacun dans le sens du dévissage, et que la tension de la vis se relâche.

A $t = 105$ s, l'assemblage est presque complètement desserré. La masse se déplace de plus en plus librement, et produit des chocs violents sur la tige de vis. La mesure de tension remonte alors fortement, sans que cela corresponde à une réelle tension de la vis. Ces chocs conduisent à la rupture de la vis, avant que le mouvement du pot vibrant ait pu être arrêté.

Sur la vis cassée (figure 2.19), on observe un matage de la tige de vis, là où elle a frappé les alésages de la masse inertielle et de l'équerre, près de l'interface entre ces deux pièces. La rupture est survenue à ce niveau, avec une légère déformation plastique. L'examen de la section rompue (figure 2.20) montre qu'une fissure s'est propagée depuis un bord, jusqu'à la rupture.

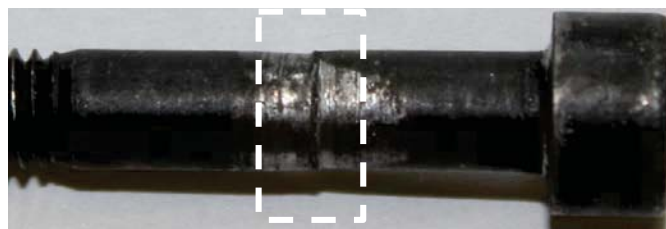


Figure 2.19. Vis cassée pendant l'essai de dévissage

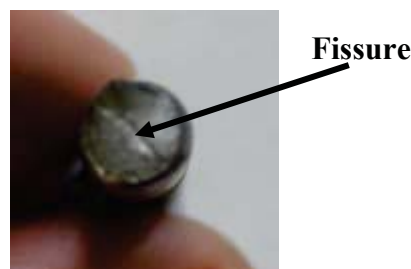


Figure 2.20. Section rompue de la vis

7. Essais réalisés sur un assemblage par deux boulons

Nous avons vu que dans l'assemblage serré par une seule fixation, le mouvement de rotation de la masse inertielle pouvait avoir lieu dans le sens du dévissage, sous l'effet du couple engendré par le filetage et transmis par la vis, mais aussi parfois en sens inverse, sous l'effet de défauts de symétrie et de montage, non maîtrisés. Pour éviter cette rotation, rarement possible dans les assemblages réels, nous utiliserons un assemblage serré par deux fixations.

D'une part, le serrage de l'assemblage sera plus fort, ce qui nécessitera une accélération plus importante pour obtenir le glissement. D'autre part, les deux boulons réaliseront un guidage de la masse inertielle, dont le mouvement de rotation sera limité à une faible valeur, définie par le jeu entre les tiges de vis et leurs alésages. Les questions qui se posent sont : est-il possible d'obtenir le dévissage spontané du montage à deux fixations ? Est-ce que l'accélération nécessaire au dévissage sera doublée par rapport à celle du montage à une seule fixation ?

7.1. Présentation du montage

Le montage équipé de deux fixations est présenté par la figure 2.21. Nous utilisons une procédure identique à celle employée précédemment, pour explorer le comportement de l'assemblage, et l'influence de la précharge sur l'accélération nécessaire au dévissage. Nous testerons aussi deux dispositions de vis, en les alignant horizontalement comme dans la figure 2.21, ou verticalement.

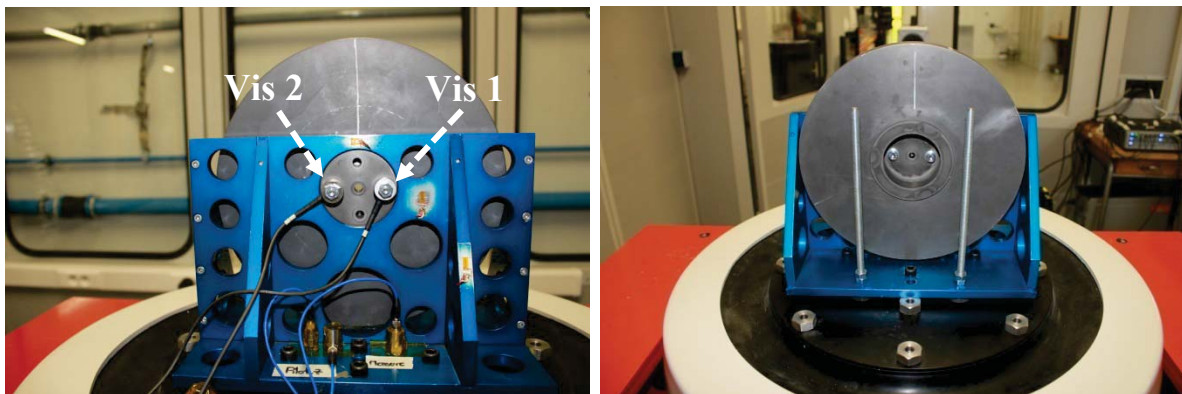
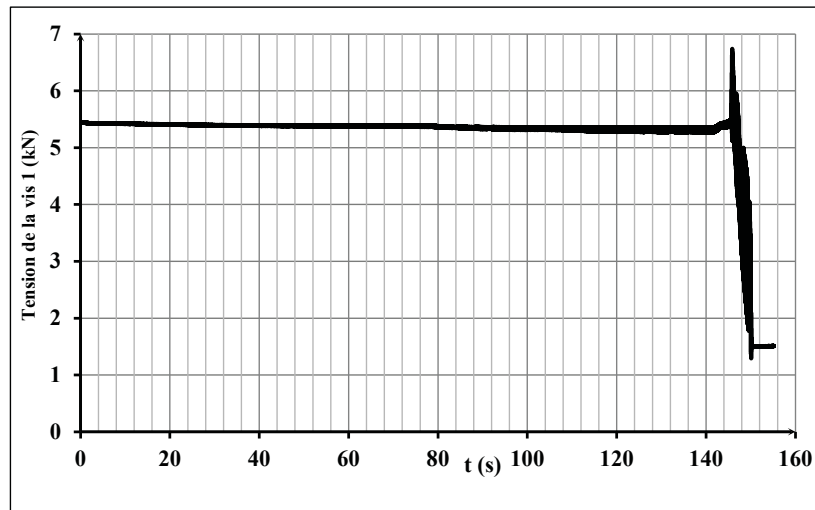


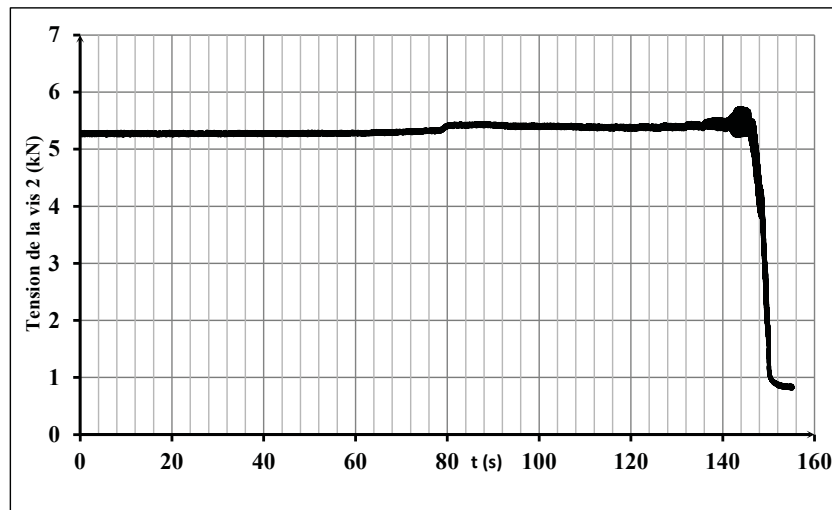
Figure 2.21. Montage à deux fixations

7.2. Mesures réalisées

L'un des essais réalisés est illustré par les figures 2.22 (vue d'ensemble de l'essai) et 2.23 (vue de la phase de dévissage). Il s'agit de l'assemblage serré par deux vis zinguées, disposées horizontalement, et serrées avec une précharge de 5,3 et 5,4 kN, correspondant à environ 40 % de $R_{p0,2}$. Le dévissage est obtenu après 160 s, avec une accélération égale à 35g.

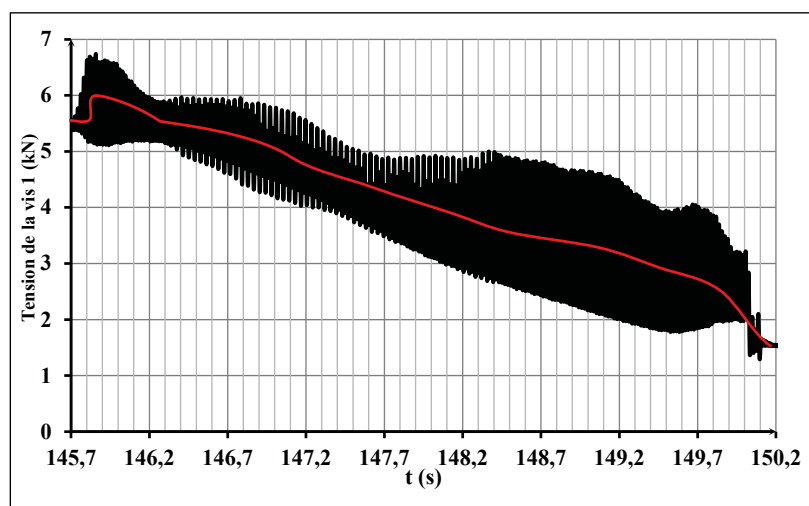


(a)

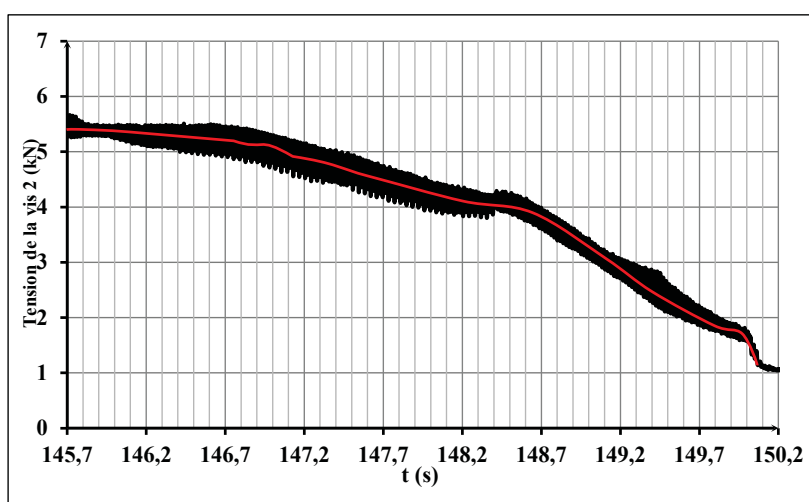


(b)

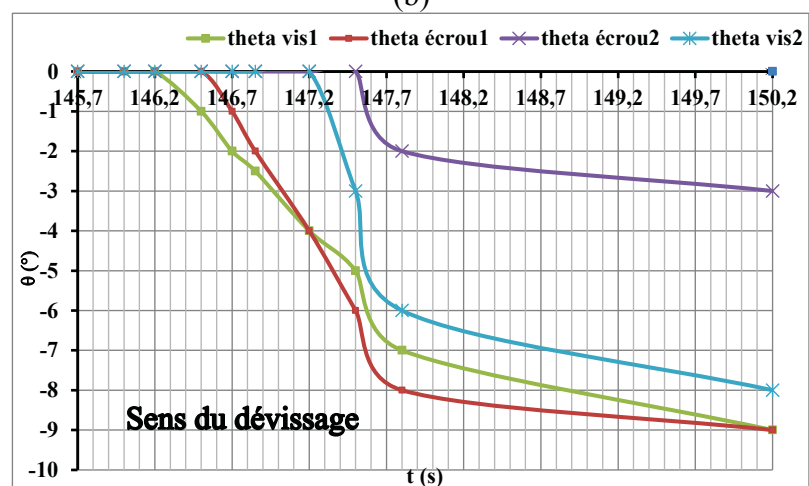
Figure 2.22. Comportement pendant l'essai : (a) Tension de la vis 1, (b) Tension de la vis 2



(a)



(b)



(c)

Figure 2.23. Comportement pendant le dévissage : (a) Tension de la vis 1, (b) Tension de la vis 2, (c) Rotations des vis et des écrous

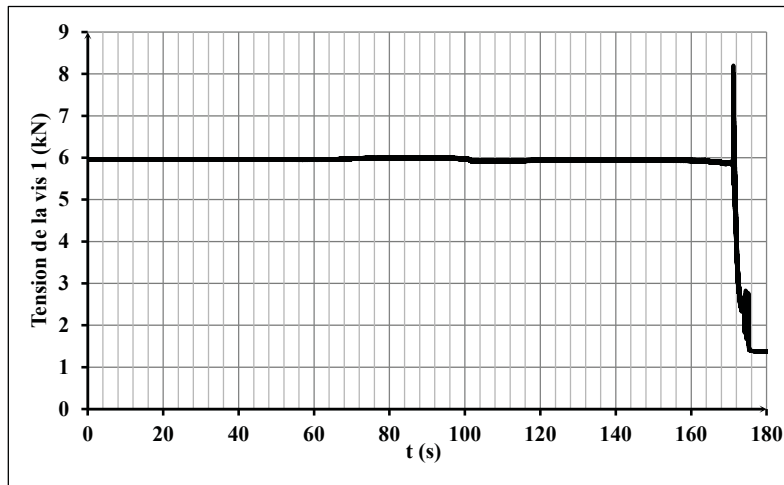
Nous constatons que le dévissage se produit de façon similaire pour les deux boulons, avec des différences qui sont de l'ordre du détail : léger déplacement de l'appui de la vis 2 à $t = 80$ s, déclenchement du glissement sur la vis 2 un peu avant la vis 1, déclenchement de la rotation sur la vis 1 un peu avant la vis 2. Le comportement est donc bien symétrique et l'assemblage se comporte assez précisément comme celui qui ne contient qu'un boulon : lorsque la masse inertielle glisse, les deux vis fléchissent de la même façon, et par suite elles glissent et se dévissent sensiblement en même temps. L'essai a été interrompu à $t = 150$ s, avant d'atteindre le desserrage total des fixations.

Mais peut-on considérer que ce comportement est le même dans tous les cas ?

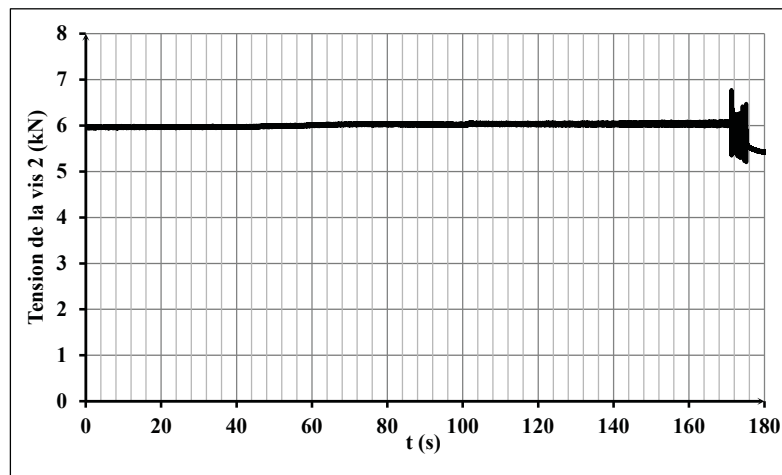
La figure 2.24 présente un autre essai : il s'agit de deux vis zinguées disposées horizontalement, et serrées avec une précharge égale à 6 kN, correspondant approximativement à 47 % de $R_{p0,2}$.

Les oscillations de la tension se manifestent au même moment sur les deux vis, à partir de $t = 171$ s. Mais bien que le serrage initial soit sensiblement identique sur les deux vis, on remarque que la vis 1 perd plus rapidement sa tension, et qu'elle se dévisse presque complètement alors que la vis 2 n'a perdu que 10 % environ de sa charge.

Dans ce cas, le comportement de la masse ne s'effectue pas d'une façon symétrique, le glissement semble plus important du côté de la vis 1. Initialement, ceci peut être dû à une mauvaise symétrie du montage, ou à la variabilité naturelle du coefficient de frottement. Ensuite, quand l'une des vis a perdu une partie de sa charge, elle glisse alors plus facilement, la masse peut basculer autour de la vis la plus serrée, et le déséquilibre s'amplifie.



(a)



(b)

Figure 2.24. Comportement pendant l'essai : (a) Tension de la vis 1, (b) Tension de la vis 2

7.3. Influence de la précharge des vis

Dans la phase de dimensionnement de ce montage, nous avons estimé l'accélération nécessaire au dévissage, en fonction du nombre de fixations. Nous avons considéré que, pour des conditions de serrage identiques, l'effort de glissement était le même sur chaque vis, et que l'accélération nécessaire au dévissage était proportionnelle au nombre de fixations. Afin de vérifier la validité de cette hypothèse, on a comparé l'accélération de dévissage en fonction de la précharge des vis, obtenue pour le montage à deux fixations, avec celle, doublée, obtenue pour le montage à une seule fixation (figure 2.25). La comparaison porte sur des vis zinguées.

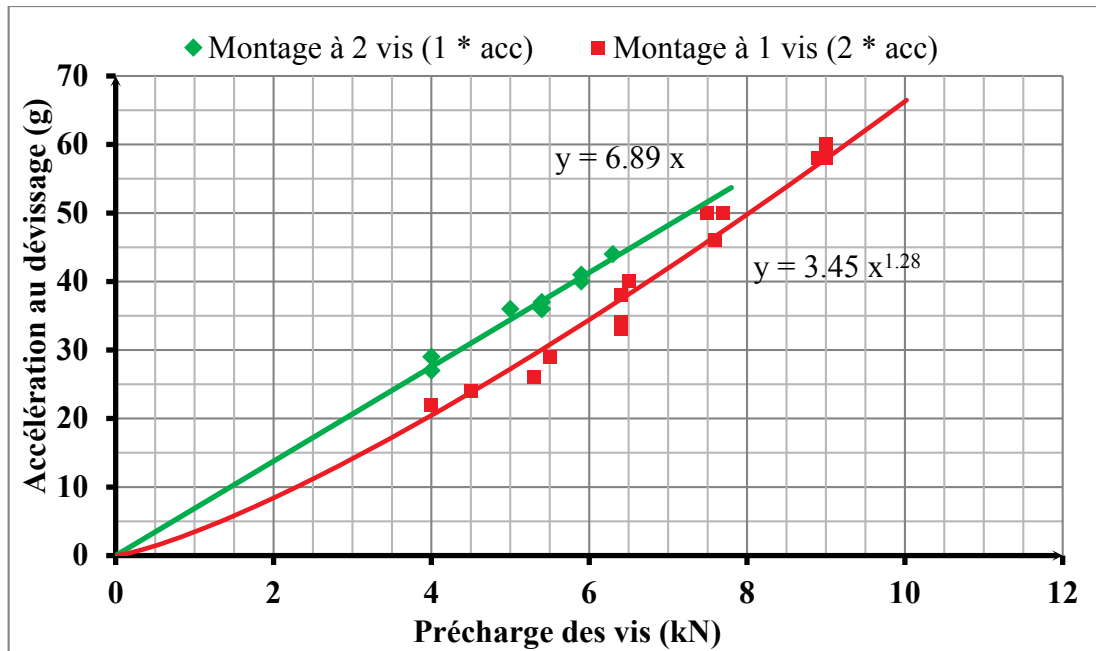


Figure 2.25. Variation de l'accélération de dévissage, montage à une ou deux fixations

Les essais sur le montage à deux vis n'ont pas pu être menés au-delà d'une accélération de 45 g, ce qui a permis d'employer une précharge de 6 kN environ, au maximum. Nous constatons que les deux courbes sont voisines, mais non identiques :

- l'accélération nécessaire au dévissage est supérieure de 15 % environ, pour le montage à deux vis, par rapport au double de celle du montage à une vis ;
- le montage à deux vis présente une tendance bien linéaire, alors que le montage à une vis présente une courbure, que nous avons déjà remarquée précédemment.

Le montage à deux vis assure un meilleur guidage de la masse inertielle, en s'opposant à des rotations importantes de cette masse. C'est pourquoi le dévissage spontané est rendu plus difficile pour l'assemblage à deux vis, tandis qu'il est facilité par la rotation de la masse inertielle pour l'assemblage à une vis.

7.4. Phénomènes annexes : matage et défretage

Les zones de contact entre l'équerre et la masse inertielle sont soumises au cours des essais à des glissements importants et répétitifs, alors qu'elles supportent une contrainte normale importante sous l'effet de la précharge des vis testées.

Une dégradation de l'état de surface était prévisible, et c'est la raison pour laquelle nous avons réalisé les parties en glissement au moyen de pièces d'acier, traitées pour une dureté importante (57 HRC), frettées l'une dans l'équerre et l'autre dans la masse inertielle (figure 2.1). Cette précaution s'est révélée insuffisante, puisque nous avons constaté, après plusieurs dizaines d'essais, un matage localisé de ces pièces (figure 2.26). Ceci a pu influencer sur les résultats des essais, en modifiant les conditions de frottement sur cette interface. Il est possible que ce soit l'origine de la courbure observée dans la variation de l'accélération de dévissage, en fonction de la précharge de la vis, pour les vis zinguées avec le montage à une fixation (figures 2.15, 2.17 et 2.25). En effet, aucune courbure n'a été relevée pour les vis traitées, avec le montage à une fixation (figure 2.17) ni pour les vis zinguées, avec le montage à deux fixations (figure 2.25).



Figure 2.26. *Phénomène de matage de la masse inertielle*

Les résultats montrés précédemment pour un montage à deux fixations sont obtenus avec deux vis disposées horizontalement, subissant des efforts égaux, sous réserve de la bonne symétrie du montage. Nous avons souhaité tester aussi ce montage avec deux vis disposées verticalement, l'une au-dessus de l'autre, et qui sont donc soumises à des efforts différents.

Dans ce cas, il est plus difficile d'obtenir le dévissage spontané. Pour une faible précharge de 4,3 kN, correspondant approximativement à 30 % de $R_{p0,2}$, nous avons parfois atteint l'accélération maximale permise par le pot vibrant, sans obtenir de dévissage. En poursuivant cet essai, il s'est produit un défretage de la pièce de contact dans l'équerre, comme le montre la figure 2.27.

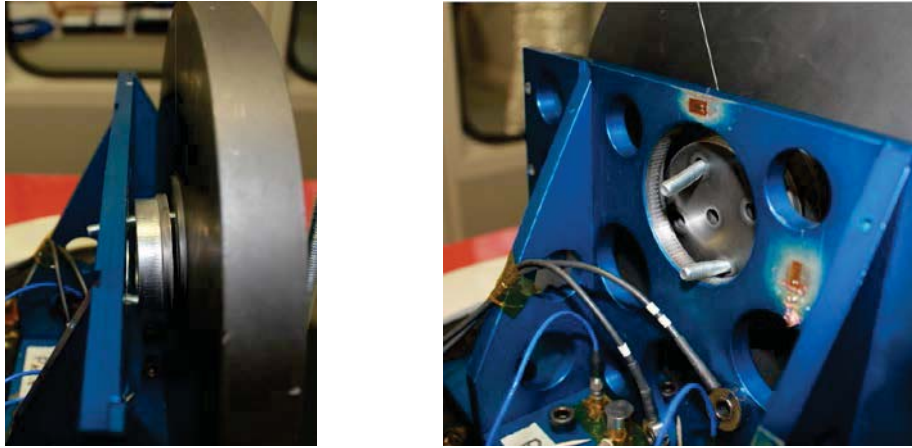


Figure 2.27. Pièce de contact défrettée de l'équerre

La figure 2.28 montre l'origine du défrettage : sous l'effet de l'accélération imposée, la masse inertielle subit une force d'inertie F_I en son centre de gravité G . Le déport dans la direction $-Y$ de G par rapport à l'équerre induit un moment M autour de l'axe X , qui s'applique aux deux pièces d'interface frettées. La pièce frettée dans l'équerre en aluminium possède un diamètre inférieur à celui de la pièce frettée dans la masse inertielle en acier. C'est donc le frettage dans l'équerre qui est moins résistant et qui cède le premier.

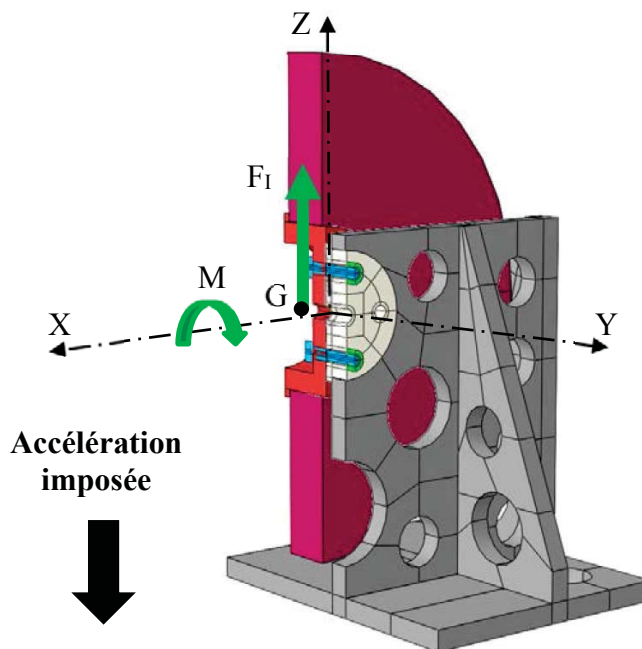


Figure 2.28. Moment M induit par l'inertie de la masse

8. Récapitulatif des essais réalisés et conclusion

Le tableau 2.1 récapitule l'ensemble des essais réalisés. Le montage avec une vis a permis d'obtenir le desserrage spontané jusqu'à une précontrainte de 70 % $R_{p0,2}$. Le montage avec deux vis disposées horizontalement n'a permis d'obtenir le dévissage spontané que jusqu'à une précontrainte de 30% ou 50 % $R_{p0,2}$, en raison de la limitation de la force disponible sur le pot vibrant. Le montage avec deux vis disposées verticalement n'a pas permis d'obtenir le dévissage spontané pour une précontrainte de 30% de la limite élastique de la vis, en raison de la limitation de la force disponible sur le pot vibrant et du défretage du montage.

Tableau 2.1 : Récapitulatif des essais réalisés

Montage avec une vis		
Précontrainte (% Rp0,2)	Type de vis	Dévisissage spontané
de 30 % à 70 %	zinguée	obtenu pour une accélération de 11 à 30 g
de 30 % à 70 %	traitée	obtenu pour une accélération de 16 à 35 g
Montage avec deux vis, disposition horizontale		
Précontrainte (% Rp0,2)	Type de vis	Dévisissage spontané
de 30 % à 50 %	zinguée	obtenu pour une accélération de 26 à 45 g
60 %		non obtenu pour la force maximum du pot vibrant
30 %	traitée	obtenu pour une accélération de 39 g
40 %		non obtenu pour la force maximum du pot vibrant
Montage avec deux vis, disposition verticale		
Précontrainte (% Rp0,2)	Type de vis	Dévisissage spontané
30 %	zinguée	non obtenu pour la force maximum du pot vibrant défrettage de la pièce d'interface dans l'équerre

Afin d'étudier le phénomène de dévissage spontané, nous avons conçu un montage permettant de soumettre un assemblage boulonné à un chargement transversal. Un pot vibrant impose une vibration sinusoïdale qui, par inertie, fait glisser une masse inertielle serrée par un ou plusieurs boulons sur une équerre. Pour s'approcher de conditions réalistes de fonctionnement, des frottements secs ont lieu entre les pièces. Le montage est instrumenté par :

- une caméra rapide permettant de suivre la rotation des pièces au cours de la vibration ;
- un accéléromètre mesurant l'accélération imposée au montage ;
- un capteur de force (rondelle de charge) mesurant la tension de la vis.

Des essais ont été réalisés pour un montage à une fixation ou à deux fixations, disposées horizontalement ou verticalement. La précontrainte des vis a varié de 30 % à 70 % de $R_{p0,2}$. Des vis présentant deux types de traitement de surface ont été testées.

Avec le montage à une fixation, le dévissage spontané a été obtenu dans tous les cas. Nous avons montré que l'accélération de la vibration, nécessaire pour obtenir le dévissage, était sensiblement proportionnelle à la précharge du montage, et que les deux traitements de surface présentaient une résistance différente au dévissage spontané.

Avec le montage à deux fixations disposées horizontalement, nous n'avons pu tester que des faibles précontraintes. Nous avons cependant montré que le comportement de l'assemblage était sensiblement équivalent à celui de l'assemblage simple, en doublant les forces nécessaires.

Le montage à deux fixations disposées verticalement a montré une résistance plus élevée au dévissage spontané, et nous n'avons pas pu l'obtenir. En effet, ce montage plus rigide que les précédents a conduit à la détérioration du banc d'essai par défretage d'une pièce.

L'exploration du dévissage spontané au moyen d'expérimentations a montré son efficacité pour reproduire et quantifier ce phénomène, en respectant des conditions de fonctionnement réalistes. Mais la démarche expérimentale trouve des limites dans la capacité des moyens d'essais, dans la finesse des mesures qui peuvent être réalisées, et dans la durée et le coût des campagnes d'essais. Aussi, il est nécessaire d'envisager des essais virtuels, qui simulent par le calcul les essais réels. La simulation par la méthode des éléments finis permettra de multiplier les essais et d'augmenter les niveaux de charge, à moindre coût. Elle permettra aussi d'effectuer des mesures précises et locales du comportement.

Dans cet objectif, le prochain chapitre exposera le développement d'un modèle par éléments finis permettant de reproduire les essais réalisés, et de les multiplier. Cette approche sera validée en s'appuyant sur les résultats expérimentaux obtenus.

Chapitre 3

Etude dynamique du dévissage par simulation détaillée du boulon

1. Introduction

Le recours aux expériences pour la révélation du phénomène de dévissage est nécessaire. Des résultats expérimentaux pertinents sont stratégiques pour corréler et valider des développements de méthodes analytiques et numériques. Mais, dans certains cas les expériences sont limitées par un niveau de charge inaccessible. Cela les rend inachevées. Le recours aux méthodes des éléments finis est une solution pouvant remédier à cette problématique. En effet, les méthodes par éléments finis ou les méthodes analytiques permettent de faire varier les paramètres et atteindre des conditions de travail inabordable par l'expérimental. L'étude bibliographique a recensé plusieurs auteurs qui s'intéressent à la simulation du dévissage spontané par le biais de méthodes numériques par éléments finis. Mais, certains d'entre eux adoptent une stratégie singulière pour justifier la révélation de ce phénomène qui n'est pas représentatif de conditions industrielles. Dans le but de simuler le phénomène de dévissage de l'assemblage expérimental, une approche tridimensionnelle basée sur la méthode des éléments finis sera présentée dans ce chapitre. On a vu dans le deuxième chapitre que le montage expérimental comporte beaucoup de détails assez complexes. Il sera difficile de simuler le dévissage par ce montage sans passer par une étape de simplification du montage. Néanmoins, le modèle numérique retenu devra être suffisamment représentatif des phénomènes observés expérimentalement. Le dévissage ne peut se produire que lorsque la masse glisse sur l'équerre. Si cette condition se produit sur un montage à une fixation, la masse inertielle peut tourner. Cela peut conduire à des problèmes de divergence. Afin de mieux comprendre et de choisir la bonne façon de simuler le phénomène de dévissage, il faut envisager une étude préliminaire d'un modèle assez simple. En effet, si l'on rencontre des problèmes de divergence lors de la simulation, il sera plus aisé d'analyser l'instabilité du modèle et mieux appréhender la simulation du phénomène de dévissage. Par cette démarche, on choisit, tous d'abord, d'étudier le phénomène du dévissage sur un assemblage académique de deux plaques

par un boulon. Une fois ce modèle maîtrisé, nous pourrions étendre la procédure de la modélisation avancée du phénomène du dévissage à l'assemblage expérimental.

Ce chapitre présente une étude numérique du phénomène de dévissage par la méthode des éléments finis. Comme précisé précédemment, cette étude sera appliquée tout d'abord à un assemblage constitué de deux plaques assemblées par un boulon et soumis à des charges dynamiques transversales. Un modèle 3D sera développé dans lequel seront introduits tous les éléments de contact et tous les détails géométriques, y compris le détail du filetage. L'objectif de ce modèle est de décrire la succession de collage et de glissement sur les surfaces de contact et de prévoir le dévissage de l'assemblage. Ce modèle simplifié de deux plaques est un stade préparatif pour le développement du modèle plus complexe correspondant au montage expérimental. Les résultats numériques obtenus pour ce deuxième modèle seront confrontés aux résultats expérimentaux du montage expérimental.

2. Modèle géométrique de deux plaques

L'assemblage illustré par la figure 3.1 présente le modèle préliminaire étudié. Il se compose de deux plaques d'acier, assemblées par un boulon précontraint. La plaque supérieure est fixée à une extrémité, tandis que l'autre plaque est sollicitée, à l'autre extrémité, par un mouvement alternatif dans la direction x , perpendiculaire à l'axe z de la vis.

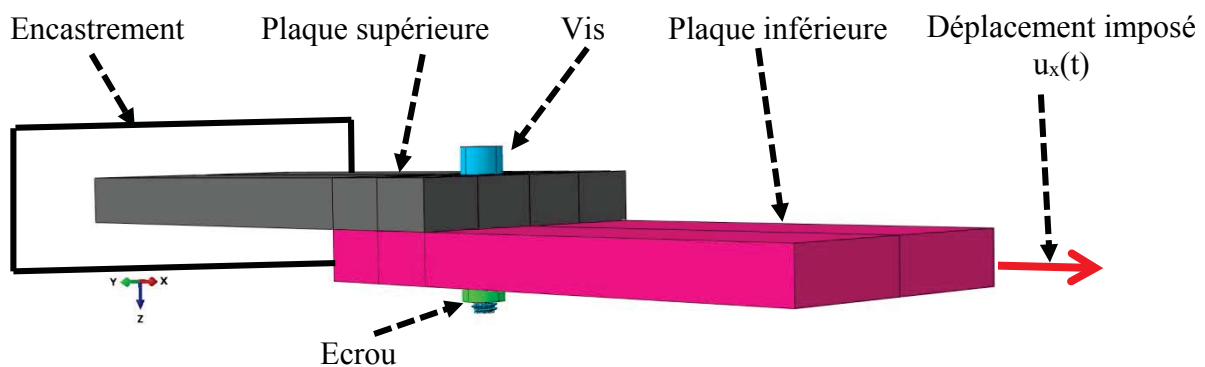


Figure 3.1. Montage expérimental

Toutes les dimensions sont mentionnées sur la figure 3.2. Les deux plaques ont les mêmes caractéristiques géométriques et mécaniques. Le diamètre nominal de la vis est de 6 mm et de classe de qualité 8.8. La vis CHC M6 est de longueur sous tête de 30 mm dont 22 mm correspond à la partie filetée. Pour cette étude, la géométrie du filetage de la vis sera partiellement modélisée sur une longueur de 9.5 mm, afin d'interposer des conditions de contact

entre les filets de la vis et de l'écrou. Le reste de la longueur filetée, qui correspond aux filets de la vis non engagés, est matérialisé par un diamètre équivalent qui se substitue à la forme filetée. Cette partie lisse correspond au diamètre résistant ($d_s = 5.062$ mm) tel qu'il est défini par la norme pour caractériser l'essai de résistance en traction d'une vis en prise dans une pièce filetée [37]. Ce choix facilite la modélisation et minimise partiellement les temps de calcul tout en restant représentatif du comportement mécanique.

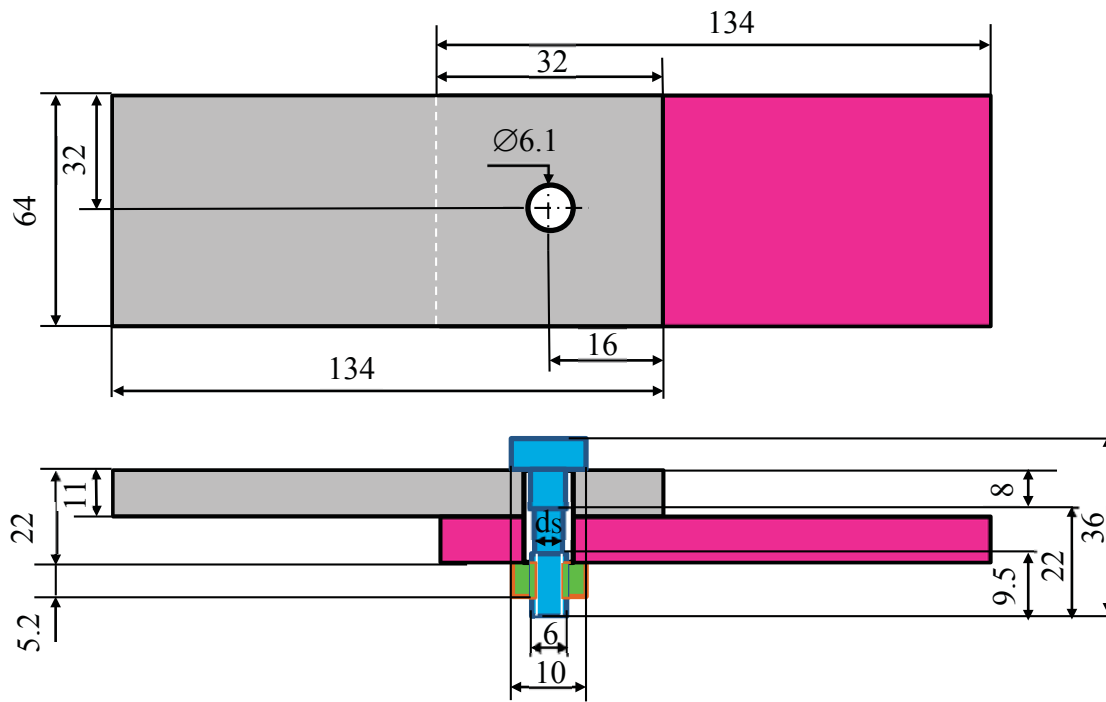


Figure 3.2. Dimensions du modèle

Le déplacement imposé à une extrémité provoque le glissement de la plaque inférieure par rapport à l'autre. Le ratio épaisseur pièce/diamètre nominal vis étant supérieur à 1 cela induit de la flexion dans la vis. Des forces de cisaillement apparaissent sur les faces d'appui sous tête de vis et sous l'écrou, et ils provoquent le glissement de ces surfaces, si la flexion est suffisante [38]. Le flanc des filets en prise avec l'écrou prend également en charge des forces de cisaillement. Il peut également exister du glissement localisé sur ces flancs. En raison de la précontrainte du boulon, agissant sur le filet grâce à son angle d'hélice, à la fois la vis et l'écrou reçoivent un couple le long de leurs axes respectifs, agissant dans le sens du dévissage. En glissant il apparaît à la fois, sur la face d'appui de la tête de vis et sur le filet, ce couple qui dévie le glissement, provoquant une légère rotation de la vis et initiant le relâchement de l'assemblage.

3. Simulation du dévissage par la méthode des éléments finis

3.1. Formulation du contact

La modélisation du contact joue un rôle primordial en raison des effets associés aux phénomènes d'adhérence et de glissement des deux surfaces en contact. La maîtrise des conditions limites associées peut conduire à des problèmes de divergence lorsqu'elles ne sont pas correctement mises en place. Le modèle de frottement de Coulomb est utilisé pour la modélisation du frottement. Ce modèle présente une force de frottement constante en fonction de la vitesse. Les charges de cisaillement et normales au contact sont liées par le coefficient de frottement. Selon le modèle de Coulomb, il n'y a pas de mouvement relatif lorsque la contrainte de cisaillement équivalent τ_{eq} résultant de la combinaison des composantes orthogonales des contraintes de cisaillement τ_1 et τ_2 est inférieure à une valeur τ_{crit} critique qui est proportionnelle à la pression normale de contact P à travers le coefficient de frottement μ :

$$\tau_{eq} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} \quad (3.1)$$

$$\tau_{crit} = \mu P \quad (3.2)$$

Les limites entre l'adhérence et le glissement sont montrées par la figure 3.3

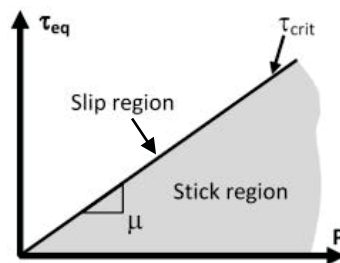


Figure 3.3. Représentation des zones d'adhérence et de glissement pour le modèle de Coulomb

Deux méthodes de discrétisation du contact peuvent être utilisées par le logiciel Abaqus® [5] : la méthode locale de discrétisation « nœud à nœud » ou la méthode globale de discrétisation « surface à surface ». Dans la première méthode, chaque nœud localisé à une zone est lié avec un groupe de nœuds de l'autre zone. Dans la seconde méthode, les conditions de couplage sont appliquées sur une région moyenne de chaque face. Cette méthode permet d'améliorer la qualité des résultats et réduit la pénétration de la surface au moment du contact. Cette deuxième

méthode est plus pénalisante en temps de calcul. Cependant, nous avons retenu cette deuxième méthode pour sa robustesse sur la modélisation du contact.

Plusieurs algorithmes sont introduits dans les logiciels de calcul. La méthode par pénalité et la méthode du Lagrange augmentée sont les plus répandues. Nous avons retenu la méthode par pénalité qui est la plus appropriée pour l'analyse de la convergence au niveau des contacts et pour la réduction du nombre d'itérations nécessaires pour le calcul. Dans ce procédé, il y a une rigidité transversale qui lie les nœuds de la surface maître à la surface esclave. Elle permet un déplacement relatif élastique des surfaces lorsque l'on est dans une étape d'adhérence.

Le dévissage ne peut se produire que par rotation de la vis ou de l'écrou, ou les deux, en fonction de la géométrie des contacts et du coefficient de frottement, à chaque interface de contact. Afin de faciliter l'observation et l'analyse du comportement de l'assemblage sous sollicitation, le risque de mouvement de rotation, dans certaines parties de l'assemblage, sera restreint par le biais des valeurs des coefficients de frottement. Nous avons choisi un coefficient de frottement égal à 0,1 entre les plaques et sous l'écrou, en tant que valeur représentative d'un bon état de surface avec une faible rugosité. Un coefficient de frottement légèrement plus élevé, égal à 0,11, est choisi sous la tête de la vis pour forcer le glissement sous l'écrou. Ainsi, numériquement le glissement se produit d'abord sous l'écrou tandis que la tête de vis ne glisse pas sur la plaque supérieure.

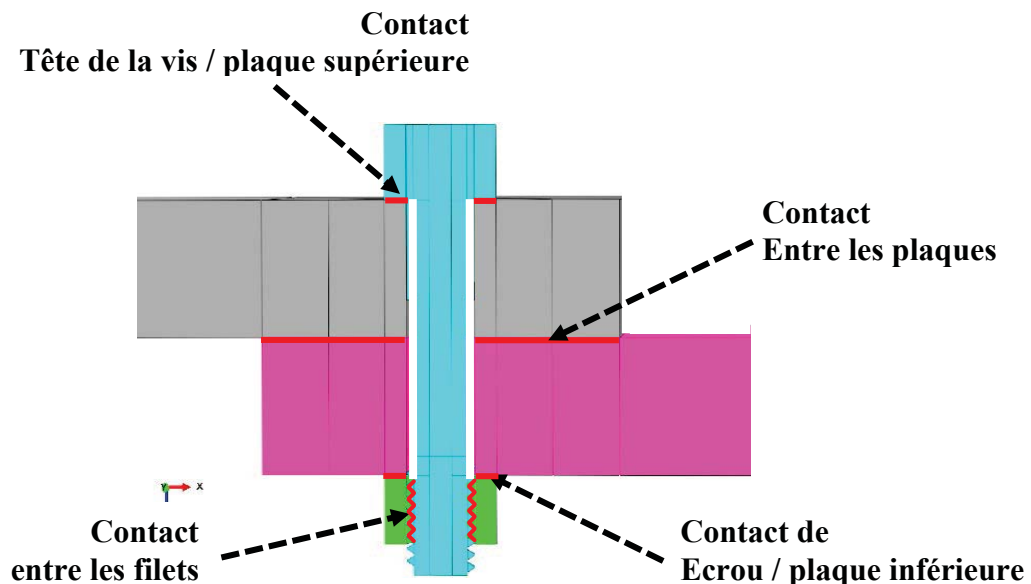


Figure 3.4. Zones de contact

3.2. Interactions et maillage

Ce modèle est développé avec les fonctionnalités du code de calcul où plusieurs interactions peuvent être utilisées. Un travail conséquent pour optimiser le maillage a été réalisé. L'objectif est de réduire le nombre d'éléments dans les zones ne nécessitant pas de précision et d'exploiter des maillages raffinés dans les zones de contact stratégiques. Une contrainte nommée « tie constraint » est utilisée pour associer le filetage de la vis à la tige du boulon sans avoir l'obligation d'une continuité de maillage entre les deux parties. Cette fonction de collage géométrique permet de joindre deux parties géométriques distinctes, avec des maillages qui peuvent être différents, afin qu'elles aient le même mouvement. Cette fonction autorise de fortes transitions dans la densité du maillage. Cette procédure a également été étendue pour fixer le filetage sur le corps de l'écrou. Ainsi, un maillage plus fin est utilisé seulement dans les parties filetées, qui contiennent plus de détails de forme, et permet de mieux évaluer le comportement du contact au niveau des flancs des filets. La figure 3.5 récapitule ces détails de modélisation.

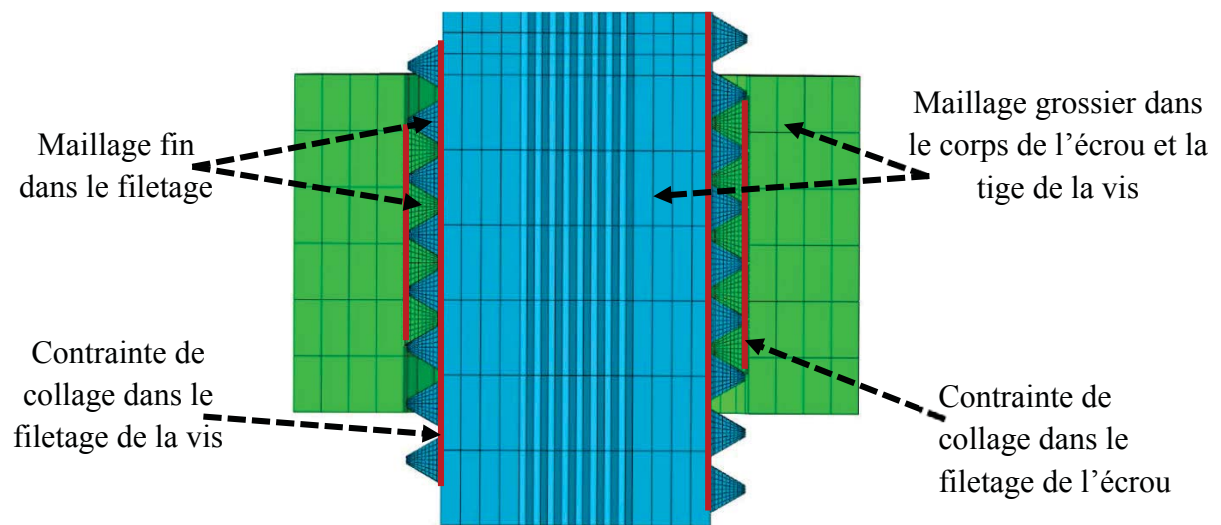


Figure 3.5. Contrainte de collage « tie constraint »

3.3. Méthode de résolution

Le mouvement et le comportement de la structure sont simulés par une analyse dynamique implicite. La méthode de résolution implémentée dans le logiciel de calcul est issue des travaux de Newmark [36] et repris par Sun [47] et Hilber [18]. Elle est basée sur le principe de la méthode itérative de Newton- Raphson. Cette méthode est définie comme suit :

$$\Delta u^{i+1} = \Delta u^i + K_t^{-1} (F^i - I^i) \quad (3.4)$$

Avec Δu est l'incrément de déplacement, K_t est la matrice de rigidité tangentielle, F et I sont respectivement les forces extérieures et intérieures.

La méthode dynamique implicite est décrite comme suit

$$M\ddot{u}^{i+1} + (1 + \alpha)Ku^{i+1} - \alpha Ku^i = F^{i+1} \quad (3.5)$$

$$u^{i+1} = u^i + \Delta t \dot{u}^i + \Delta t^2 \left(\left(\frac{1}{2} - \beta \right) \ddot{u}^i + \beta \ddot{u}^{i+1} \right) \quad (3.6)$$

$$\dot{u}^{i+1} = \dot{u}^i + \Delta t \left((1 - \gamma) \ddot{u}^i + \gamma \ddot{u}^{i+1} \right) \quad (3.7)$$

Avec M est la matrice masse, u est le déplacement, K est la matrice raideur, F est l'effort appliqué. Les coefficients β and γ dépendent de α selon les formules suivantes :

$$\beta = \frac{1}{4} (1 - \alpha^2) \quad (3.8)$$

$$\gamma = \frac{1}{2} (1 - \alpha) \quad (3.9)$$

On choisit la valeur de $\alpha = -0.333$ comme amortissement numérique pour stabiliser le résultat.

3.4. Etapes de calcul

Trois étapes sont effectuées pour l'analyse dynamique. Dans la première, les interactions et la précontrainte de la vis sont créées. La plaque supérieure est fixe. L'introduction de la précontrainte est effectuée moyennant une rotation angulaire appliquée sur la tête de la vis tandis que l'écrou reste fixe. Cette méthode d'introduction de la précontrainte engendre de la torsion de la vis. Cette torsion facilite le dévissage lors de l'application d'un chargement transversal. La valeur de la rotation angulaire appliquée sur la tête de la vis est de 0,35 rad. Ce qui génère une charge axiale dans la tige du boulon égale à 8600 N, correspondant à 68% de la limite d'élasticité de la vis ($R_{p0,2}$). La deuxième étape est une phase de stabilisation, pendant cette phase l'écrou est libéré et la vis est maintenue dans sa dernière position. Dans la dernière étape, un déplacement sinusoïdal de crête 0,5 mm est appliqué à l'extrémité de la plaque inférieure. L'expression du déplacement est donnée par l'équation 3.10.

$$u_x(t) = 0,5 \cdot (\cos(2\pi 180 t) - 1) \quad (3.10)$$

Afin de définir la fréquence de l'excitation f , un calcul modal préalable a été réalisé. Ce calcul montre que le premier mode propre de la structure est d'environ 162 Hz. Donc, nous choisissons d'imposer au système une fréquence $f = 180$ Hz assez éloignée de la première fréquence propre.

L'amplitude $X = 0,5$ mm est choisie de telle sorte que le glissement se produit sous la tête de vis ou sous l'écrou.

La procédure décrite dans la figure 3.6 détaille les trois étapes de calcul.

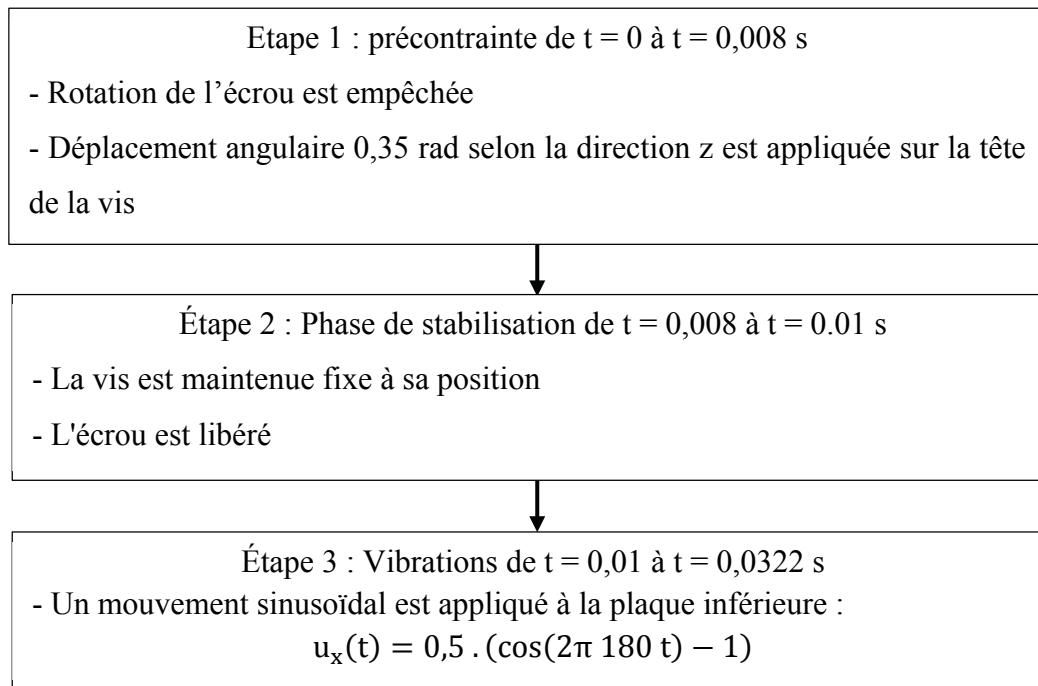


Figure 3.6. *Étapes de calcul*

Le modèle nécessite un temps de calcul assez élevé (24 864s soit moins de 7h de calcul pour 4 périodes). Pour cette raison, tous les calculs de modélisation détaillée seront exécutés sur le **supercalculateur EOS** localisé au mésocentre de calcul Calmip.

3.5. Résultats de la simulation par la méthode des éléments finis

La figure 3.7 représente le déplacement sinusoïdal u_x imposée à l'extrémité de la plaque inférieure, à partir du début de l'étape 3 de la simulation ($t = 0,01$ s).

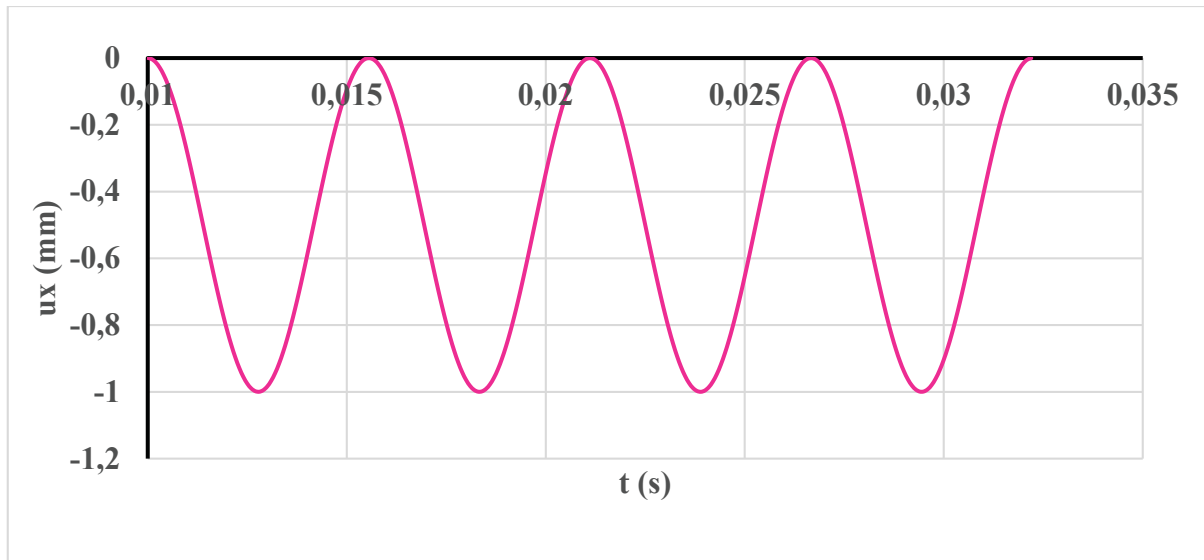


Figure 3.7. Déplacement u_x à l'extrémité de la plaque inférieure

La flexion de la vis, qui est la différence entre les déplacements selon la direction x des deux extrémités de la vis, est représentée par la figure 3.8. Les deux extrémités de la vis sont entraînées par les plaques, et la flexion suit la forme sinusoïdale du mouvement. Lorsque la flexion est suffisante, à environ $f = -0,1$ mm, l'écrou glisse sur la plaque inférieure, et la flexion reste à peu près constante. Lorsque le mouvement est inversé, le glissement a cessé et l'écrou est à nouveau entraîné par le mouvement sinusoïdal dans la direction positive. Le glissement reprend pour une flexion environ $f = -0,1$ mm, et ainsi de suite. La flexion correspondant au glissement évolue avec le temps, en raison du relâchement progressif de l'assemblage qui réduit progressivement la tension de la vis.

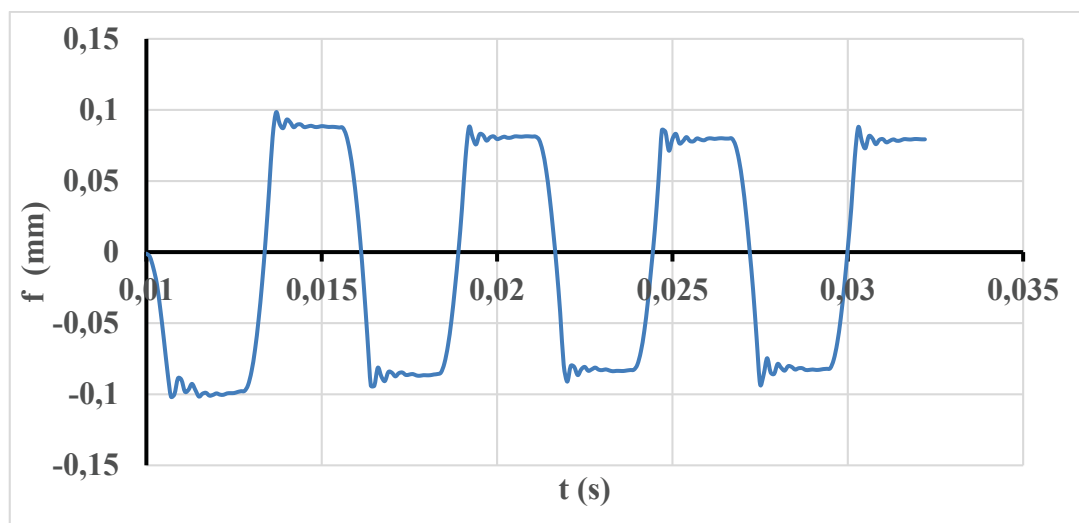


Figure 3.8. Flexion de la vis f

La figure 3.9 montre l'état de contact à un point caractéristique de la surface d'appui de l'écrou sur la plaque inférieure. En raison de la forme massive de ces parties, l'état de contact évolue rapidement à la surface et la transition se produit instantanément sur toute la surface. Tout d'abord, ce contact reste en adhérence, et nous pouvons voir les périodes de glissement correspondant à la flexion constante de la vis. La durée d'adhérence augmente lentement, avec un relâchement progressif de l'assemblage.

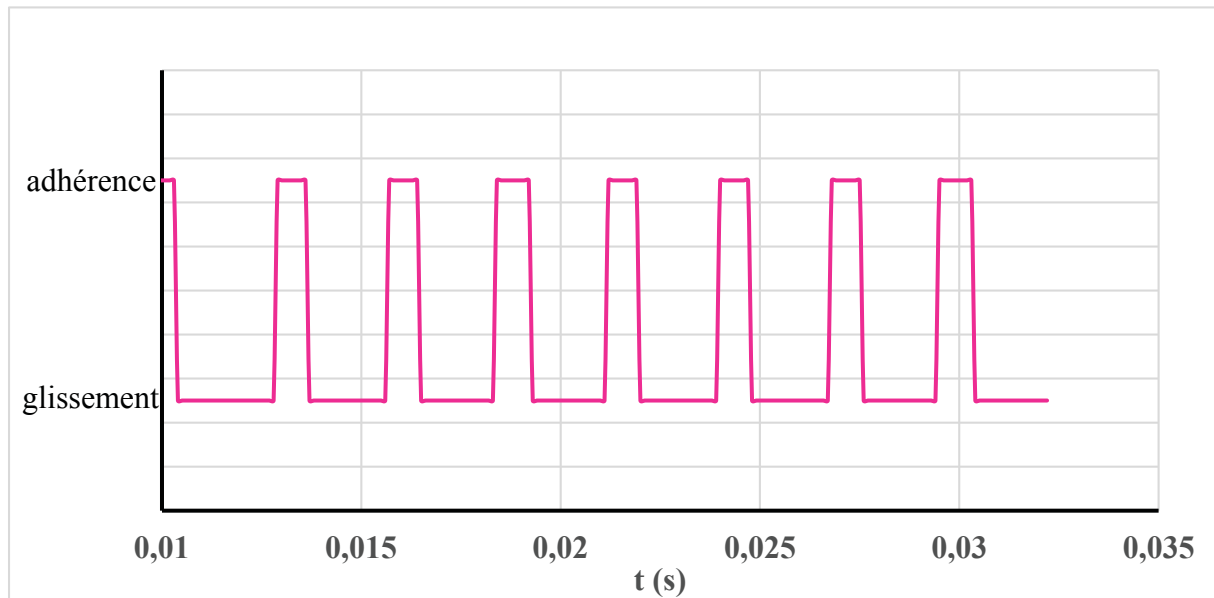


Figure 3.9. Etat de contact de l'écrou/ plaque inférieure

La Figure 3.10 représente le déplacement relatif de l'écrou par rapport à la plaque inférieure.

Au cours du glissement de l'écrou, ce déplacement reproduit une partie du mouvement sinusoïdal imposé.

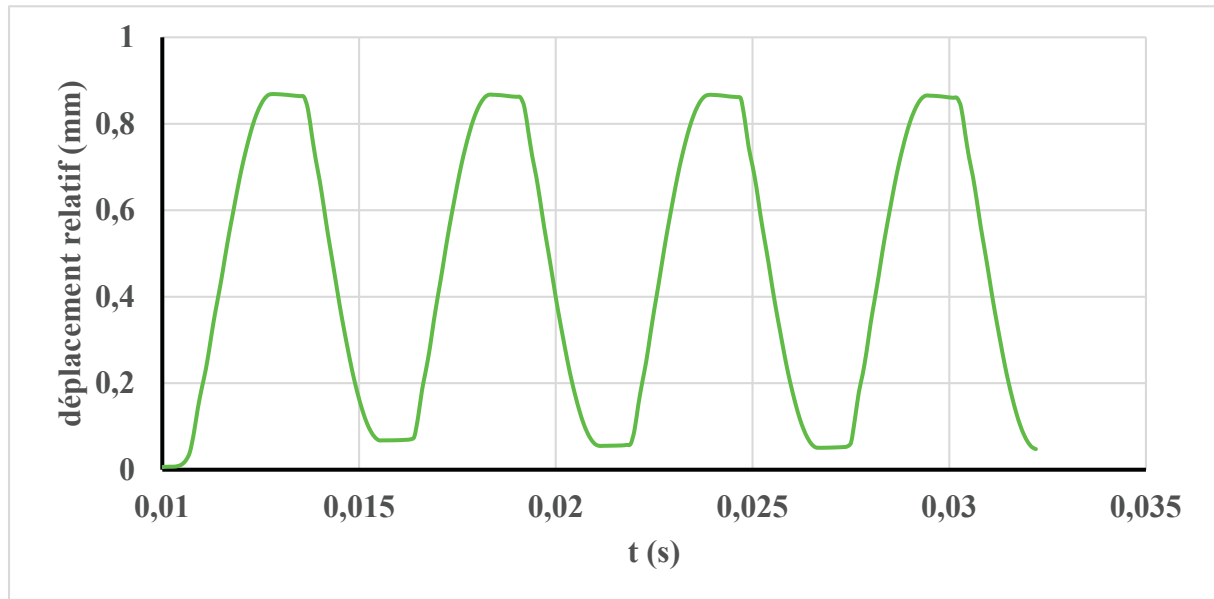
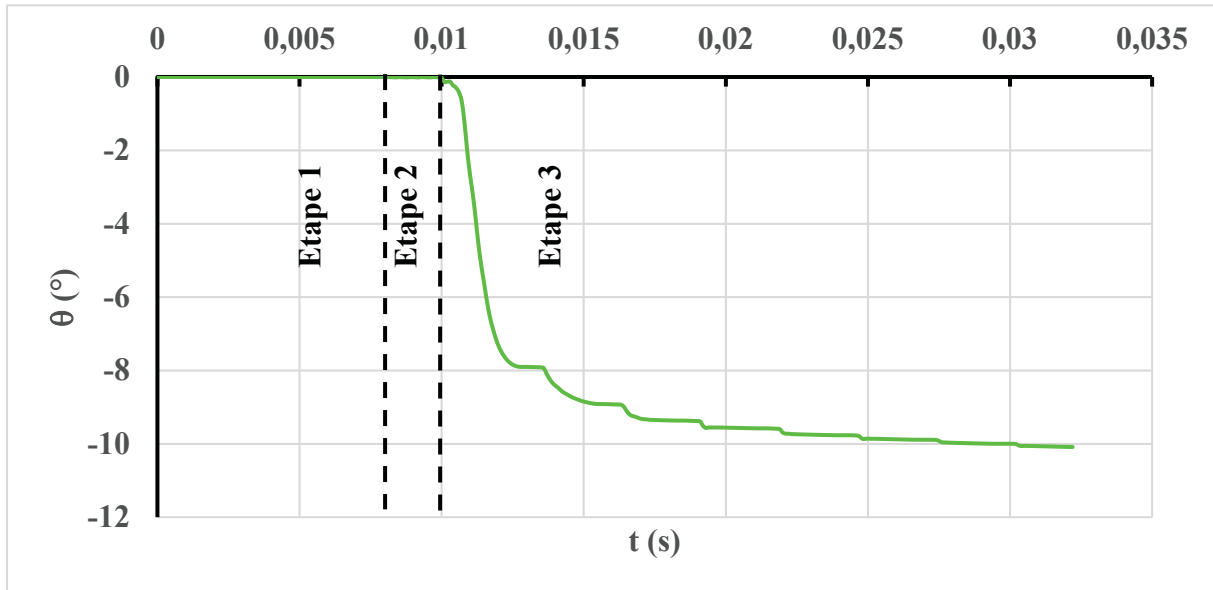
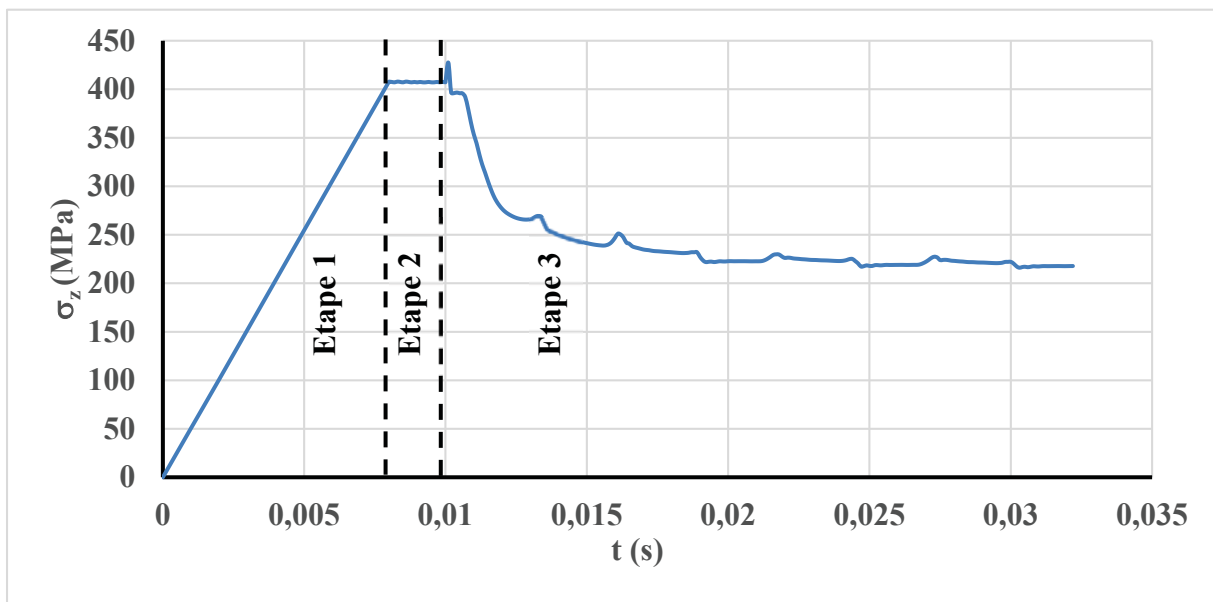


Figure 3.10. *Glissement de l'écrou sur son support*

Lorsque l'écrou glisse à la fois sur la plaque inférieure et sur la vis, il est seulement guidé par les forces de frottement. Le couple résultant de l'angle d'hélice du filetage peut dévier le mouvement, ce qui induit la rotation de l'écrou et le dévissage de l'assemblage.

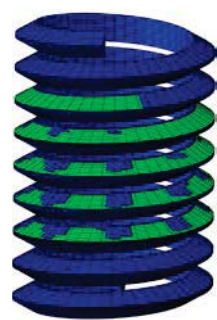
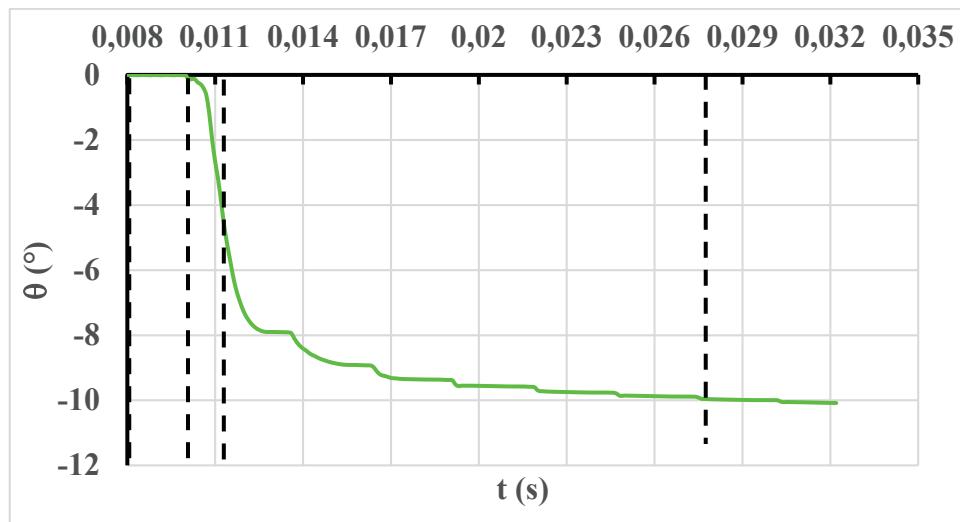
La figure 3.11 montre la rotation de l'écrou et détaille l'évolution de la contrainte axiale selon la direction axiale z , dans la zone médiane de la tige du boulon. Ces graphes sont tracés depuis le début de la simulation, montrant les trois étapes déjà citées. Dans la première étape, nous pouvons remarquer une augmentation de la contrainte axiale, correspondant à la phase de serrage, sans aucune rotation. La deuxième étape est une phase de stabilisation et elle ne montre aucun changement dans la rotation ou la tension de la vis.

Quelque temps après le début de la troisième étape, l'écrou commence à glisser et il tourne dans le sens du dévissage. Ce phénomène s'accompagne d'une diminution de la contrainte axiale, traduisant la perte progressive de la précontrainte. A la fin de la première phase de glissement, à $t = 0,013$ s, la rotation atteint 8° . La tension de la vis a perdu environ 36% de sa valeur initiale. Le couple diminue rapidement, de sorte que les phases suivantes de glissement génèrent moins de rotation et moins de pertes de charge. Enfin, après 4 cycles sinusoïdaux, le dévissage atteint 10° et la perte de tension de la vis atteint 46%. Au-delà de ces cycles, le dévissage et le relâchement de l'assemblage évoluent très lentement.

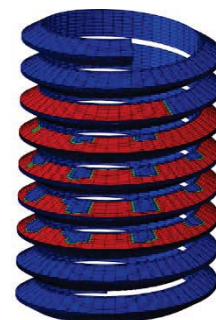
(a) Rotation de l'écrou θ (b) Contrainte axiale σ_z du boulon**Figure 3.11.** Détail de l'évolution de la simulation numérique

L'évolution de l'état de contact dans le filetage est un des moyens permettant de visualiser la progression du phénomène du dévissage. Les résultats obtenus sont montrés par la figure 3.12. En examinant ces résultats et à la fin de la phase de serrage les nœuds de la vis glissent par rapport à l'écrou.

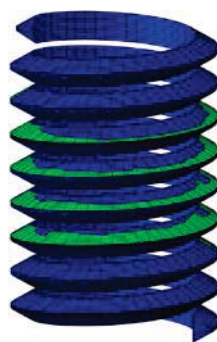
Cela est expliqué par le fait que le serrage est effectué à l'aide d'une rotation angulaire appliquée sur la tête de la vis. Pendant la phase de stabilisation la vis est en adhérence. La vis ainsi que l'écrou sont maintenus à leur dernière position. Il n'existe aucune rotation des deux côtés.



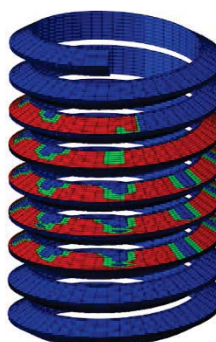
$t=0.008s$



$t=0.01s$



$t=0.0107s$



$t=0.0319s$

Figure 3.12. Rotation de l'écrou et état de contact dans le filetage de la vis au moment du dévissage (rouge=adhérence, vert=glissement, bleu=pas de contact)

Le glissement de la plaque entraîne la rotation de l'écrou par rapport à la vis. On distingue bien la transition de l'adhérence au glissement au cours de l'étude dynamique. A partir de l'image 3 correspondante à l'instant $t = 0.0107s$, on remarque un état de contact asymétrique dû à la flexion. Cette flexion conduit à la diminution de la superficie de contact. On remarque autant de zones bleues que de vertes ce qui montre la perte de contact, sous l'effet de la flexion. Lorsque la tension de la vis diminue d'une valeur importante, le dévissage ralentit. Cela s'explique par le frottement dans les filets qui reste fixe puisqu'il provient à la fois de la charge axiale et de la flexion de la vis.

L'étude des résultats obtenus par éléments finis a permis de reproduire et d'analyser le phénomène de dévissage, pour le cas simple du modèle de deux plaques. La même approche sera maintenant adoptée pour la simulation du modèle représentant le montage expérimental qui reste plus compliqué que le cas précédent.

4. Dévissage sous vibration : montage expérimental

4.1. Modèle géométrique

Un modèle éléments finis du montage expérimental soumis à des sollicitations dynamiques transversales sera développé dans cette section. 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.

Le montage présenté par la Figure 3.13 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.

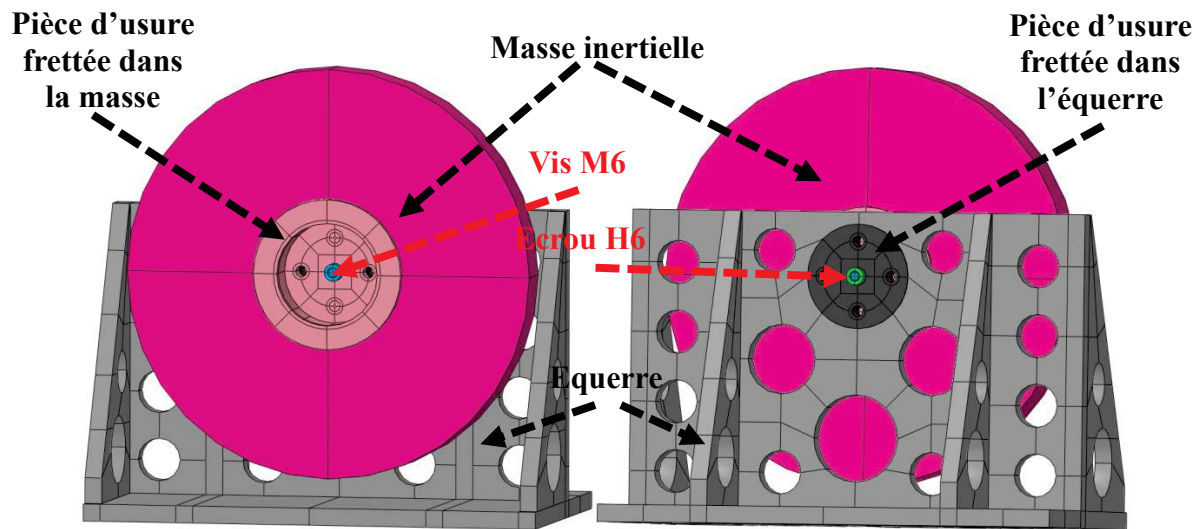


Figure 3.13. *Modèle expérimental*

4.2. Contraintes et interactions

La géométrie de la masse ainsi que de l'équerre présente des zones assez compliquées. L'utilisation des éléments hexaédriques à 8 nœuds C3D8R pour le maillage nécessite des partitions organisées des différentes pièces du modèle, comme l'illustre la figure 3.14. Ce type de maillage minimise les problèmes de divergence. Afin de minimiser le nombre d'éléments, comme cela a déjà été adopté pour le cas de l'assemblage de deux plaques, plusieurs techniques d'interactions sont utilisées. Les pièces d'interface, frettées dans l'équerre et dans la masse inertielle, sont solidaires de celles-ci. Une contrainte de collage « tie constraint » est imposée sur les surfaces frettées (figure 3.14). Elle donne le même mouvement aux deux surfaces.

Tous les détails de la vis y compris le filetage sont introduits. La même contrainte de collage est utilisée pour assurer une continuité de comportement entre le filetage de la vis et la tige. Il en est de la même façon pour l'écrou, comme le montre la figure 3.14.

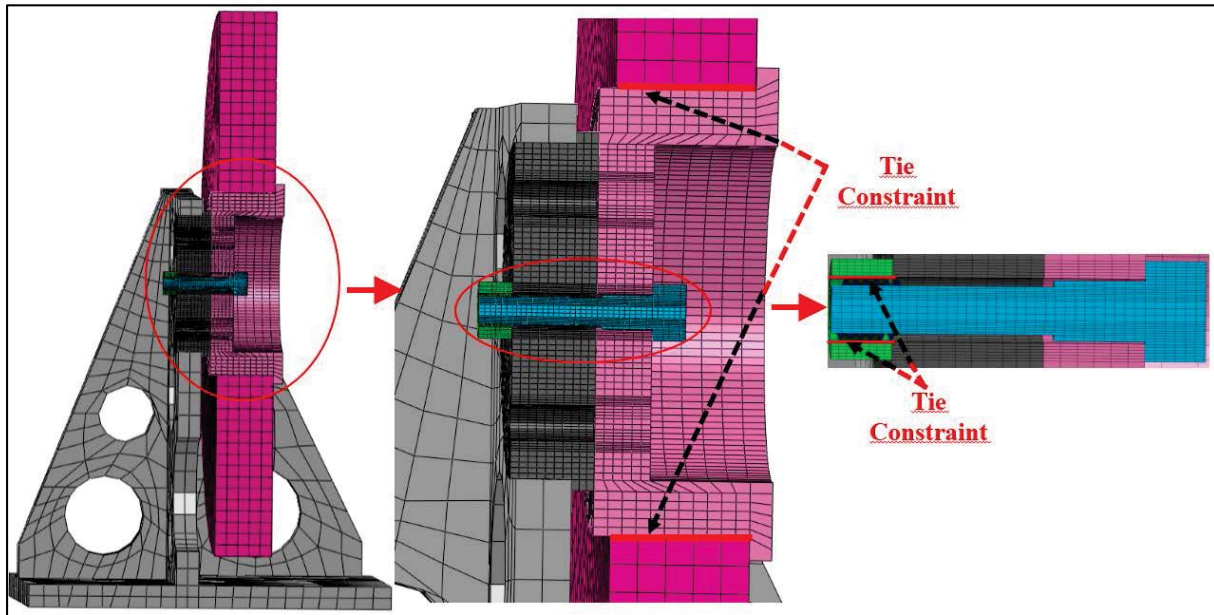


Figure 3.14. *Contrainte de collage*

Le choix du coefficient de frottement pour la validation des résultats expérimentaux n'était pas arbitraire. En effet, on a essayé pour chaque cas de serrage de calculer le coefficient de frottement. Pour l'estimation de ce coefficient, on a considéré que le frottement est similaire sur toutes surfaces de contact (sous tête, sous écrou et entre l'équerre et la masse).

Les figures 3.15 et 3.16 présentent les résultats obtenus. Ces deux figures montrent la variation du coefficient de frottement pour chaque essai. En effet, en exploitant les résultats de l'accélération qui ont été examinés dans le chapitre 2, on a estimé et calculé le coefficient de frottement. Ces figures montrent clairement que les essais présentent deux lots de vis zinguées différents. Un premier lot pour les essais avec une vis ($3.5\text{kN} < F < 6.5\text{kN}$) qui donne un coefficient de frottement égal à 0.115. Le deuxième lot pour les essais avec une et deux vis ($4\text{kN} < F < 9\text{kN}$) dont le coefficient de frottement est de l'ordre de 0.14. La dispersion au niveau du coefficient de frottement pour ces vis est liée à la qualité de fabrication. La même analyse réalisée pour les vis traitées permet de constater que la dispersion est plus faible. La valeur moyenne estimée du coefficient de frottement est de l'ordre de 0.17 pour les vis traitées.

Pour le cas de deux fixations zinguées, le coefficient est de 0.15. La différence entre les cas de deux et d'une seule fixation est dû au fait que, pour le cas d'une seule fixation, le dévissage est plus rapide, de par l'instabilité de la masse qui est animée d'une rotation et d'une translation. En effet, lorsque la masse glisse par rapport à l'équerre, elle peut aussi tourner ce qui influe sur le comportement de la vis qui reste en adhérence et tourne au même temps. Cette combinaison de mouvement accélère le dévissage alors que pour le cas de deux fixations le dévissage ne se produit que, lorsque la flexion de la vis est importante, sous l'effet du glissement de la masse.

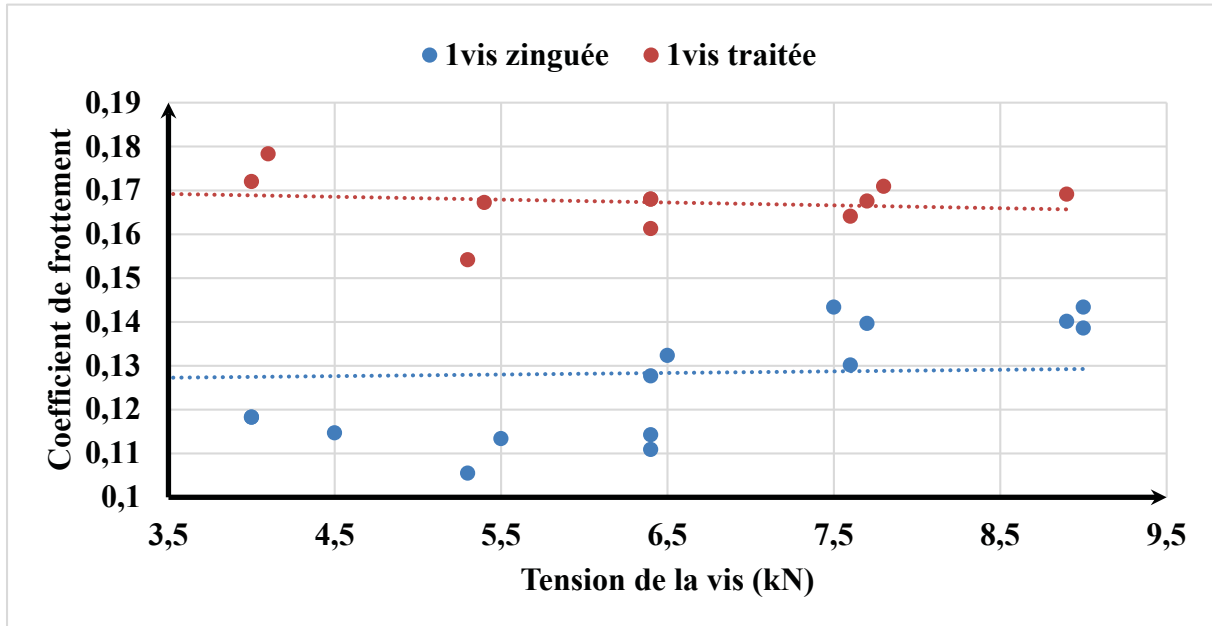


Figure 3.15. Variation du coefficient de frottement en fonction de la tension de la vis pour une seule fixation

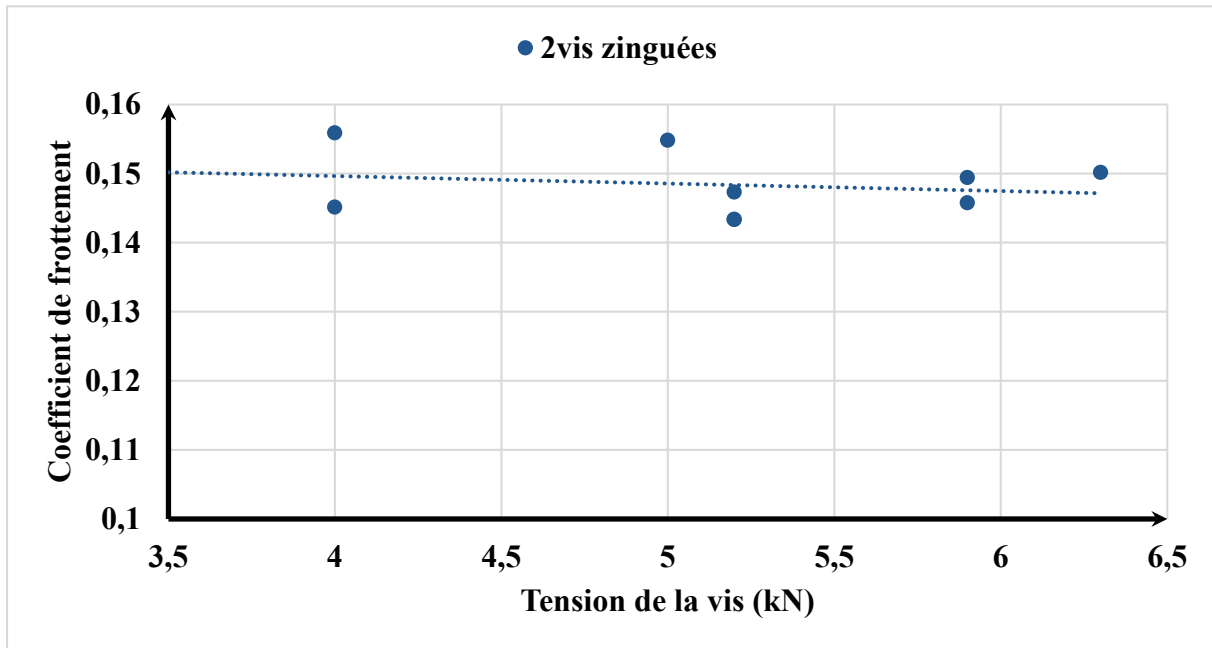


Figure 3.16. Variation du coefficient de frottement en fonction de la tension de la vis pour deux vis zinguées

Pour la modélisation du frottement, on a choisi d'appliquer un coefficient de frottement constant égal à 0,15.

Un contact de type Coulomb avec un coefficient de frottement égal à 0,15 est appliqué sur les surfaces susceptibles de glisser : entre l'équerre et l'écrou, entre les pièces d'interface fretées et dans le filetage, comme le montre la figure 3.17. Un coefficient de frottement légèrement supérieur à 0,16 est choisi dans la zone de contact sous la tête de la vis.

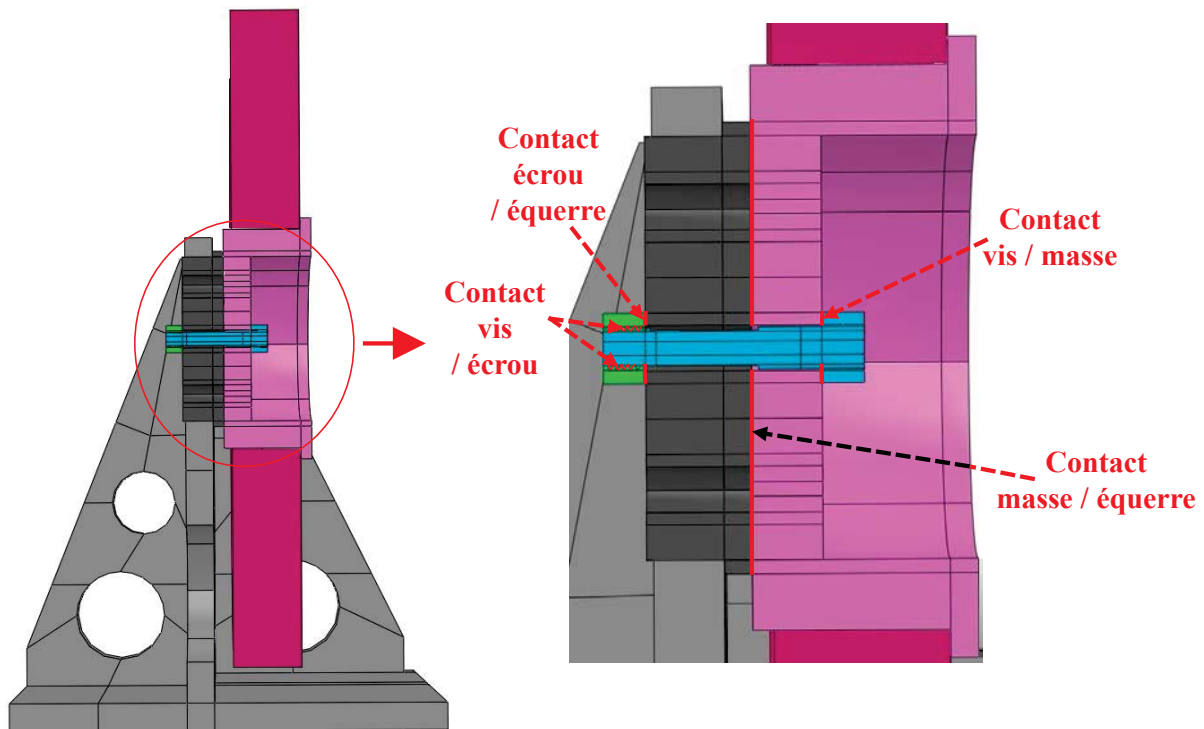


Figure 3.17. Conditions de contact

4.3. Etapes de calcul

La simulation est effectuée en suivant pratiquement la même démarche adoptée précédemment. La différence entre les deux modèles réside au niveau des conditions d'appui. Pour le premier modèle, un déplacement est imposé directement à la plaque susceptible de glisser et l'autre est fixe, alors que pour le modèle expérimental le glissement résulte de l'effet de l'inertie de la masse. En effet, La masse subit une accélération sinusoïdale verticale suivant l'axe Z, donc, une force d'inertie qui provoque son glissement par rapport à l'équerre.

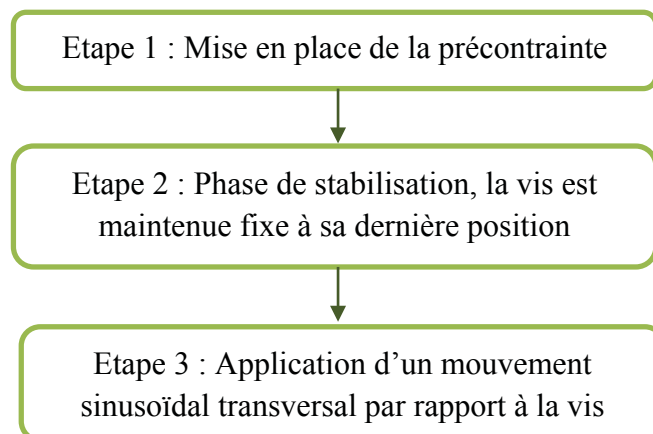


Figure 3.18. Etapes de calcul

Dans la première étape, les interactions ainsi que les conditions aux limites sont mises en place. Afin de faciliter l'installation de la précontrainte et éviter les problèmes de divergence provenant de la masse, cette dernière sera bloquée en rotation. On empêche le déplacement de la base de l'équerre, au niveau des points montrés sur la figure 3.19. Comme pour le cas de l'assemblage de deux plaques, un déplacement angulaire est imposé sur la tête de la vis tandis que l'écrou est maintenu fixe, lors la mise en place de la précontrainte. Cette précontrainte est égale à 4000 N, correspondant à 31% de la limite d'élasticité de la vis (Rp0,2).

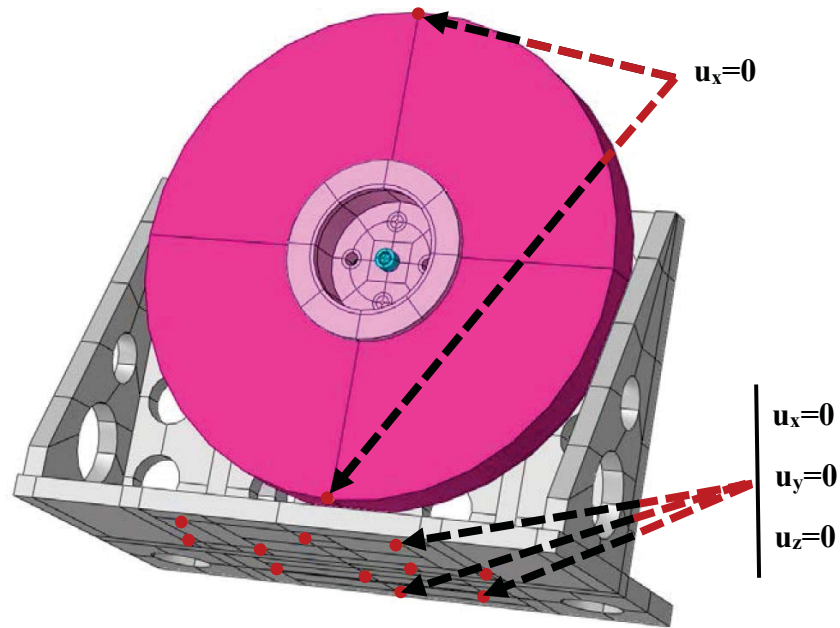


Figure 3.19. Conditions de blocage de la masse et de l'équerre pour l'étape d'installation de la précontrainte

Dans la seconde étape, les conditions de blocage de l'écrou ainsi que la masse inertielle sont libérées. La vis est maintenue fixe à sa dernière position.

Dans la dernière étape, un déplacement sinusoïdal $u_z(t)$, d'amplitude 1 mm à une fréquence égale à 53 Hz (équations 3.11), est appliqué sur l'appui inférieur de l'équerre (figure 3.19).

$$u_z(t) = (\cos(2\pi \cdot 53 \cdot t) - 1) \quad (3.11)$$

Le déplacement d'amplitude 1 mm correspond à une accélération crête 11g, qui donne du glissement de la masse.

La méthode des éléments finis permet de couvrir un vaste champ d'application, concernant le calcul de la réponse harmonique de structures simples. Elle permet d'obtenir des résultats

satisfaisants. La complexité des structures étudiées rend cette méthode moins efficace, mais le recours à des supports de calcul assez puissants minimise cette contrainte.

Le modèle de la partie expérimentale présente un nombre assez élevé d'éléments (134 939 éléments), on a utilisé le **supercalculateur EOS** pour lancer les calculs et cela a permis de diminuer la contrainte temps et la rendre assez raisonnable. Ce calcul complexe, de par la taille du modèle de calcul et les conditions de non-linéarité, ont conduit à plusieurs difficultés qui ont été rencontrées au cours de la simulation. En effet, lorsque le déplacement de l'équerre est assez important, la masse, sous l'effet de son inertie, commence à glisser. Il convient d'être vigilant sur les paramètres de réglage agissant sur l'évolution du calcul, afin de rendre le problème plus stable.

4.4. Résultats de la simulation

Le déplacement extérieur imposé est présenté par la figure 3.20. L'objectif est de vérifier si, à partir de cette amplitude, le dévissage est réel ou non.

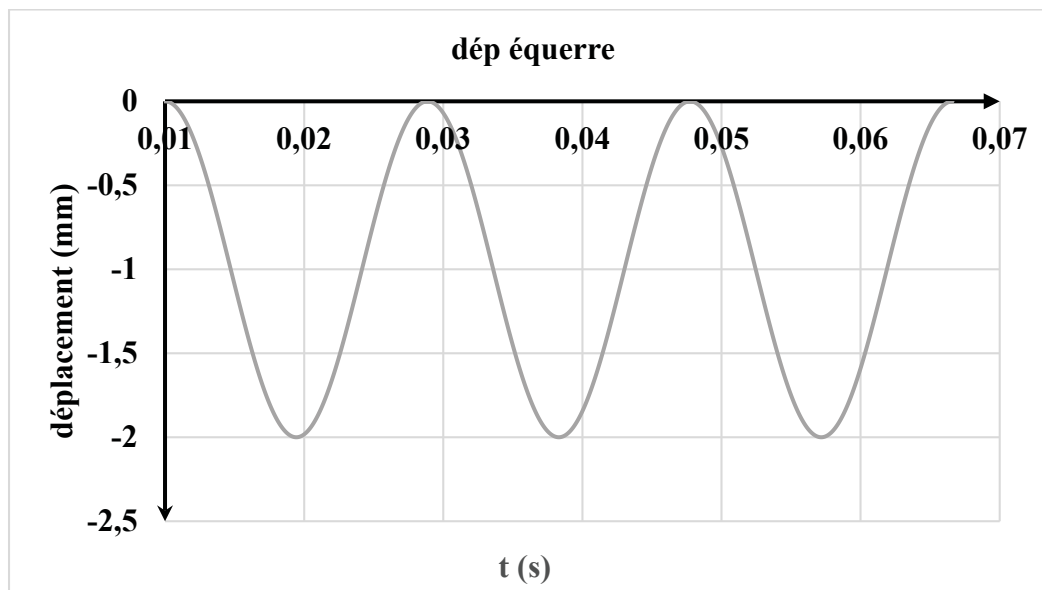


Figure 3.20. Déplacement de l'équerre

En examinant la rotation de l'écrou montrée par la figure 3.21, on remarque qu'il n'y a pas de rotation au moment du serrage vu le blocage de l'écrou. A partir de l'instant $t = 0,01$ s correspondant à l'application du chargement extérieur, l'écrou initie sa rotation. La valeur angulaire de cette rotation est d'environ 9° . La vis est maintenue à sa position et on ne constate

pas de rotation au moment du dévissage. Cela s'explique par le fait que le coefficient de frottement sous la tête de la vis est supérieur à celui utilisé dans les autres zones de contact.

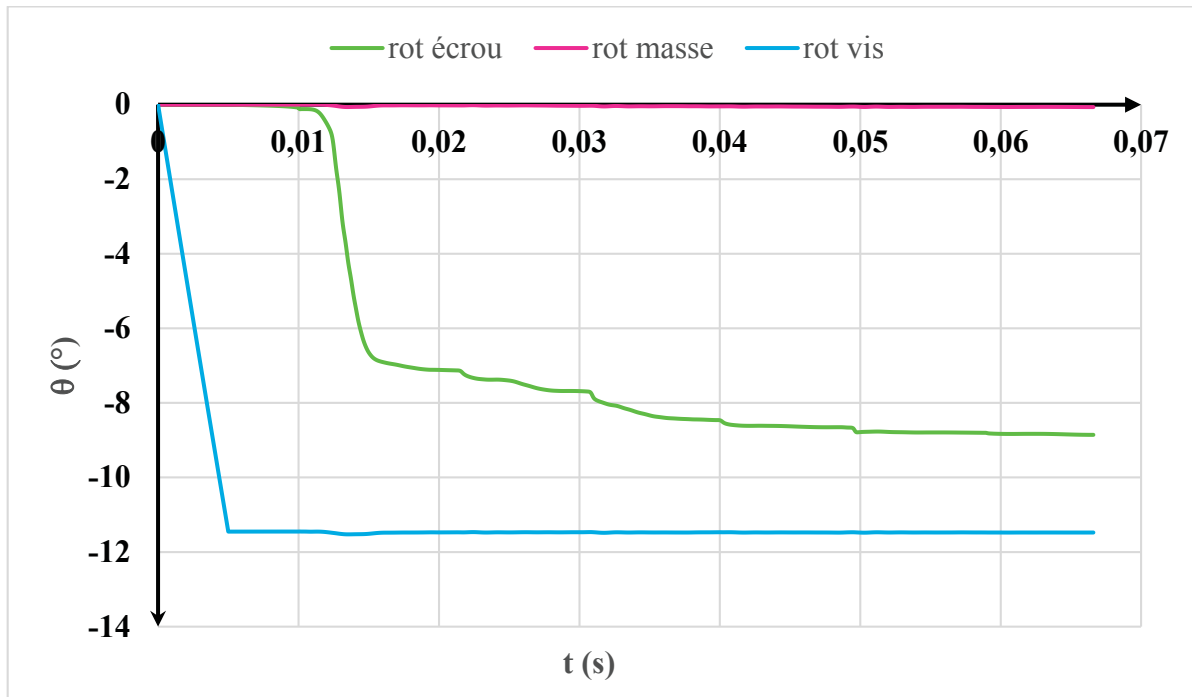


Figure 3.21. Rotation de l'écrou, de la masse et de la vis

Les résultats obtenus par les simulations numériques ne font pas apparaître de rotation de la masse. Dans cette configuration, le dévissage est le résultat du glissement transversal de la masse. L'introduction du glissement extérieur engendre un changement d'état, au niveau du comportement de la structure. L'excitation vibratoire générée en début de cycle ($t = 0.01s$) entraîne une rotation rapide de l'écrou comme le montre la figure 3.21.

La figure 3.22 montre l'évolution de la contrainte axiale selon la direction axiale y, dans la zone médiane de la tige du boulon. Ce graphe tracé dès le début de la simulation montre les trois étapes déjà citées précédemment. Les deux premières étapes correspondent à l'introduction de la précontrainte et à sa stabilisation.

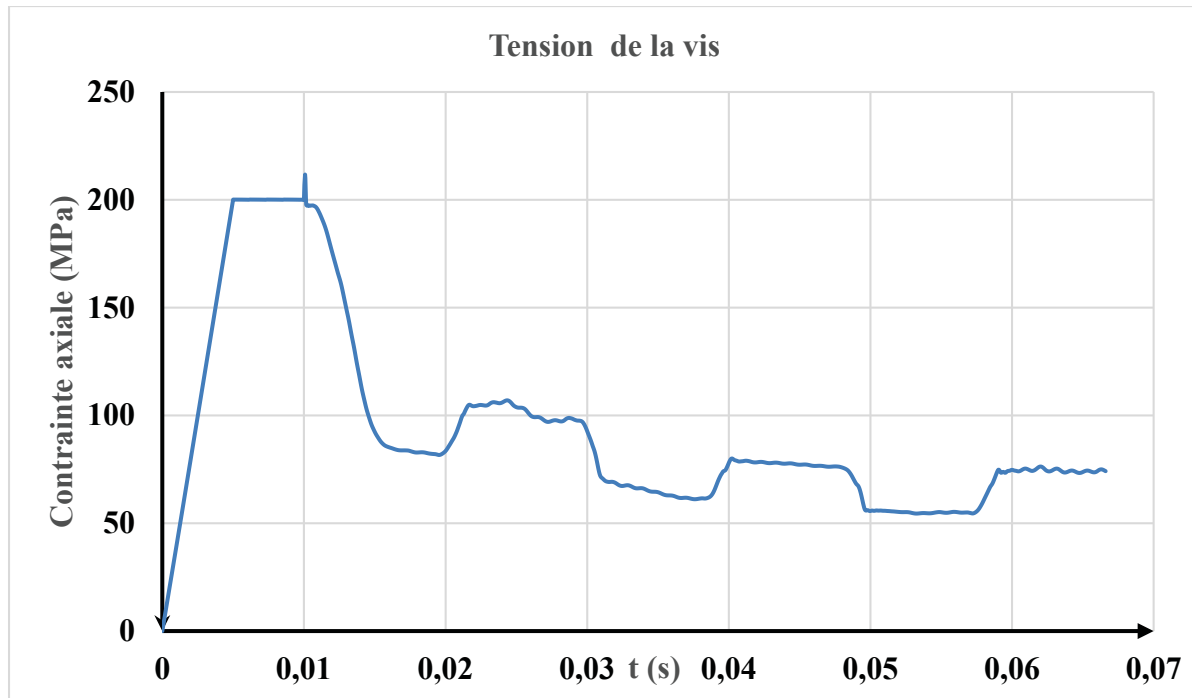


Figure 3.22. *Contrainte axiale*

A la troisième étape, l'écrou commence rapidement à glisser et il tourne dans le sens du dévissage. Cela s'accompagne d'une diminution de la contrainte axiale, traduisant la perte progressive de la précontrainte. A la fin de la première phase de glissement, à $t = 0,015$ s, la rotation atteint une valeur angulaire de 7° . Dans le même temps, la tension de la vis a perdu environ 50% de sa valeur initiale. Le couple se dégrade, de sorte que les phases de glissement suivantes génèrent moins de rotation et moins de pertes de précharge. La fin des trois cycles est accompagnée d'une perte de l'ordre de 62% de la précontrainte initiale.

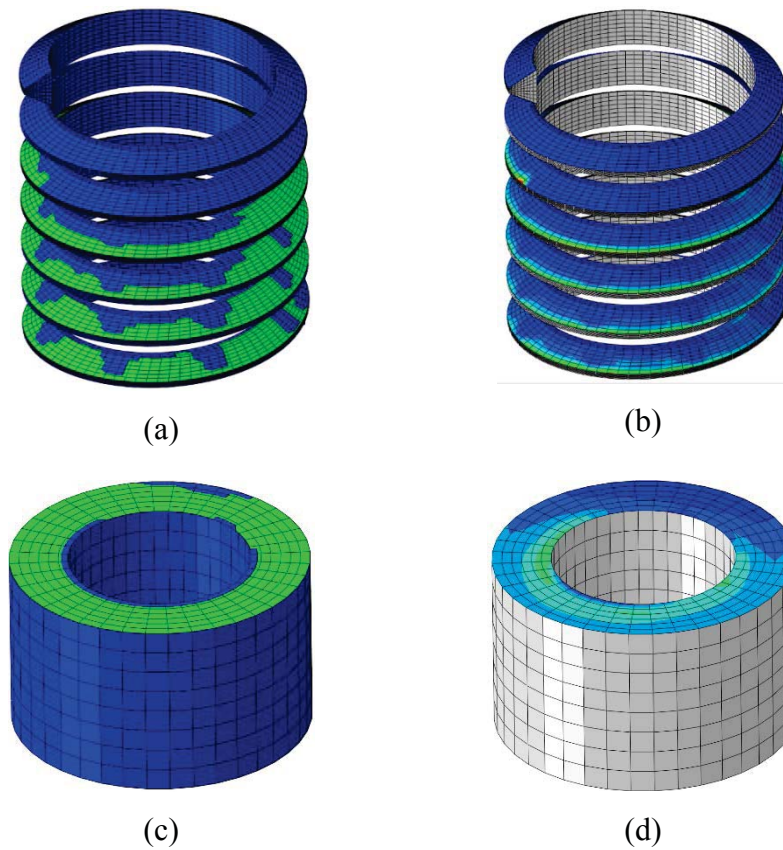


Figure 3.23. Etat et pression de contact du filetage de la vis et de l'écrou à $t=0.0124s$

La figure 3.23 illustre l'état et la pression de contact dans le filetage de la vis et de l'écrou à l'instant $t= 0.0124 s$. La progression du glissement est semblable à celle obtenue pour le cas du modèle de deux plaques. On a pris un instant assez particulier, dans lequel la perte de contact progresse, sous l'effet de la flexion ainsi que de la perte de la tension dans la vis. En examinant les pressions de contact dans le filetage (figure 3.23 a et b), on remarque des pressions très importantes au sommet des flancs du filetage associées à des valeurs de pression faible localisées par les zones de contact bleues (figure 3.23 b). Ce comportement résulte de la flexion de la vis. Cette flexion engendre aussi de la flexion au niveau de l'écrou comme le montre la répartition de la pression de contact de la figure 3.23 d. on distingue bien que les pressions sont plus élevées d'un côté que de l'autre, pour la zone d'appui de l'écrou.

4.5. Comparaison avec les résultats expérimentaux

L'exemple montré précédemment montre que la valeur de rotation au dévissage est du même ordre de grandeur que celle obtenue expérimentalement. En effet, en comparant les résultats présentés par la figure 2.13 avec ceux obtenus et montrés par la figure 2.23, on remarque que la diminution de la tension de la vis pour le même serrage est de 75% pour les deux cas. Mais en examinant les résultats de la figure 3.24, on constate que le dévissage obtenu numériquement est plus rapide que celui obtenu par l'expérience. La différence entre les deux situations s'explique par le fait que le coefficient de frottement est considéré constant pendant le calcul numérique alors que dans la réalité, il peut évoluer. Lors de l'essai et à des accélérations assez importantes les pièces s'échauffent à l'interface de contact. Cela a des conséquences sur le comportement du coefficient de frottement qui peut augmenter.

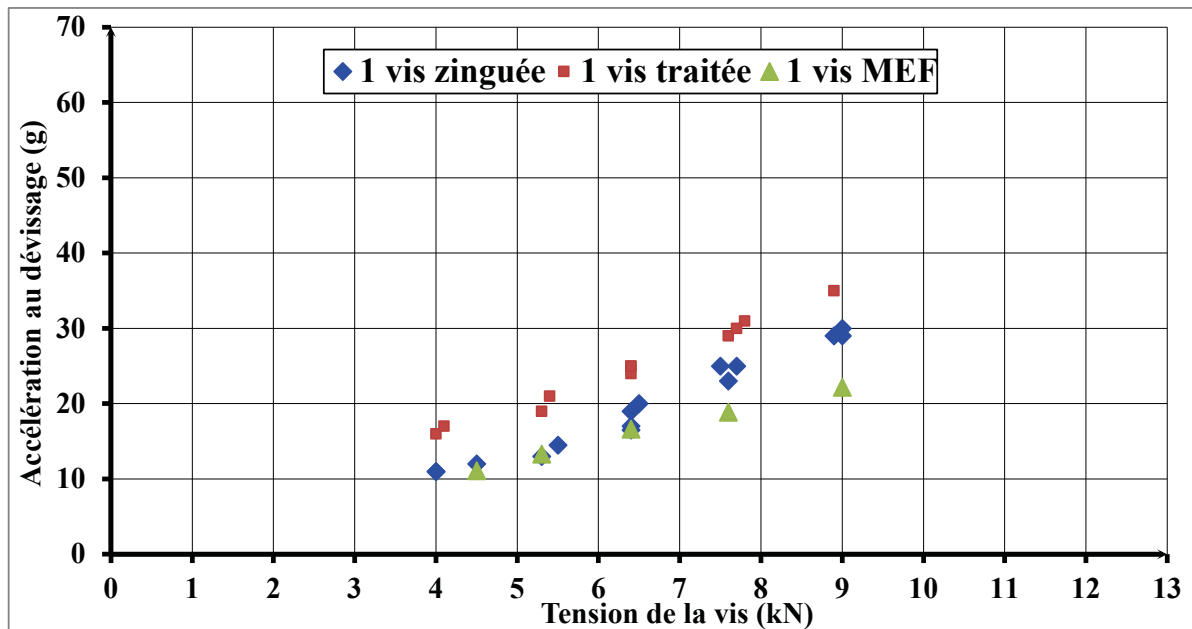


Figure 3.24. Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux

5. Conclusion

Dans ce chapitre, une simulation par éléments finis détaillée est présentée pour la modélisation du phénomène du dévissage d'un assemblage soumis à une charge transversale. D'abord, une étude est effectuée sur un assemblage académique de deux plaques avec la prise en considération de toute la spécificité géométrique du filetage, y compris l'angle d'hélice. La précontrainte de la vis est installée via une rotation angulaire appliquée sur la tête de vis, pour simuler un serrage à la clé. La même démarche est adoptée pour le cas du montage

expérimental. La simulation par éléments finis pour les deux cas d'étude permet d'explorer le phénomène du dévissage avec un temps de calcul long, mais aboutissant à des résultats précis. Le dévissage est obtenu après la rotation de l'écrou, puisque le coefficient de frottement sous tête a été choisi plus élevé. Dès qu'il y a glissement, la tension de la vis diminue rapidement.

Le temps de calcul reste une exigence importante pour la simulation du phénomène du dévissage et il augmente de plus en plus pour le cas des problèmes dynamiques qui sont souvent complexes. Jouer sur le paramètre du temps sera un objectif du dernier chapitre qui consiste à la simplification de la géométrie du filetage. Cette simplification consiste au recours à des connecteurs cinématiques jouant le même rôle que le filetage. Dans le même contexte, une simulation unidimensionnelle sera développée, dans le but de simuler numériquement le phénomène de dévissage.

Chapitre 4

Etude numérique du dévissage par des modèles simplifiés

1. Introduction

Nous avons vu au chapitre précédent que la simulation par éléments finis, au moyen d'un modèle détaillé, du dévissage spontané d'un assemblage était un problème assez complexe. En effet, la géométrie du filetage nécessite un maillage fin, avec un nombre important d'éléments de contact. Le temps de calcul qui en résulte est élevé, et ceci devient problématique pour traiter des problèmes dynamiques ou d'optimisation, qui nécessitent un grand nombre de pas de calcul. D'importantes difficultés sont également à prévoir pour simuler le comportement de structures assemblées complexes, comportant un grand nombre de boulons, telles que l'on peut en rencontrer dans des applications aéronautiques par exemple.

Mais cette approche au moyen d'un modèle détaillé n'est pas toujours nécessaire. Dans beaucoup de cas, par exemple pour l'étude globale d'une structure qui contient plusieurs assemblages, on pourra se contenter d'une simulation plus simple, pourvu qu'elle puisse prédire si l'assemblage présente un risque de dévissage et à quelle vitesse. Une solution, dans le cadre d'une simulation par éléments finis, est de simplifier la modélisation du filetage, en renonçant à décrire dans le détail sa géométrie, tout en gardant l'essentiel de sa fonctionnalité. Une autre démarche consiste à simplifier radicalement le modèle, par une approche unidimensionnelle basée sur des pièces indéformables. Nous avons mis en œuvre ces deux démarches.

La première partie de ce chapitre traite de la simulation du dévissage spontané d'un boulon, au moyen d'un modèle simplifié utilisant la méthode des éléments finis, en remplaçant la liaison boulonnée par une représentation plus simple. Nous appliquerons cette démarche d'abord à un assemblage simple de deux plaques, puis au montage inertiel qui a servi à notre expérimentation. Nous confronterons les résultats avec ceux du modèle détaillé présenté précédemment, qui nous servira de référence.

Dans une deuxième partie, nous présenterons un modèle unidimensionnel de simulation, et nous l'appliquerons encore aux deux mêmes cas d'études. Nous comparerons les résultats de nos différents modèles, et nous en déduirons leurs domaines d'application respectifs.

2. Simulation du dévissage par un modèle par éléments finis simplifié

Nous avons vu l'intérêt de simplifier les modèles par éléments finis, tels qu'ils ont été mis en œuvre dans le chapitre précédent. Nous rechercherons cette simplification dans le remplacement du filetage, voire du boulon lui-même, par des éléments simples : poutres ou connecteurs. Nous choisirons d'abord une modélisation simplifiée, puis nous l'appliquerons au cas simple de l'assemblage de deux plaques, et ensuite au montage qui a servi à nos expérimentations.

2.1. Les modèles par éléments finis simplifiés

Plusieurs modèles simples d'un boulon, utilisant la méthode des éléments finis, ont été développés. La figure 4.1 représente ces modèles utilisés pour représenter deux plaques, serrées l'une sur l'autre par un boulon.

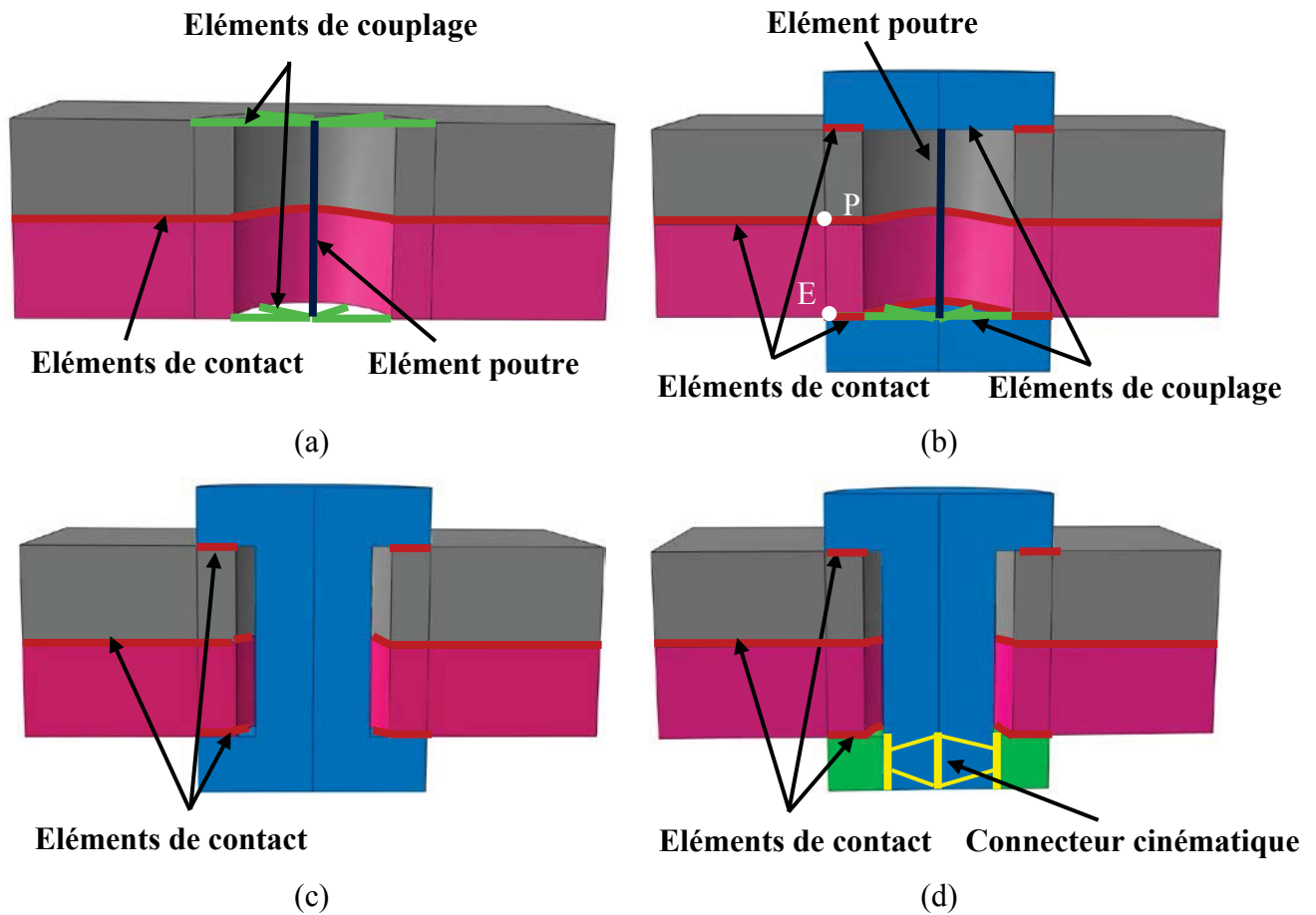


Figure 4.1. Différents modèles simplifiés d'un boulon

2.1.1. Modèle couplé, modèle hybride, modèle solide

Ces trois modèles ont été présentés par Montgomery dans l'étude [31].

Le premier est appelé « modèle couplé » (figure 4.1.a). La tige de la vis est modélisée par un élément poutre, avec des raideurs appropriées et une charge de traction correspondant à la prétension du boulon. Une « contrainte de couplage uniforme », désignée dans le logiciel Abaqus® par « uniform coupling constraint », est utilisée pour lier chaque extrémité de la poutre qui modélise la tige de la vis, avec les nœuds de la plaque sur lesquels s'appuie la tête de vis ou l'écrou. La translation et la rotation du nœud de référence (à l'extrémité de la poutre) sont imposées à la position moyenne des nœuds couplés (à la surface de la plaque). Cette contrainte permet la transmission des forces et des moments entre la tige de vis et les surfaces d'appui.

Des éléments de contact sont introduits seulement à l'interface des plaques assemblées. Bien que ce modèle ne représente pas la géométrie de la vis et de l'écrou, il transmet les charges de traction-compression et de flexion entre les pièces assemblées, ainsi que des charges thermiques. Cette approche réduit fortement le nombre d'éléments par rapport à une modélisation détaillée, mais la répartition des forces dans les zones de contact sous la tête de la vis et sous l'écrou reste imprécise, comme la distribution des contraintes dans la tige de vis. De plus, ce modèle n'autorise pas de glissement sous la tête de vis ou sous l'écrou, il est donc inapproprié pour représenter le dévissage du boulon.

Le deuxième modèle est appelé « modèle hybride » (figure 4.1.b). La tige de vis est toujours modélisée par une poutre, tandis que l'écrou et la tête de la vis sont modélisés par des éléments volumiques. Une contrainte de couplage uniforme est utilisée pour coupler chaque extrémité de la poutre avec les nœuds de la tête de vis ou de l'écrou sur lesquels s'appuient les plaques assemblées. Des éléments de contact sont introduits sous l'écrou, sous la tête de la vis et entre les pièces assemblées. Cette approche prend donc en compte, de façon approchée, les déformations de la tête de vis et de l'écrou, et elle autorise un glissement sous la tête de vis et sous l'écrou. Elle est donc nettement plus précise que la précédente, pour un nombre d'éléments légèrement supérieur.

Le troisième modèle est appelé « modèle solide » (figure 4.1.c). La géométrie du boulon est définie comme une pièce unique, sans tenir compte du filetage, à l'aide d'éléments volumiques. Là encore, des éléments de contact sont placés sous l'écrou, sous la tête de la vis et entre les pièces assemblées. Ce modèle est proche du précédent (figure 4.1.b), avec une meilleure représentation de la transmission des charges entre les plaques assemblées et de la distribution des contraintes dans le boulon. Il comporte un peu plus d'éléments volumiques que le modèle précédent, et autant d'éléments de contact. Il permet une étude détaillée de l'assemblage, hormis pour la zone du filetage qui n'est pas modélisée. Il autorise un glissement sous la tête de vis et sous l'écrou, mais pas dans le filetage.

Les modèles couplé, hybride et solide permettent une forte réduction du nombre d'éléments volumique et d'éléments de contact, par rapport au modèle détaillé étudié précédemment qui reproduit les détails du filetage du boulon. Ils permettent de réduire fortement les temps de calcul, nous le verrons dans la suite.

Ils trouvent leur utilité dans des cas qui nécessitent un calcul intensif (dynamique rapide, optimisation, structure avec de nombreux boulons), mais ils ne peuvent pas reproduire le dévissage de l'assemblage puisque la vis et l'écrou restent liés en rotation. Nous avons donc cherché à reproduire, de façon simplifiée, la liaison entre vis et écrou constituée par le filetage.

2.1.2. Modèle solide avec connecteur

Nous avons développé un nouveau modèle de boulon, que nous appelons « modèle solide avec connecteur » (figure 4.1.d). Sa géométrie est similaire à celle du modèle solide, avec une séparation au niveau du filetage entre la vis et l'écrou. Des éléments de contact sont placés sous l'écrou, sous la tête de la vis et entre les pièces assemblées. Un connecteur cinématique assure la liaison entre vis et écrou.

Deux variantes sont envisageables, selon que ce connecteur reproduit une liaison hélicoïdale ou pivot. Un connecteur de type « liaison hélicoïdale » permettrait à la fois de générer le couple de dévissage, en fonction de la tension de la vis, et de reproduire la perte de tension de la vis à la suite du dévissage. Nous avons toutefois exploité un connecteur de type « liaison pivot », plus simple. Dans le modèle solide avec connecteur, nous remplaçons la forme complexe du filetage par un modèle équivalent (figure 4.2) constitué par :

- une liaison pivot entre vis et écrou, qui permet un mouvement relatif de rotation entre ces pièces ;
- un couple introduit sur l'écrou, similaire à celui qui est généré dans la réalité par la tension de la vis agissant sur la rampe hélicoïdale du filet ;
- un couple d'intensité égale et de sens opposé introduit sur la vis, constituant la réaction au couple précédent.

La vis est modélisée par des formes cylindriques. Un nœud maître est créé sur l'axe du filetage, il est couplé au moyen d'une contrainte de couplage uniforme avec les nœuds de la surface cylindrique mâle de la vis. De même, l'écrou est cylindrique ; un autre nœud maître est créé sur l'axe du filetage, et il est couplé avec les nœuds de la surface cylindrique femelle de l'écrou. Un connecteur cinématique, qui dispose d'un seul degré de liberté en rotation, lie le nœud maître de la vis à celui de l'écrou. De cette façon, l'écrou peut tourner par rapport à la vis, et les efforts de traction et de flexion sont transmis entre la vis et l'écrou, par l'intermédiaire des surfaces cylindriques qui représentent le filetage, et du connecteur cinématique.

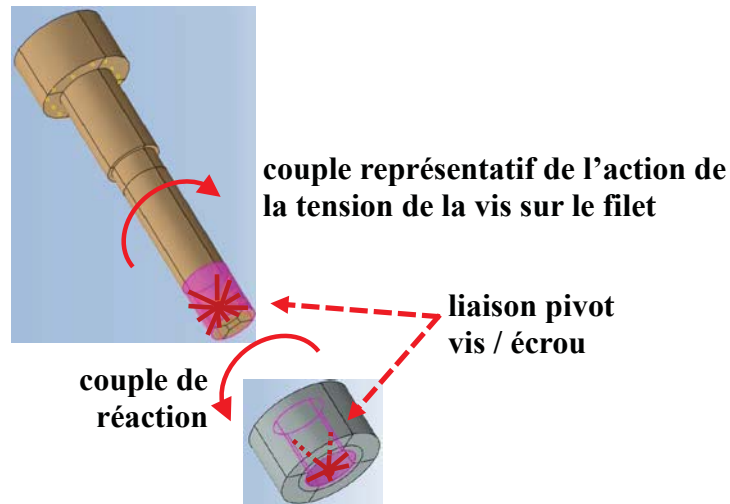


Figure 4.2. *Modélisation du filetage*

Le couple généré par le filetage est déduit de la tension et de la géométrie de la vis par la formule : $C = \frac{F_0 \cdot p}{2\pi}$, où F_0 est la tension de la vis, et p son pas. Ce couple est appliqué à la fois sur la vis et sur l'écrou, en sens opposé, de façon à respecter les conditions d'équilibre de l'ensemble.

Quand un glissement survient entre l'écrou et son appui, ce couple provoque la rotation de l'écrou qui constitue le dévissage. De façon équivalente, quand un glissement survient entre la tête de vis et son appui, ce couple provoque la rotation de la vis. Dans la suite, nous génèrerons le dévissage par la rotation de l'écrou, qui interviendra avant celle de la vis.

Ce modèle permet de mettre en évidence le début du phénomène de dévissage spontané, sans toutefois reproduire la perte de tension dans la vis qui en résulte. En effet, le connecteur choisi joue le rôle d'une liaison pivot et non hélicoïdale, il ne permet pas de déplacement axial entre la vis et son écrou.

Les quatre types de modèles simplifiés d'un boulon qui viennent d'être décrits seront maintenant testés dans le cas académique de l'assemblage de deux plaques, soumises à un glissement imposé. Ce cas, relativement simple, permettra de comparer les comportements de ces modèles et de montrer l'efficacité du modèle solide avec connecteur. Nous l'utiliserons ensuite dans le cas plus complexe du montage expérimental qui a servi à nos essais.

2.2. Application à l'assemblage de deux plaques par un boulon

2.2.1. Modèle géométrique et maillage

Le modèle géométrique de l'assemblage de deux plaques montré par la figure 4.3 est identique à celui qui a été présenté au chapitre 3, à l'exception de la vis dont la représentation diffère selon les modèles simplifiés. Pour les modèles solide et solide avec connecteur, la partie filetée de la vis est modélisée par une tige lisse de longueur 22 mm, de diamètre égal à celui de la section résistante. Les coefficients de frottement restent identiques à ceux adoptés dans le modèle détaillé, ils sont de 0,1 sous l'écrou et à l'interface des plaques assemblées et de 0,11 sous la tête de la vis, de façon que le glissement intervienne d'abord sous l'écrou.

Des éléments hexaédriques à huit nœuds avec intégration réduite (C3D8R avec un point au centre de l'élément d'intégration) ont été utilisés pour le maillage avec le logiciel Abaqus®.

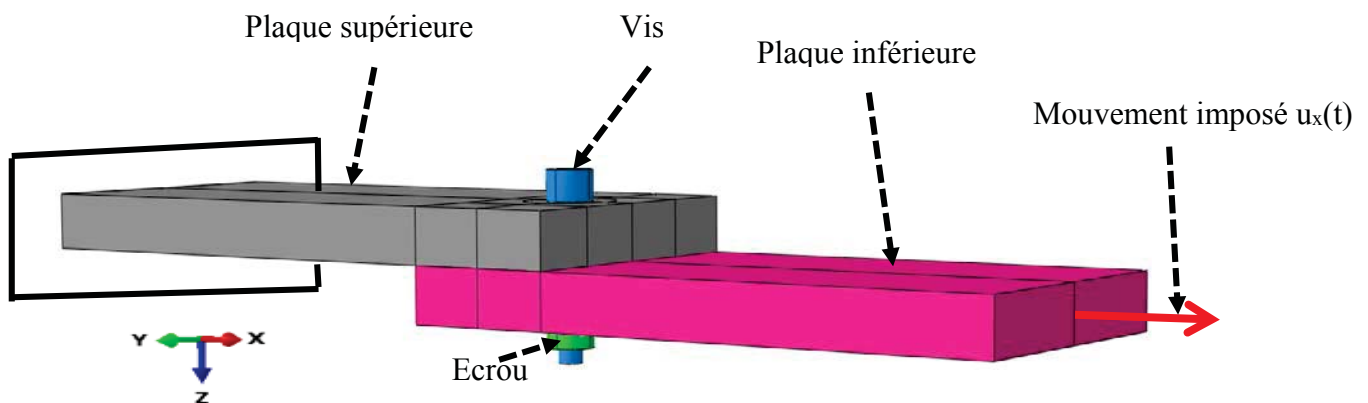


Figure 4.3. Modèle géométrique

2.2.2. Analyse modale

On a voulu tout d'abord vérifier, à partir d'une analyse modale, si ces modèles affectent le comportement dynamique linéaire de la structure. La figure 4.4 montre, pour chaque cas étudié, la masse totale du modèle, ainsi que la fréquence et la forme des trois premiers modes propres en conditions libres. On ne prend ici en considération que les modes de flexion dont les déplacements sont pour l'essentiel contenus dans un plan XZ, car ils sont excités par l'effort généré par le déplacement imposé $u_x(t)$. En effet, les autres modes, en torsion ou en flexion dans un plan XY, ne sont pas excités par le déplacement imposé $u_x(t)$ et ils n'affectent pas le comportement dans le cas que nous étudions.

Nous constatons que la masse totale et les fréquences propres sont très proches, pour les différents modèles. Nous en concluons que les différences de comportement dynamique que nous pourrions observer proviennent bien du comportement des différents modèles du boulon, et non d'effets parasites.

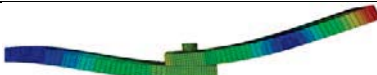
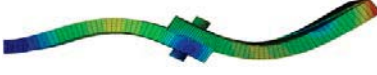
	Modèle couplé	Modèle hybride	Modèle solide	Modèle solide avec connecteur	Forme modale
Masse totale (kg)	1,471	1,479	1,479	1,479	
Fréquence mode 1 (Hz)	162,1	162,2	162,3	162,4	
Fréquence mode 2 (Hz)	933,5	931,5	931,9	931,9	
Fréquence mode 3 (Hz)	2574,9	2571,4	2571,7	2571,9	

Figure 4.4. *Fréquence et forme des premiers modes propres*

2.2.3. Simulation numérique du comportement dynamique

La simulation est effectuée en plusieurs phases comme indiqué dans la figure 4.5.

D'abord, la précontrainte du boulon est mise en place. Son introduction est effectuée moyennant une fonction nommée « bolt load » dans Abaqus®, qui permet d'appliquer la charge soit par une force appliquée sur une section à mi-hauteur de la tige de vis, soit par une variation de la longueur du boulon. Pour une vis de classe 8.8, chargée à 66% de sa limite d'élasticité, cette précontrainte est de 427 MPa. Nous avons donc appliqué sur la vis de diamètre 6 mm une force de tension F_0 égale à 8,6 kN.

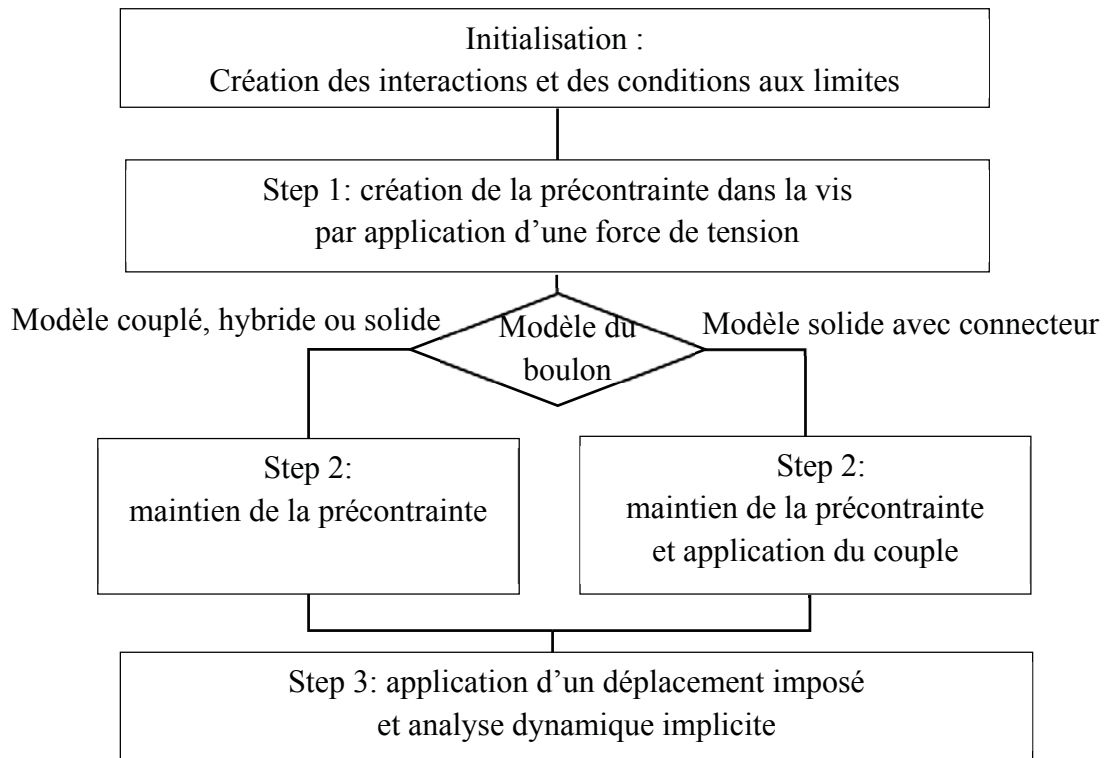


Figure 4.5. *Organigramme de la simulation*

Dans une deuxième phase, pour permettre les variations de longueur et de charge du boulon en fonction des déformations ultérieures de la structure, nous remplaçons cette charge par une modification de la longueur du boulon, qui sera maintenue dans la phase suivante. Dans le cas du modèle solide avec connecteur, nous appliquons aussi dans cette phase deux couples, égaux en intensité et de sens opposés, sur la vis et sur l'écrou. Pour la tension F_0 citée et un pas de 1 mm, ces couples sont égaux à 1,368 Nm.

Dans la troisième phase, un déplacement sinusoïdal $u_x(t)$ de fréquence 180 Hz est imposé brusquement à l'extrémité de la plaque inférieure, identique à celui qui était appliqué dans le chapitre précédent sur le modèle détaillé. Son expression est (en mm) :

$$u_x(t) = 0,5 (\cos (2 \cdot \pi \cdot 180 \cdot t) - 1) \quad (4.1)$$

2.2.4. Résultats de la simulation du comportement dynamique

On décrit maintenant le comportement des trois premiers modèles simplifiés, qui ne permettent pas de simuler le dévissage du boulon. Ce sont :

- a) modèle couplé ;
- b) modèle hybride ;
- c) modèle solide.

Le cas d) du modèle solide avec connecteur sera traité dans la section suivante.

La première partie de la figure 4.6 montre le déplacement imposé $u_x(t)$.

La deuxième partie de la figure montre, pour le modèle couplé, le déplacement u_{XP} dans la direction X et l'état de contact du point P, qui apparaît sur la figure 4.1.b. Ce point est situé à l'interface des deux plaques assemblées, il appartient à la plaque inférieure mobile. On constate que la plaque mobile suit fidèlement en ce point l'excitation $u_x(t)$ imposée à son extrémité, dans la direction X. Le glissement se produit immédiatement, dès l'application du mouvement imposé, puis après chaque changement de sens. Cette réponse est presque identique pour les trois cas étudiés.

La troisième partie de la figure montre, pour les modèles couplé et hybride, le déplacement dans la direction Z du même point P. Ce déplacement, orthogonal au déplacement qui est imposé à l'extrémité de la plaque, provient de la flexion des plaques qui résulte de cette excitation. On remarque un phénomène de battement : le mouvement est sensiblement sinusoïdal, mais son amplitude varie elle-même sinusoïdalement, avec une période environ 10 fois plus grande que celle de l'excitation. Ce battement provient de la superposition de deux mouvements sinusoïdaux de fréquences proches :

- l'un est constitué par la réponse linéaire de la structure à la force d'excitation sinusoïdale, à 180 Hz ;
- l'autre est la réponse transitoire du premier mode propre à la discontinuité initiale de l'excitation, sa fréquence est voisine de la première fréquence propre, soit 162 Hz.

Ce phénomène de battement n'apparaît pas dans les déplacements selon la direction X.

On observe de faibles différences entre les réponses selon la direction Z du modèle couplé (trace rouge, cas a) et du modèle hybride (trace verte, cas b). Elles proviennent des différences dans la répartition de la charge et de la rigidité entre ces modèles et du glissement qui apparaît sous l'écrou pour le modèle hybride.

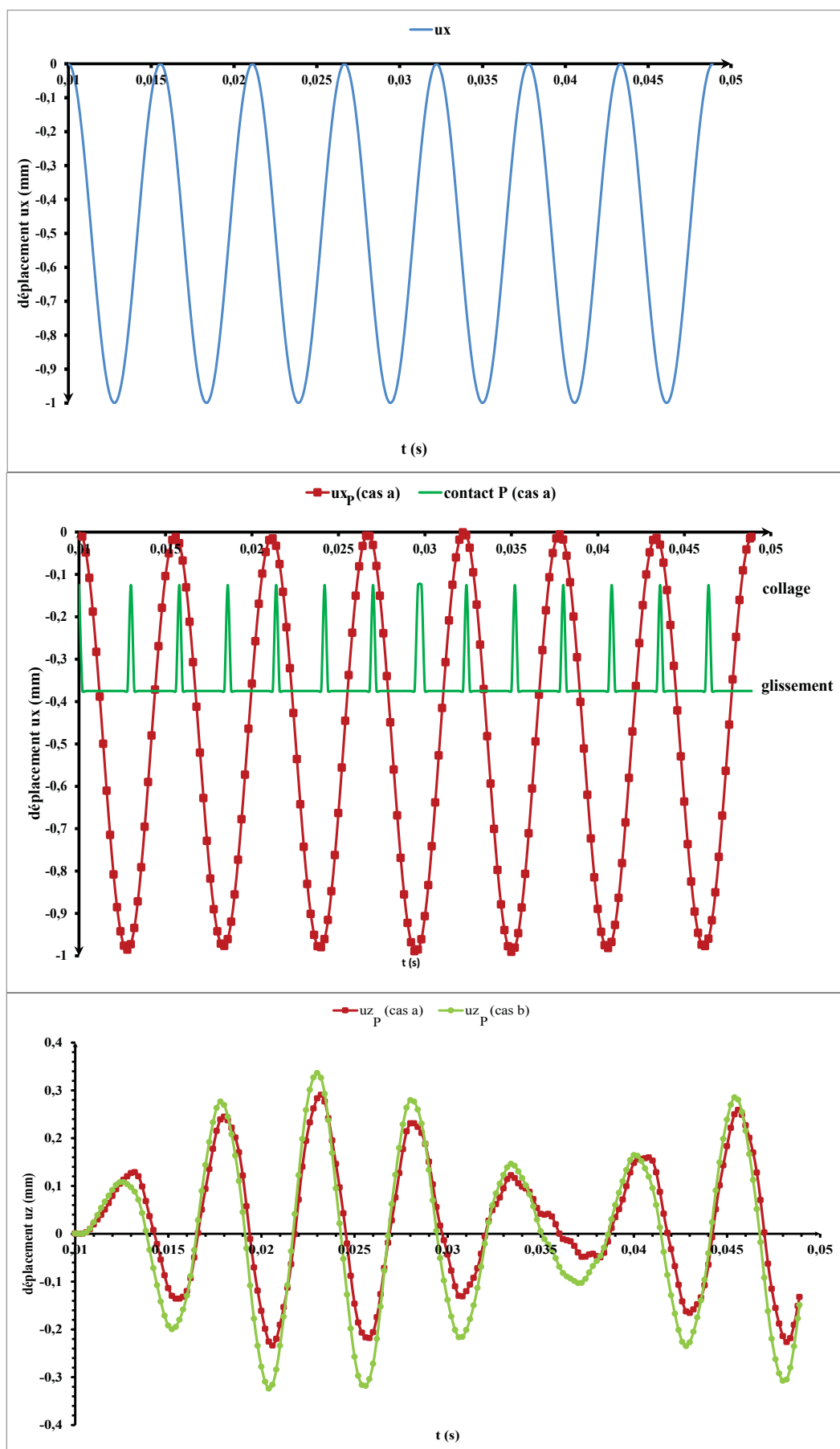


Figure 4.6. Déplacement imposé, et réponses au point P situé à l'interface des plaques

Un glissement intervient sous l'écrou pour les modèles hybride et solide. Le glissement sous la tête de vis est négligeable, car son coefficient de frottement a été choisi supérieur à celui sous l'écrou : ainsi l'effort tangentiel à ces interfaces est limité par le glissement sous l'écrou, avant que la tête de vis ne glisse.

La figure 4.7 montre pour le modèle hybride (cas c), au cours du premier cycle de sollicitation, les déplacements dans la direction X et l'état de contact en un point E, représenté dans la figure 4.1.b et situé à l'interface entre l'écrou et la plaque. On a tracé à la fois le déplacement du point appartenant à l'écrou (trace verte), et celui du point appartenant à la plaque mobile sur laquelle s'appuie l'écrou (trace bleue). Les changements d'état de contact sont repérés par des traits pointillés.

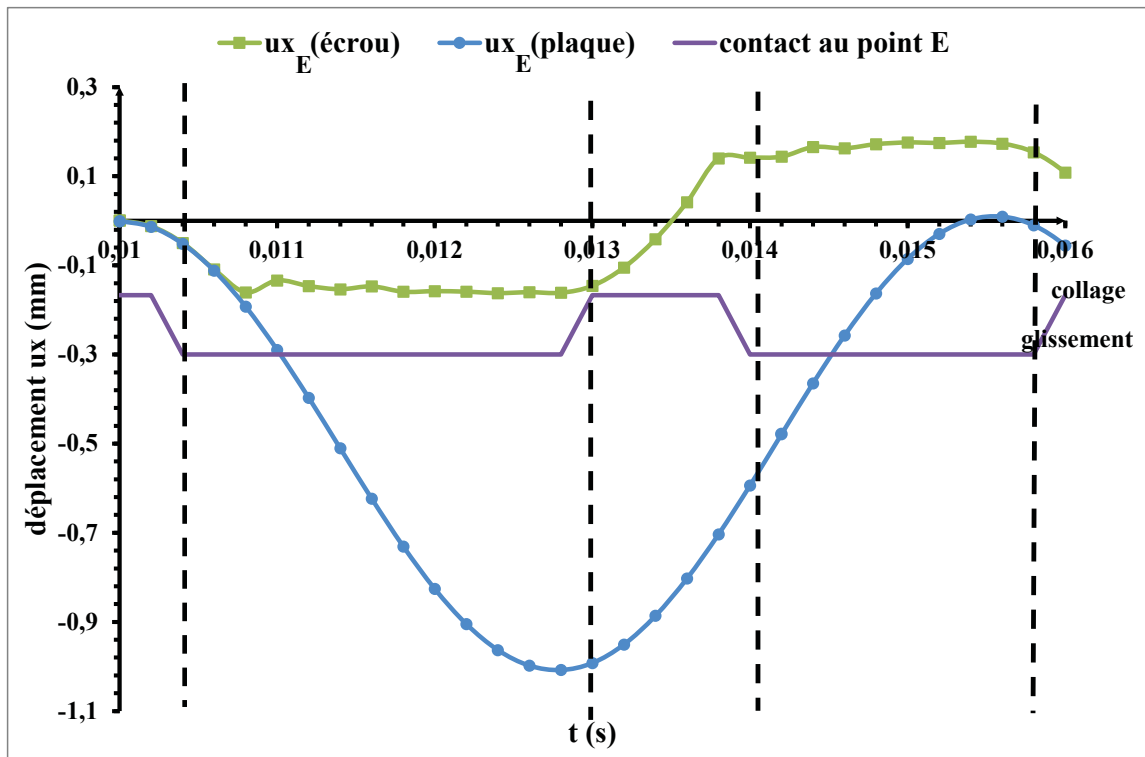


Figure 4.7. Déplacement selon la direction X et état de contact au point N, cas c

Au début du mouvement, la plaque mobile suit l'excitation $u_x(t)$ et l'écrou est entraîné, alors que la tête de vis reste immobile sur la plaque fixe. La tige de vis se met alors en flexion. Quand le déplacement est suffisant (première ligne pointillée), l'effort transversal induit par la flexion de la vis provoque le glissement de l'écrou. Lorsque le mouvement s'inverse (deuxième ligne pointillée), la flexion de la vis diminue et l'écrou adhère à nouveau sur la plaque. Quand la flexion s'inverse et devient suffisante, l'écrou se met à glisser dans l'autre sens, et le phénomène se répète à chaque inversion du sens du mouvement.

Ce comportement est sensiblement identique pour le modèle solide.

La transition entre les phases d'adhérence et de glissement est presque instantanée sur toute la surface de contact entre l'écrou et la plaque. Ceci est illustré par la figure 4.8, pour les modèles hybride et solide. Les différences entre ces deux cas sont faibles et résultent des différences dans la distribution de la charge normale sur la surface de contact.

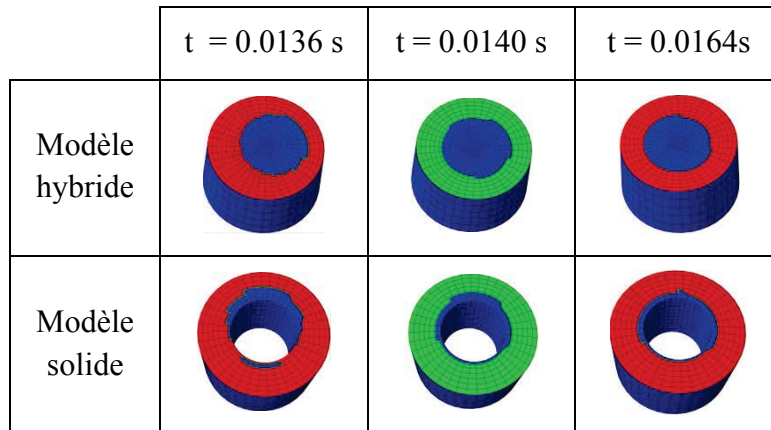


Figure 4.8. Etat de contact sous l'écrou

(rouge=adhérence, vert=glissement, bleu=pas de contact)

La figure 4.9 montre le déplacement selon la direction X au point E, appartenant à l'écrou, pour le modèle hybride (cas b, trace verte) et le modèle solide (cas c, trace violette), sur plusieurs cycles de mouvement. Le glissement se produit entre l'écrou et la plaque deux fois par période, il est marqué sur ce graphe par les périodes où le déplacement reste à peu près constant. L'amplitude du déplacement est plus faible pour le modèle hybride, ce qui montre un glissement plus élevé dans ce cas. Ceci s'explique par le couplage réalisé dans ce modèle entre la tige de vis et la surface d'appui de l'écrou, qui est plus rigide que la modélisation solide dans laquelle tout le volume de l'écrou peut se déformer. Bien que le glissement apparaisse à peu près en même temps pour ces deux modèles, la différence dans les déplacements montre l'importance de modéliser vis et écrou avec précision, pour reproduire correctement les déplacements transversaux qui sont déterminants dans la simulation du dévissage.

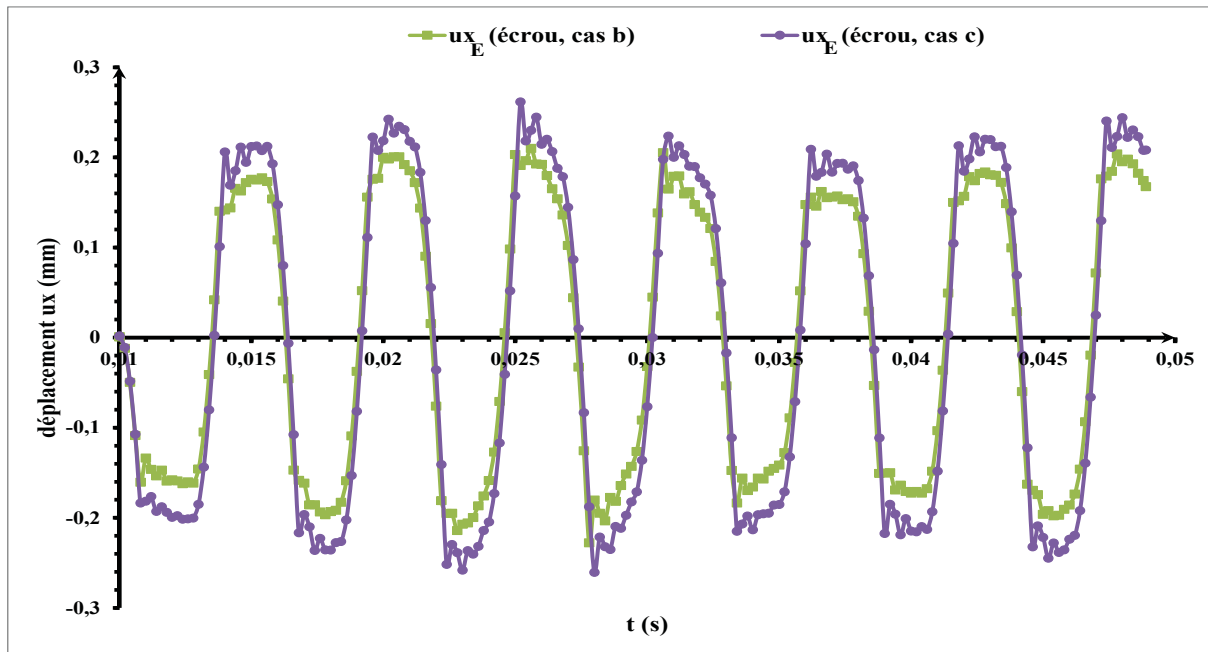


Figure 4.9. Déplacements de l'écrou selon la direction X , pour les cas b et c

Nous concluons donc que :

- le modèle couplé, le plus simple, est suffisant pour reproduire le comportement de l'assemblage, tant qu'il n'y a pas de glissement sous la tête de vis ou sous l'écrou ;
- le modèle hybride, un peu plus compliqué, permet de prévoir le déclenchement des glissements sous tête ou sous écrou, mais sa précision reste limitée ;
- le modèle solide, encore un peu plus compliqué, permet de prévoir les glissements avec une meilleure précision, mais il ne peut pas reproduire le dévissage spontané qui en résulte.

Pour simuler le dévissage, ceci justifie de construire un modèle dérivé du modèle solide, en lui ajoutant une possibilité de rotation relative entre vis et écrou. C'est le modèle solide avec connecteur, que nous allons tester maintenant.

2.2.5. Simulation du phénomène de dévissage

Examinons maintenant le comportement du modèle solide avec connecteur (cas d), soumis au même déplacement imposé $u_x(t)$. La première partie de la figure 4.10 montre le déplacement u_{xE} de l'écrou au point E selon la direction X (trace verte), l'état de contact en ce point, et le glissement s_{xE} de l'écrou (trace bleue).

Celui-ci est défini par la différence entre les déplacements de la plaque mobile inférieure et de l'écrou au même nœud E, dans la direction X :

$$s_{XE} = u_{XE} (\text{plaque}) - u_{XE} (\text{écrou}) \quad (4.2)$$

On constate que quand l'écrou est en glissement, il suit sensiblement le déplacement sinusoïdal de la plaque mobile, avec un décalage dû à la flexion de la vis.

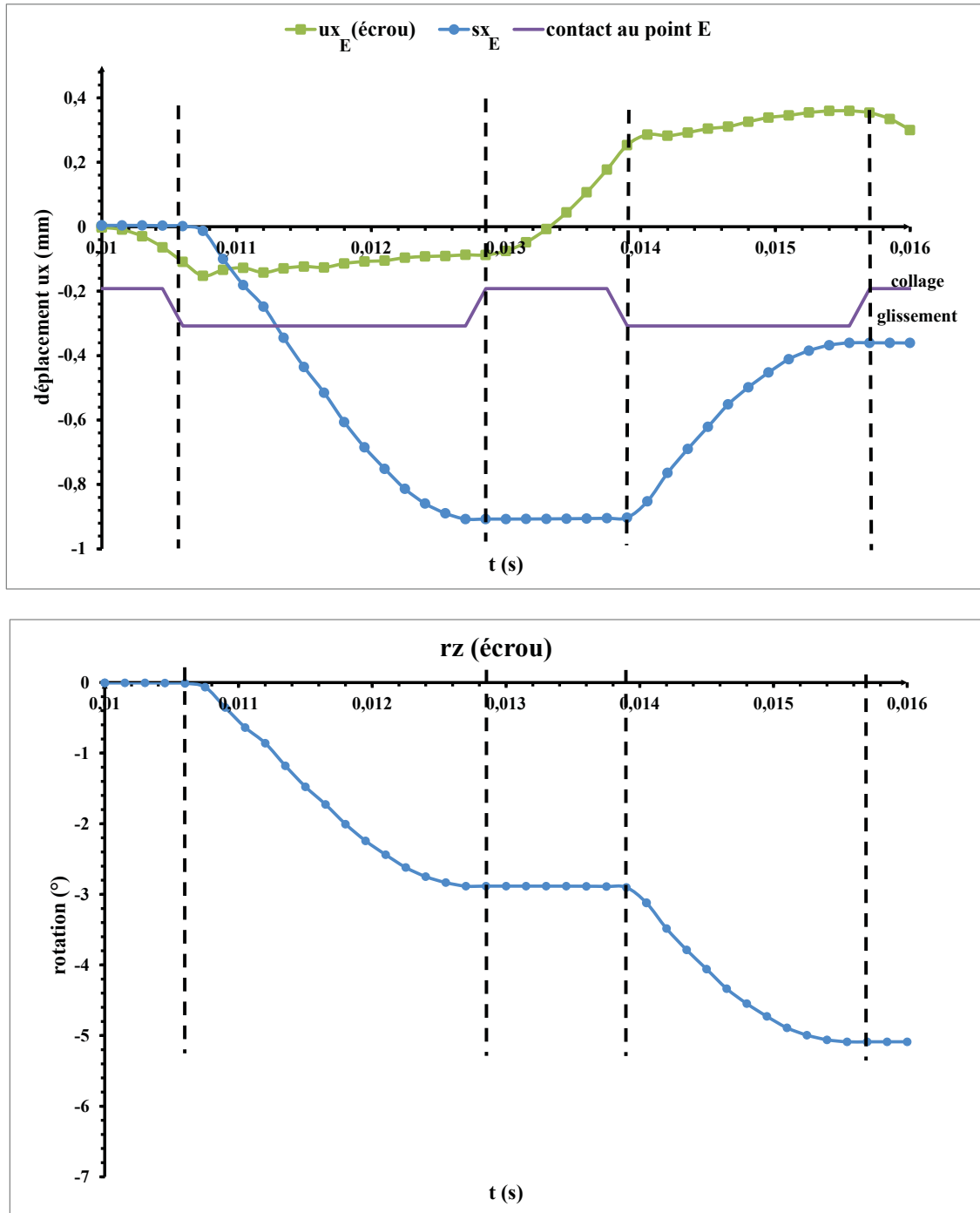


Figure 4.10. Glissement et rotation de l'écrou, pour le cas d

La deuxième partie de la figure montre la rotation r_z de l'écrou. Lorsque celui-ci glisse sur la plaque, et quelle que soit la direction de ce mouvement, il tourne dans le sens du dévissage, sous l'effet du couple qui lui est appliqué et qui reproduit celui provoqué par le filetage hélicoïdal. On remarque aussi que l'évolution de la rotation est similaire à celle du glissement s_{xE} , compte tenu de l'inversion du sens du déplacement : le glissement se produit tantôt dans le sens positif et tantôt dans le sens négatif, tandis que la rotation de l'écrou est toujours dirigée dans le même sens.

La figure 4.11 montre l'évolution de cette rotation au cours de plusieurs périodes. A chaque phase de glissement, l'écrou tourne dans le sens du dévissage, et la rotation r_z augmente rapidement : c'est le dévissage spontané que nous cherchons à observer. Après un premier cycle de mouvement où vis et écrou se mettent en place, le dévissage se poursuit à peu près uniformément. Ceci n'est pas tout à fait réaliste. En effet, notre modèle impose un couple de dévissage constant, alors que dans la réalité le couple provenant du filetage diminue lorsque l'écrou se dévisse et que la tension de la vis se relâche.

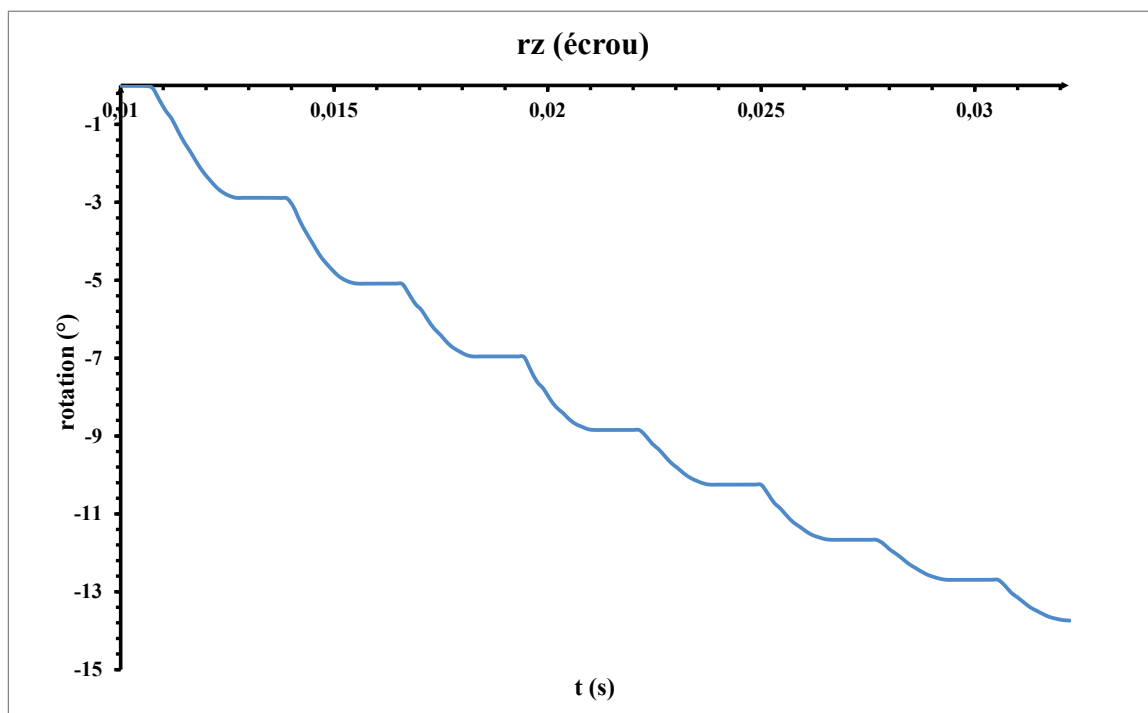


Figure 4.11. Rotation de l'écrou, pour le cas d

Nous concluons donc que le modèle solide avec connecteur permet de reproduire la phase initiale du dévissage, comprenant le glissement du boulon sur ses appuis, et sa rotation sous l'effet du couple induit par le filetage. Ce modèle pourra être perfectionné en faisant évoluer, au cours de la simulation, la tension de la vis et le couple induit par le filetage, en fonction de la rotation de l'écrou sur la vis. Il permettra alors de reproduire l'évolution du dévissage, jusqu'à la perte totale de tension de la vis.

La prochaine étape sera l'application du modèle solide avec connecteur au montage inertiel expérimental.

2.3. Application au montage inertiel expérimental

2.3.1. Modèle géométrique et maillage

L'étude de notre montage expérimental au moyen d'un modèle détaillé par la méthode des éléments finis a été développée dans le troisième chapitre. Elle a mis en évidence le phénomène du dévissage spontané, au prix de temps de calcul importants malgré le recours à un cluster de calcul performant. Il est donc utile de rechercher une simplification de ce modèle, en réduisant le nombre de degrés de liberté et d'éléments de contact au moyen d'une modélisation du boulon par un modèle solide avec connecteur, qui a été présenté précédemment.

Ce modèle simplifié du montage expérimental est présenté dans la figure 4.12. Il utilise la même géométrie et le même maillage que le modèle détaillé, à l'exception des filets de la vis et de l'écrou qui sont remplacés par des surfaces cylindriques. Il comporte trois zones de contact : sous la tête de vis, à l'interface entre la masse inertielle et l'équerre, et sous l'écrou. Les valeurs des coefficients de frottement sont identiques à celles utilisées dans le modèle détaillé : 0,16 sous tête de la vis, et 0,15 à l'interface et sous l'écrou. La liaison entre la vis et l'écrou est réalisée conformément au modèle solide avec connecteur déjà décrit.

Ce modèle est beaucoup plus simple que celui étudié au chapitre précédent : le nombre d'éléments est divisé par 2 (il passe de 134 939 éléments à 71 113), le nombre d'éléments de contact par 3 approximativement.

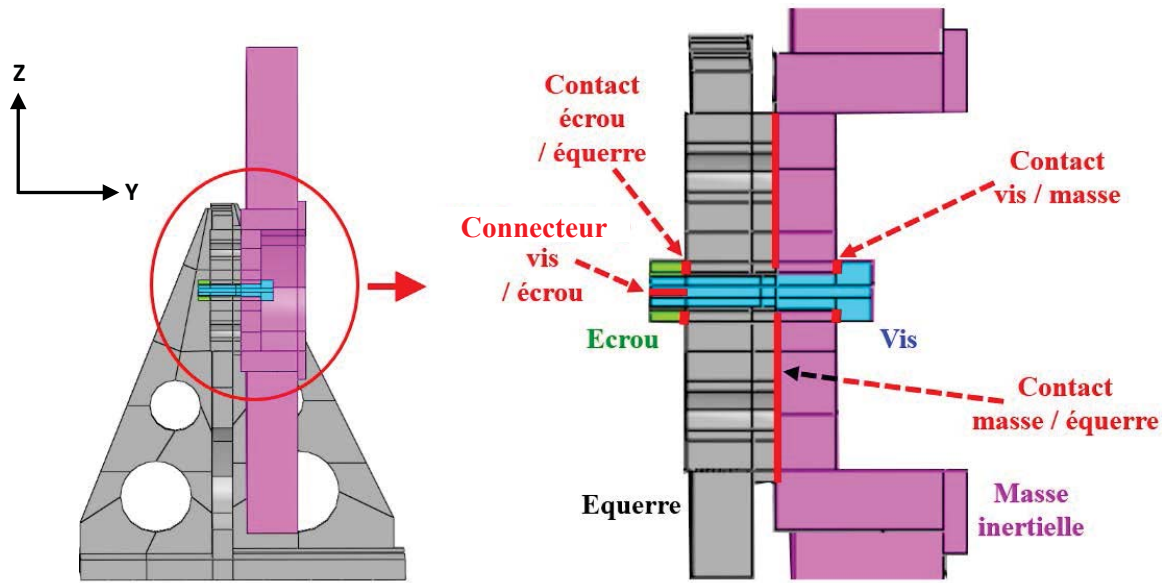


Figure 4.12. *Modèle simplifié du montage expérimental*

La démarche de simulation est semblable à celle adoptée pour l'assemblage de deux plaques. La tension de la vis est de 4 kN, le couple, dû au filetage, appliqué sur l'écrou et sur la vis vaut 0,64 Nm. Un déplacement sinusoïdal $u_z(t)$ d'amplitude 2 mm, de fréquence 53 Hz, est imposé à la face inférieure de l'équerre :

$$u_z(t) = 2 (\cos (2 \cdot \pi \cdot 53 \cdot t) - 1) \quad (4.3)$$

2.3.2. Résultats de la simulation et analyse

Les résultats de la simulation sont détaillés dans ce qui suit. Nous nous appuyons sur les points de mesure montrés par la figure 4.13 :

- les points 'a' et 'd' situés aux extrémités de la tige de la vis sont destinés à mesurer la flexion de cette tige ;
- les points 'b' et 'c' situés au milieu de l'épaisseur de la masse inertielle et de l'équerre permettent de mesurer le mouvement général de ces deux pièces.

Les déplacements relatifs en translation des différentes pièces sont portés par la direction Z, ainsi que la flèche de la vis. Ils sont définis comme suit :

$$\text{- déplacement tête / masse} = u_{za} - u_{zb} \quad (4.4)$$

$$\text{- déplacement masse / équerre} = u_{zb} - u_{zc} \quad (4.5)$$

$$\text{- déplacement écrou / équerre} = u_{zd} - u_{zc} \quad (4.6)$$

$$\text{- flèche vis} = u_{za} - u_{zd} \quad (4.7)$$

où les déplacements u_{za} à u_{zd} sont mesurés sur la vis, l'écrou, l'équerre ou la masse inertielle, selon le cas.

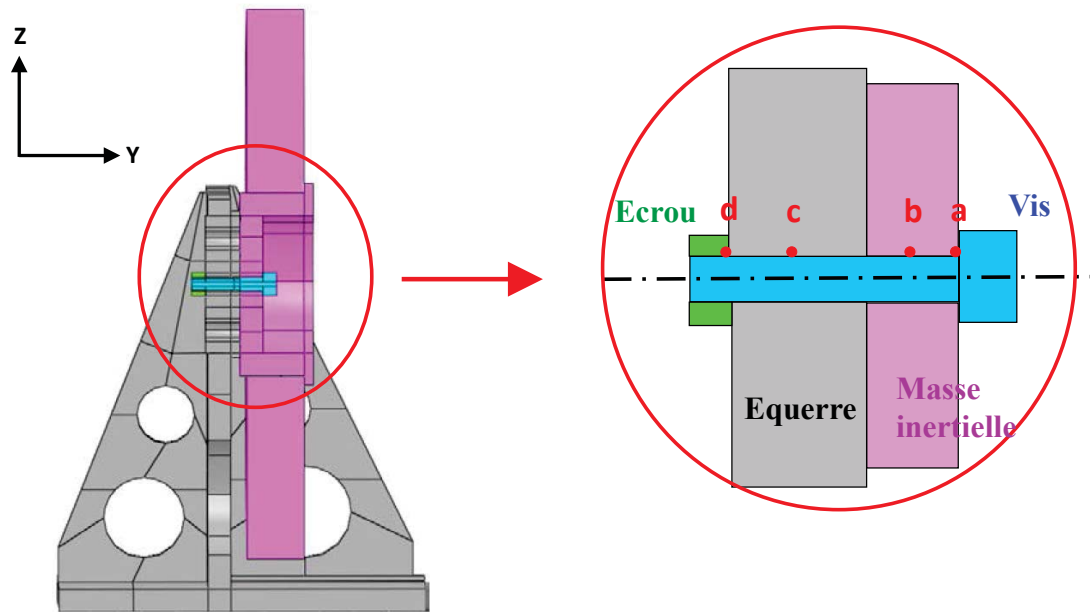


Figure 4.13. Points de mesure

Les rotations sont portées par la direction Y. Elles sont définies comme suit :

$$\text{- rotation tête} = (u_{oa} - u_{ob}) / \text{rayon} \quad (4.8)$$

$$\text{- rotation masse} = (u_{ob} - u_{oc}) / \text{rayon} \quad (4.9)$$

$$\text{- rotation écrou} = (u_{od} - u_{oc}) / \text{rayon} \quad (4.10)$$

$$\text{- dévissage} = (u_{oa} - u_{od}) / \text{rayon} \quad (4.11)$$

où les déplacements u_{oa} à u_{od} sont mesurés dans la direction orthoradiale, initialement confondue avec X.

La première partie de la figure 4.14 représente le déplacement vertical imposé sur la base de l'équerre.

La deuxième partie montre les déplacements verticaux relatifs entre les différentes pièces. On constate que la masse inertielle glisse sur l'équerre (trace rouge), tandis que la tête de vis reste adhérente sur la masse (trace bleue, confondue avec l'axe des abscisses) car le coefficient de frottement est supérieur. Il en résulte une flexion de la tige de vis (trace violette) qui, quand elle est suffisante, engendre un glissement de l'écrou sur l'équerre (trace verte).

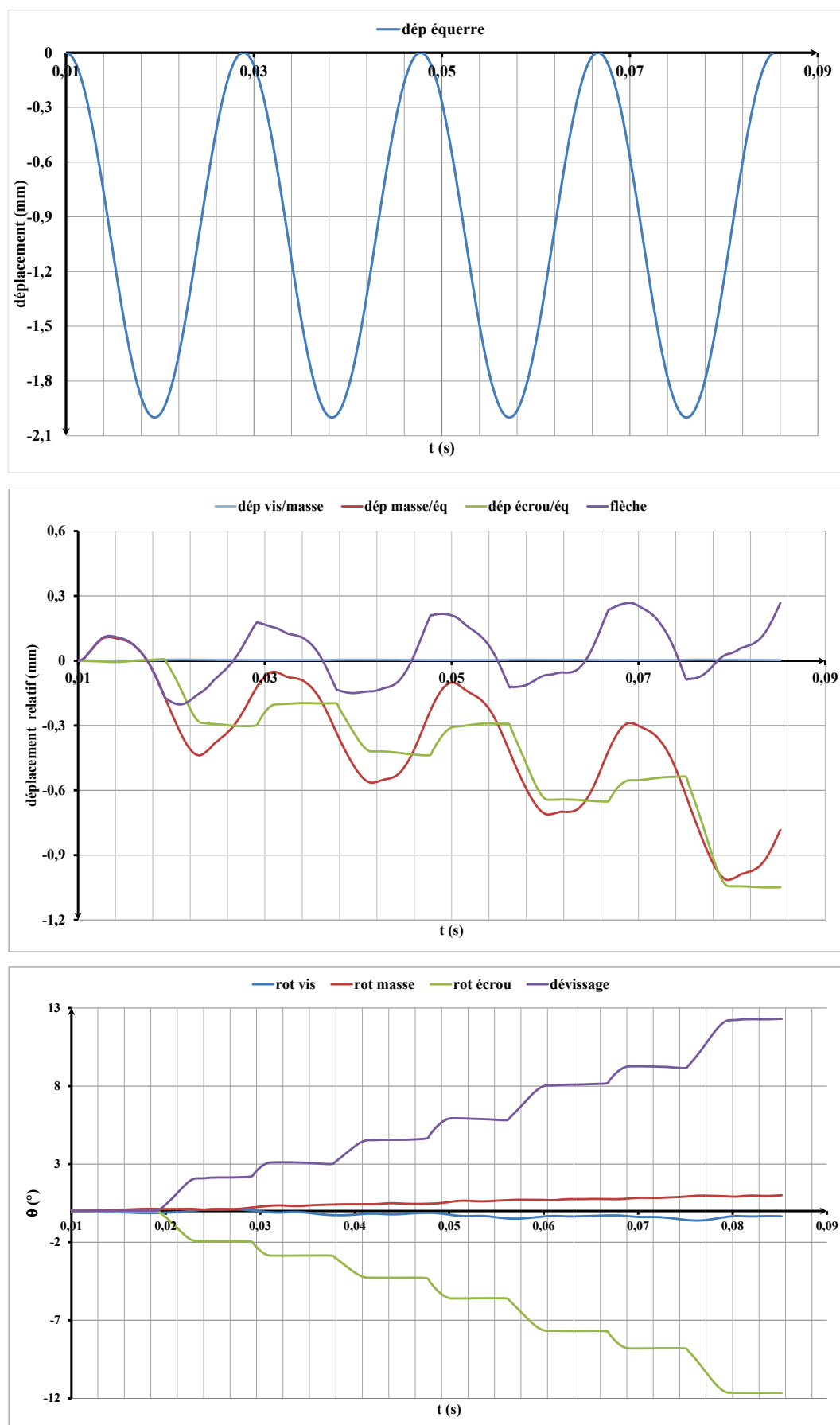


Figure 4.14. Déplacement imposé et réponses en translation et en rotation

La troisième partie de la figure montre les rotations des différentes pièces. Quand l'écrou glisse sur l'équerre, il tourne (trace verte) sous l'effet du couple qui lui est imposé alors que la vis, dont la tête reste en adhérence, ne tourne pratiquement pas (trace bleue). La différence entre ces rotations constitue le dévissage (trace violette).

Les figures 4.15 et 4.16 représentent l'évolution du contact entre équerre et masse inertielle à différents instants numérotés de 1 à 4 au cours des deux premiers cycles du mouvement.

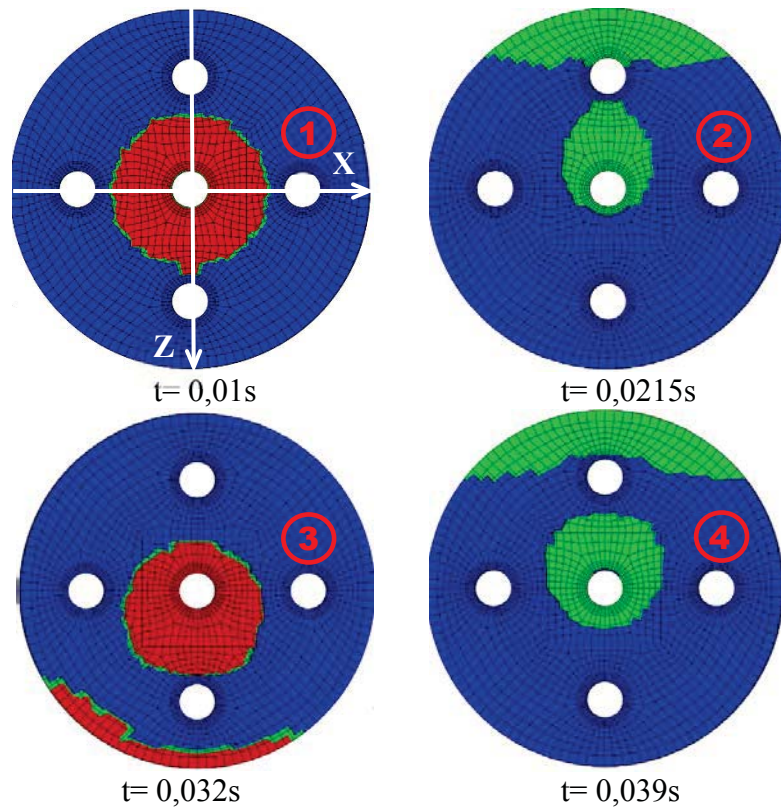


Figure 4.15. Etats de contact entre équerre et masse inertielle

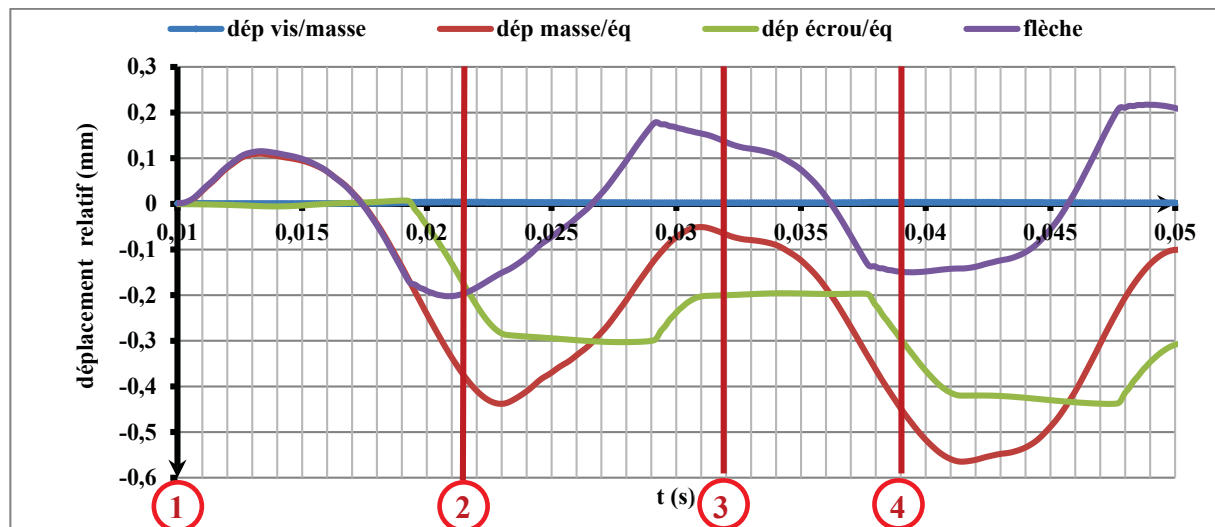


Figure 4.16. Réponses en translation pendant les 2 premiers cycles de mouvement

Dans la figure 4.15, les zones rouges marquent l'adhérence, les zones vertes le glissement, et les zones bleues l'absence de contact. Après serrage de l'assemblage et avant tout mouvement (instant 1 à $t=0,01$ s), le contact est localisé dans une zone circulaire centrée sur le trou central, en adhérence.

Dès le déclenchement du mouvement ($t>0,01$ s), la masse inertielle glisse et se déplace par rapport à l'équerre (trace rouge de la figure 4.16). Ce mouvement relatif ne s'interrompt pratiquement pas, sauf brièvement quand le mouvement de l'équerre change de sens (instant 3 à $t=0,032$ s), et la transition entre adhérence et glissement est quasiment instantanée sur l'ensemble de la surface en contact.

Le centre de gravité de la masse inertielle est décalé dans la direction Y par rapport à sa surface d'appui sur l'équerre (voir figure 4.12). En conséquence, l'accélération verticale de la masse engendre un couple de basculement sur la surface d'appui, qui déplace les zones en contact. Sur les images 2, 3 et 4 de la figure 4.15, on constate que la zone centrale en contact s'ovalise, tandis qu'apparaît une nouvelle zone en contact dans la partie supérieure.

2.3.3. Conclusions

Nous constatons que dans cette simulation, après un premier cycle où les pièces prennent leur place, le déplacement de la masse inertielle et le dévissage du boulon se poursuivent de façon à peu près régulière, car le modèle ne comporte pas de contact entre la tige de vis et son alésage, ni de variation de tension de la vis en fonction de son dévissage. Dans la réalité, le choc de la tige de vis dans son alésage vient limiter la translation de l'ensemble vis-écrou-masse inertielle. D'autre part, le dévissage induit une diminution de tension de la vis, qui facilite le glissement des différentes parties en contact et provoque une évolution du comportement. Il semble que ces limites de notre modèle puissent assez facilement être dépassées pour obtenir une simulation plus réaliste, au-delà de l'initiation du dévissage.

En conclusion, nous constatons que le modèle simplifié par éléments finis, dans lequel le boulon est représenté par un modèle solide avec connecteur, permet de simuler le comportement dynamique de l'assemblage et son dévissage initial, tout en réduisant nettement la complexité du modèle et la quantité de calculs. Une comparaison des performances du modèle simplifié et du modèle détaillé sera réalisée plus loin, à la fin de ce chapitre.

3. Simulation du dévissage par un modèle unidimensionnel

Nous détaillons dans cette partie une méthode de simulation du dévissage, utilisant une approche unidimensionnelle, plus globale que la méthode des éléments finis. Nous réduisons ainsi fortement le nombre de degrés de liberté, et nous obtenons des résultats avec une quantité de calculs énormément réduite par rapport aux résolutions par éléments finis. Les résultats obtenus sont aussi plus simples et plus clairs, et l'analyse en est facilitée.

3.1. Simulation de l'assemblage de deux plaques par un boulon

On reprend dans cette section le même assemblage de deux plaques par un boulon, qui a été modélisé par éléments finis de façon détaillée dans le chapitre 3, et par des éléments finis simplifiés dans la section 2.2 du présent chapitre. Sa géométrie a été rappelée dans la figure 4.3.

3.1.1. Modèle unidimensionnel

Le modèle unidimensionnel utilisé dans cette simulation est présenté dans la figure 4.17. Il est composé de 4 corps solides : plaque supérieure (fixe), plaque inférieure (mobile), vis et écrou. La seule déformation reconnue est la flexion de la tige de la vis, les autres pièces sont rigides. Il y a quatre degrés de liberté : les translations x_v et x_e et les rotations r_v et r_e , respectivement pour la vis et l'écrou. La plaque inférieure se déplace par un déplacement imposé $u_x(t)$.

La charge axiale f_z dans la vis est initialement égale à la précharge f_{z0} . Elle diminue linéairement avec l'angle de dévissage ($r_v - r_e$). Le frottement entre l'écrou et la plaque inférieure génère une force f_e sur l'écrou, tangente à la surface de contact, tandis que le frottement entre la tête de vis et la plaque supérieure génère une force f_v sur la vis. Le frottement entre les deux plaques n'est pas implémenté dans ce modèle, car il n'influe pas sur le déplacement des plaques rigides. Les frottements suivent le modèle de Coulomb, avec comme précédemment un coefficient de frottement plus important sous la tête de vis que sous l'écrou, de façon que l'écrou glisse avant la tête de vis. Ainsi, il n'y a ni glissement de la tête de vis, ni rotation de la vis, et il y a que deux degrés de liberté (x_e et r_e) qui varient effectivement dans ce cas. Cependant, le programme réalisé permet de donner aux coefficients de frottement des valeurs quelconques, et de gérer la variation des 4 degrés de liberté.

La liaison hélicoïdale entre la vis et l'écrou est modélisée par une simple relation cinématique, sans frottement. La précontrainte agissant sur le filetage génère à cause de l'angle

d'hélice un couple c_z autour de l'axe z , agissant sur la vis, et un couple opposé agissant sur l'écrou. Ces couples sont proportionnels à la charge axiale f_z , ils diminuent donc également au cours du dévissage.

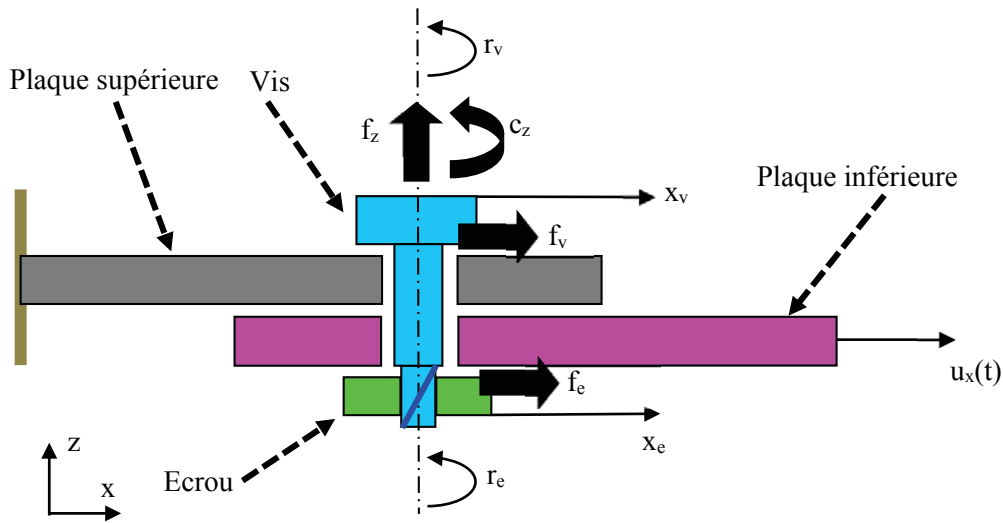


Figure 4.17. *Modèle unidimensionnel*

Lorsque les plaques glissent l'une par rapport à l'autre, et tant que la tête de vis et l'écrou restent en adhérence, la tige de vis est soumise à une déformation de flexion (figure 4.18). Son comportement est modélisé comme celui d'une poutre en flexion, guidée aux deux extrémités, selon les lois classiques de la résistance des matériaux.

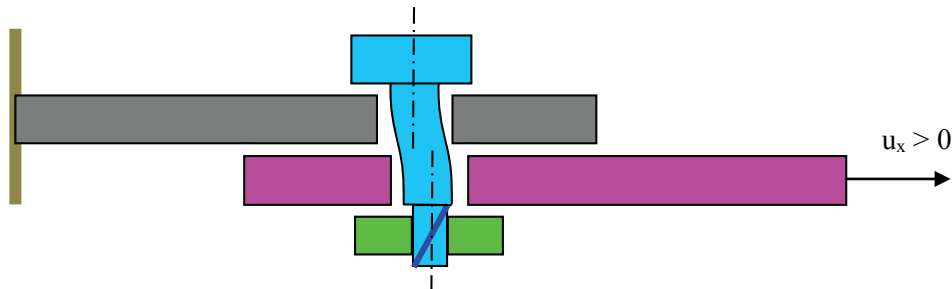


Figure 4.18. *Modèle déformé*

Les masses de la vis et de l'écrou sont faibles, ainsi que les accélérations réalisées. Les forces d'inertie sont donc petites par rapport à la précharge et aux forces de frottement et nous les négligeons. Nous considérons donc que les pièces sont toujours dans un état d'équilibre statique.

3.1.2. Glissement dévié de l'écrou

Considérons deux surfaces quelconques, en frottement selon le modèle de Coulomb. Lorsqu'un glissement se produit sous l'effet combiné de deux forces tangentielle f_1 et f_2

agissant dans des directions différentes, le glissement est dirigé dans la direction de la force résultante, comme le montre la partie supérieure de la figure 4.19. Les vitesses v_1 et v_2 dans chaque direction sont donc en proportion des forces exercées :

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{f_2}{f_1} \quad (4.12)$$

Dans notre assemblage boulonné, le glissement se produit sous l'écrou sous l'effet combiné d'une force transversale f_t , provenant de la flexion de la tige de vis et d'un couple c , résultant de la tension de la vis qui agit sur le filet hélicoïdal. Le mouvement qui en résulte est constitué d'une translation et d'une rotation. La partie inférieure de la figure 4.19 représente la surface annulaire d'appui de l'écrou sur la plaque, sur laquelle agissent une contrainte de cisaillement transversale τ_t due à la force transversale f_t , et une contrainte de cisaillement orthoradiale τ_{or} due au couple c . Les vitesses transversale v_t et orthoradiale v_{or} sont en proportion des contraintes subies dans ces directions :

$$\frac{v_t}{v_{or}} = \frac{\tau_t}{\tau_{or}} \quad (4.13)$$

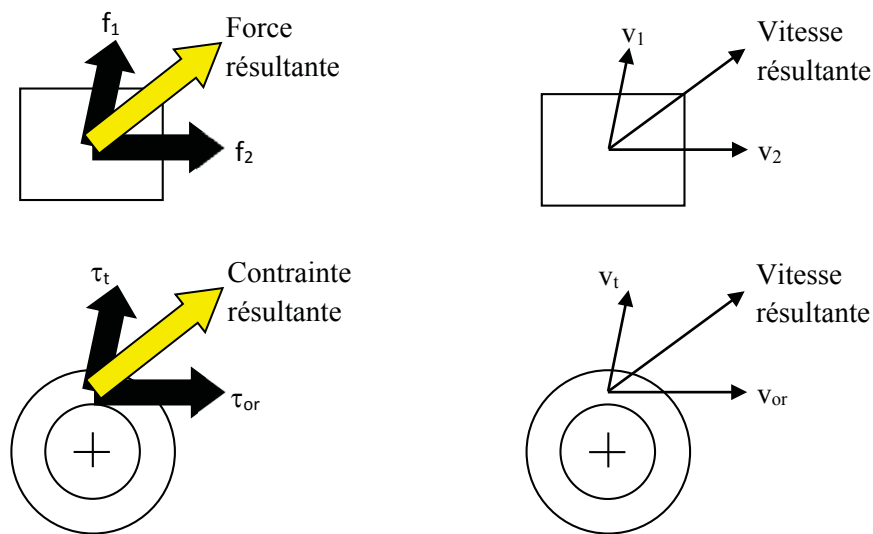


Figure 4.19. Forces, contraintes et vitesses dans un glissement dévié

Pour une aire de contact A , avec un rayon moyen R , cette relation devient :

$$\frac{v_t}{\omega \cdot R} = \frac{f_t/A}{c/R \cdot A} = \frac{f_t}{c/R} \quad (4.14)$$

et la vitesse de rotation ω peut s'exprimer par :

$$\omega = v_t \cdot \frac{1}{f_t} \cdot \frac{c}{R^2} \quad (4.15)$$

Dans un assemblage de proportions classiques, la contrainte orthoradiale τ_{or} qui résulte du couple c reste faible par rapport à celle qui serait nécessaire pour provoquer le glissement. L'état d'adhérence ou de glissement de la surface est donc pratiquement déterminé par la seule force transversale f_t agissant conformément à la loi de Coulomb.

Appliquons cette analyse à notre assemblage de deux plaques, dans lequel l'écrou frotte et glisse sur la plaque inférieure. En utilisant les variables qui ont été définies précédemment, et qui sont illustrées par la figure 4.17 :

- la vitesse de rotation ω est la dérivée de la rotation r_e de l'écrou ;
- la vitesse transversale v_t correspond à la vitesse de glissement de l'écrou, c'est le déplacement relatif $(x_e - u_x)$ entre l'écrou et la plaque inférieure ;
- la force transversale f_t est constituée par l'effort f_e sur l'écrou, qui résulte de la flexion de la vis ;
- le couple c agissant sur l'écrou est opposé au couple c_z qui agit sur la vis.

On obtient l'équation (4.16), qui exprime le mouvement de rotation r_e de l'écrou en fonction de variables connues :

$$\frac{dr_e}{dt} = \frac{d(x_e - u_x)}{dt} \cdot \frac{1}{f_e} \cdot \frac{-c_z}{R^2} \quad (4.16)$$

3.1.3. Simulation numérique

La simulation est implémentée en utilisant Matlab®, à l'aide de la fonction classique « ode23 » qui réalise une intégration explicite pas-à-pas selon une méthode de Runge-Kutta, en utilisant un couple de Bogacki et Shampine d'ordres 2 et 3. Elle est appropriée pour résoudre des problèmes modérément raides, tels que le nôtre.

L'organigramme de la figure 4.19 présente les opérations successives qui sont incluses dans la boucle d'intégration contrôlée par la fonction ode23, et qui sont exécutées à chaque pas d'intégration pour estimer la vitesse de rotation de l'écrou.

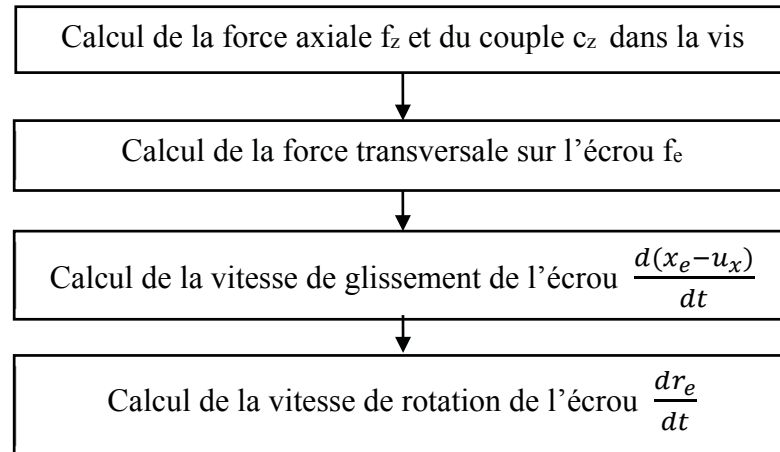


Figure 4.20. Contenu de la boucle d'intégration

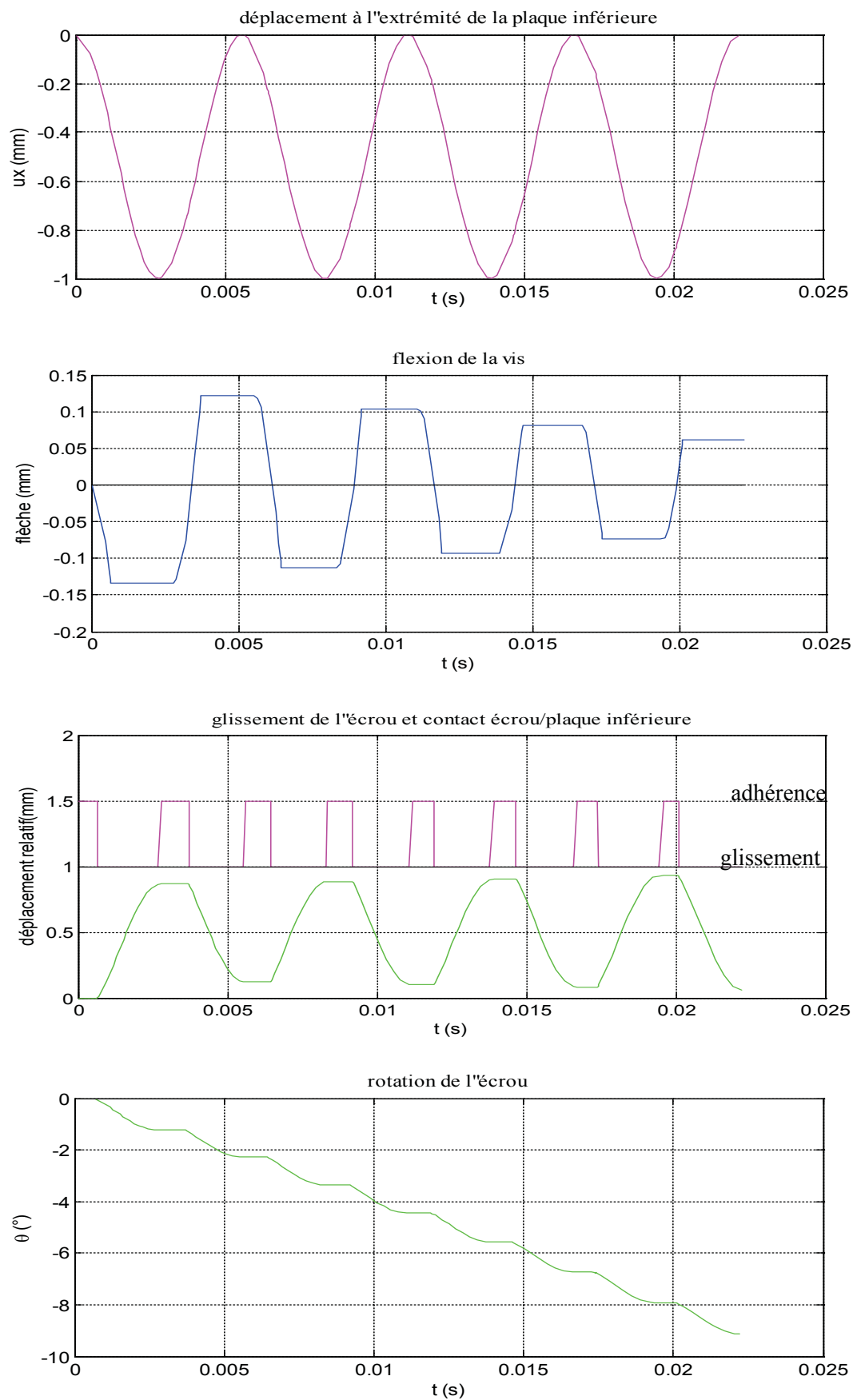
Le mouvement imposé à la plaque inférieure est le même que celui défini précédemment dans l'équation 4.1.

3.1.4. Résultats et comparaison avec la simulation par éléments finis

Nous présentons dans la figure 4.21 les résultats de la simulation unidimensionnelle. Afin de faciliter la comparaison de ces résultats avec ceux du modèle détaillé par éléments finis traité au chapitre 3, nous regroupons dans la figure 4.22 les résultats déjà présentés au chapitre précédent. Les figures 4.21 et 4.22 sont chacune composées de quatre parties :

- déplacement $u_x(t)$ imposé à l'extrémité de la plaque inférieure ;
- flèche de la vis ($f_v - f_e$) ;
- glissement ($x_e - u_x$) et état de contact de l'écrou sur son appui ;
- rotation r_e de l'écrou.

La simulation unidimensionnelle ne nécessite pas d'étape préliminaire, tandis que la simulation par éléments finis réclame de mettre en place préalablement la précontrainte dans la vis. C'est pourquoi le mouvement imposé commence à $t=0$ s dans la figure 4.21, alors qu'il commence à $t=0,01$ s dans la figure 4.22. Dans les deux cas, nous visualisons les résultats pendant les quatre premières périodes de l'excitation.

**Figure 4.21.** Résultats de la simulation unidimensionnelle

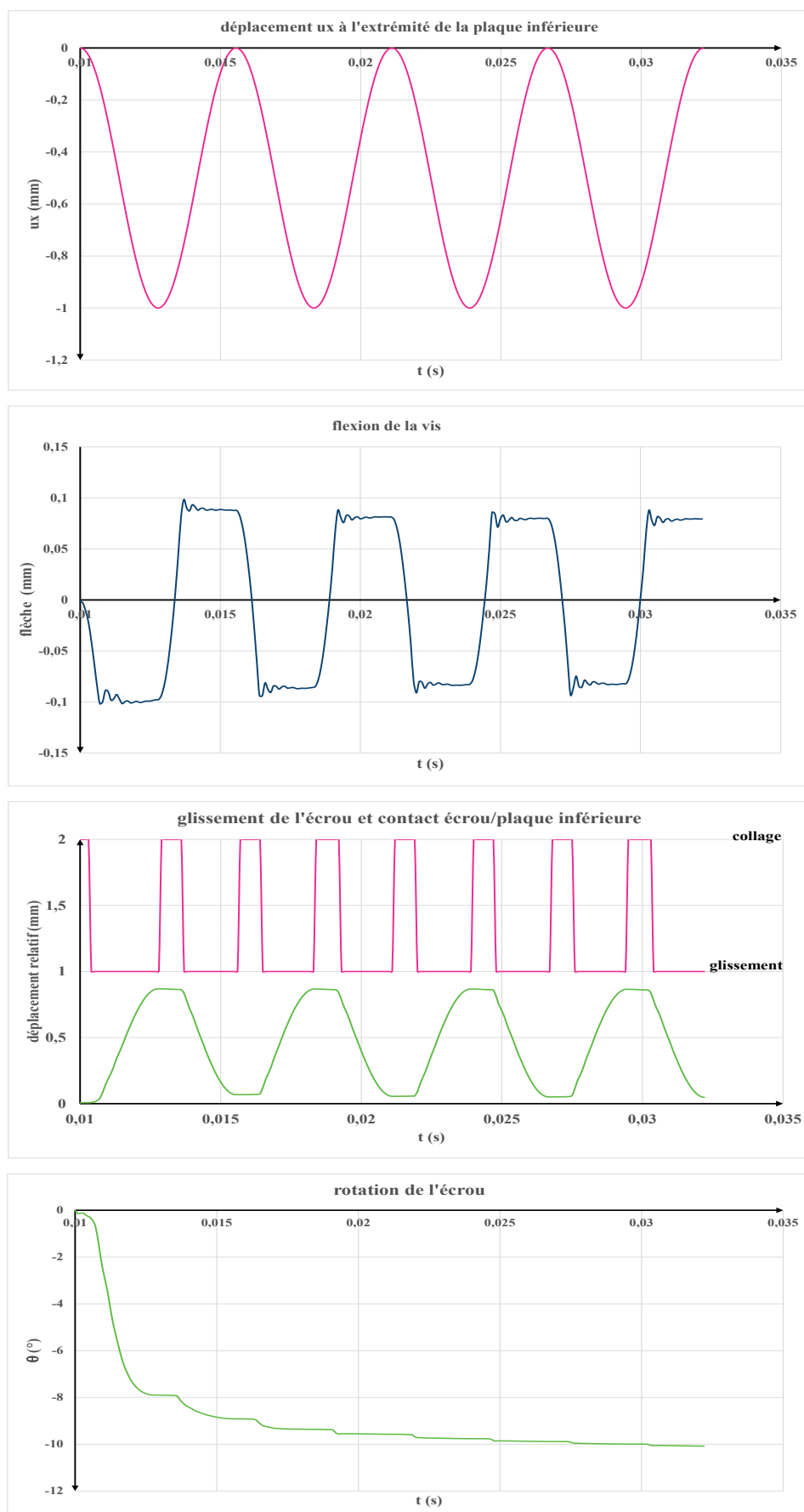


Figure 4.22. Résultats de la simulation par éléments finis détaillés

Les résultats obtenus par les deux méthodes de simulation sont très voisins. La flexion de la tige de vis, la succession des phases d'adhérence et de glissement de l'écrou, le déplacement de l'écrou sur son appui (glissement) sont très semblables.

De légères oscillations de la flexion de la tige de vis, dans la simulation par éléments finis, sont imputables à la flexion dynamique des plaques, qui n'est pas prise en compte dans la simulation unidimensionnelle. Les valeurs extrêmes de cette flexion sont légèrement supérieures pour la simulation par éléments finis, ce qui peut être imputé à une différence dans la rigidité en flexion de la vis. Cette erreur peut facilement être corrigée, si nécessaire, en modifiant les caractéristiques de la poutre équivalente qui a été retenue dans le modèle unidimensionnel. La même rotation de 10° de l'écrou est atteinte en 4 cycles de sollicitation, mais l'évolution est cependant différente.

Les principales différences dans ces résultats sont que :

- l'amplitude de flexion de la vis diminue légèrement avec le dévissage pour la simulation par éléments finis, et plus rapidement pour la simulation unidimensionnelle ;
- la rotation de l'écrou, qui constitue le dévissage, est d'abord rapide, puis se stabilise pour la simulation par éléments finis ; elle progresse régulièrement pour la simulation unidirectionnelle.

Nous pouvons imputer ces différences à deux approximations réalisées dans la simulation unidimensionnelle : la modélisation grossière du frottement sous l'écrou, et l'absence de frottement dans le filetage. En effet, dans cette simulation, le couple de dévissage et le couple de frottement qui s'y oppose sont tous deux proportionnels à la tension de la vis. Ainsi, lorsque cette tension diminue au cours du dévissage, les conditions d'équilibre restent inchangées et le dévissage se poursuit de la même façon.

Ce modèle unidimensionnel simule donc de façon satisfaisante le phénomène de dévissage spontané. Il présente cependant certaines limitations :

- Les déformations des pièces assemblées sont négligées. Ceci est de peu d'importance pour l'étude quasi-statique d'un assemblage par un boulon unique, mais deviendrait gênant pour la simulation en dynamique rapide ou portant sur des assemblages multi-boulons : dans ces cas, les contraintes dynamiques, ou la répartition des contraintes entre les boulons, seraient nettement faussées par cette approximation.

- La force transversale sur la vis et l'écrou est censée être beaucoup plus grande que la force orthoradiale due au couple de dévissage qui provient de l'angle d'hélice du filetage. Cette hypothèse est juste pour les boulons avec filetage fins et larges surfaces d'appui ; elle peut devenir discutable pour des filetages à grands pas et à surfaces d'appui étroites, qui présentent moins de résistance au dévissage spontané.

- Le frottement dans le filetage est négligé. En effet, ce frottement dépend à la fois de la flexion et de la tension de la vis, agissant ensemble sur les filets hélicoïdaux. Il semble difficile de le prendre en compte de façon précise dans un modèle unidimensionnel, mais nous estimons possible, et suffisant, de le traiter de façon approchée.

3.2. Simulation du montage inertiel expérimental

On reprend dans cette section le montage expérimental, destiné à provoquer le dévissage d'un boulon par effet d'inertie, qui a été présenté au chapitre 2, puis modélisé par éléments finis de façon détaillée dans le chapitre 3, et par des éléments finis simplifiés dans la section 2.3 de ce chapitre. Il s'agit d'un assemblage par un seul boulon, autour duquel la masse inertielle est susceptible de pivoter sous l'effet des vibrations.

3.2.1. Modèle unidimensionnel et simulation numérique

Le modèle unidimensionnel du montage expérimental est présenté par la figure 4.23. Il se compose de :

- l'équerre Support, dont la position est z_s et l'accélération a_s ;
- la Masse inertielle, dont la masse est M , la position z_m , l'accélération a_m et la rotation r_m ;
- la Vis, dont la position de la tête est z_v et la rotation r_v ;
- l'Ecrou, dont la position est z_e , la vitesse v_e , la rotation r_e , et la vitesse angulaire ω_e .

Le modèle comporte donc 4 pièces solides, dont 3 sont rigides. La seule déformation reconnue est la flexion de la tige de la vis.

De plus, la tension de la vis est f_x , qui s'exerce dans la direction horizontale sur les interfaces successives entre tête de vis, masse inertielle, équerre support et écrou. Cette tension agissant sur le filetage génère sur la vis un couple c_v , et sur l'écrou un couple opposé. Le support exerce sur la masse une force f_m verticale, tangentielle à la surface de contact, et sur l'écrou, une force f_e de même direction. La masse inertielle exerce sur la tête de vis une force f_v verticale, tangentielle à la surface de contact.

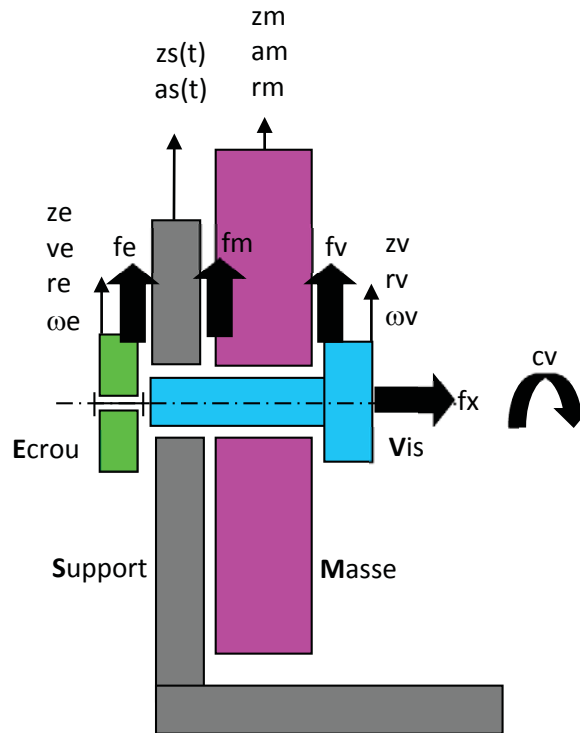


Figure 4.23. *Modèle unidimensionnel*

Le modèle présente six degrés de liberté : trois translations z_v , z_e et z_m , et trois rotations r_v , r_e et r_m . Un déplacement vertical $z_s(t)$ est imposé à l'équerre support.

Les frottements suivent comme précédemment le modèle de Coulomb, avec un coefficient de frottement plus important sous la tête de vis que sous l'écrou, de façon que l'écrou glisse avant la tête de vis. Ainsi, il n'y a pas de glissement de la tête de vis : les translations z_m et z_v sont égales, comme les rotations r_m et r_v . Il n'y a donc que quatre degrés de liberté : z_v , z_e , r_v , r_e , qui varient effectivement dans notre cas. Cependant, le programme réalisé permet de donner aux coefficients de frottement des valeurs quelconques, et de gérer la variation des six degrés de liberté.

La simulation du comportement de ce montage suit la même démarche qui a été utilisée pour l'assemblage de deux plaques, en tenant compte du glissement dévié de l'écrou sur l'équerre support. Toutefois, la force d'inertie agissant sur la masse constitue maintenant une caractéristique essentielle du fonctionnement et ne doit pas être négligée. L'organigramme de la figure 4.24 présente les opérations successives qui sont incluses dans la boucle d'intégration contrôlée par la fonction ode23, et qui sont exécutées à chaque pas d'intégration pour estimer la vitesse de rotation de l'écrou.

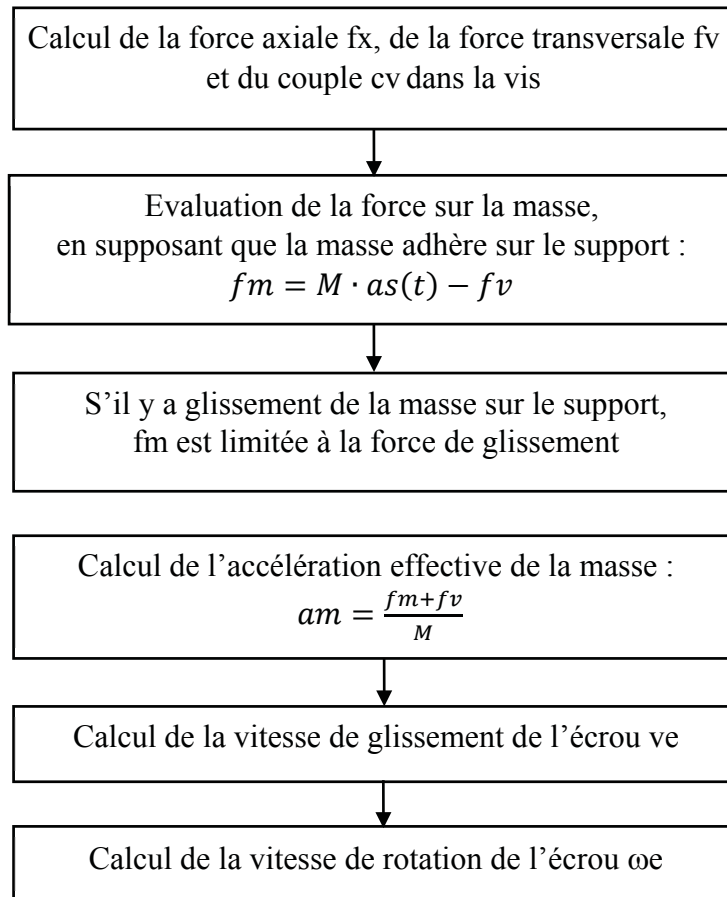


Figure 4.24. Contenu de la boucle d'intégration

Le mouvement imposé à l'équerre support est le même que celui défini précédemment dans l'équation 4.3.

3.2.2. Résultats et comparaison avec la simulation par éléments finis

Nous présentons dans la figure 4.25 les résultats de la simulation unidimensionnelle, sur une durée de 4 cycles.

La première partie de cette figure montre les déplacements absolus z_s , z_v et z_e du support, de la vis et de l'écrou. Le déplacement sinusoïdal z_s (trace noire) est imposé au support, il est défini par l'équation 4.3.

La deuxième partie représente les déplacements relatifs des pièces, qui constituent les glissements des surfaces d'appui et la flexion de la vis (déplacement vis / écrou, trace rouge). Le glissement de la tête de vis sur la masse inertielle est nul, il est représenté par la trace bleue confondue avec l'axe des abscisses.

La troisième partie représente l'état du contact entre masse et support (trace magenta), et entre écrou et support (trace verte), en distinguant les deux sens de glissement. Le contact de la tête de vis sur la masse inertielle est toujours en adhérence (trace bleue).

Les rotations relatives des pièces sont montrées dans la dernière partie de la figure. La rotation de la vis par rapport à la masse inertielle est nulle (trace bleue). La rotation de la vis par rapport à l'écrou (trace rouge) constitue le dévissage du boulon.

On constate que les glissements s'installent progressivement pendant le premier demi-cycle de mouvement. Au-delà, le fonctionnement devient régulier. Dans la deuxième partie de la figure, le glissement de la masse sur le support (trace magenta) entraîne une flexion de la tige de vis (trace rouge) puis un glissement de l'écrou sur le support (trace verte). Dans la troisième partie, la masse (trace magenta) et celle de l'écrou (trace verte) tournent en sens opposés, mais la rotation de l'écrou est nettement plus importante en raison de sa plus faible inertie en rotation. Le dévissage (trace rouge) est donné par la différence de ces deux rotations.

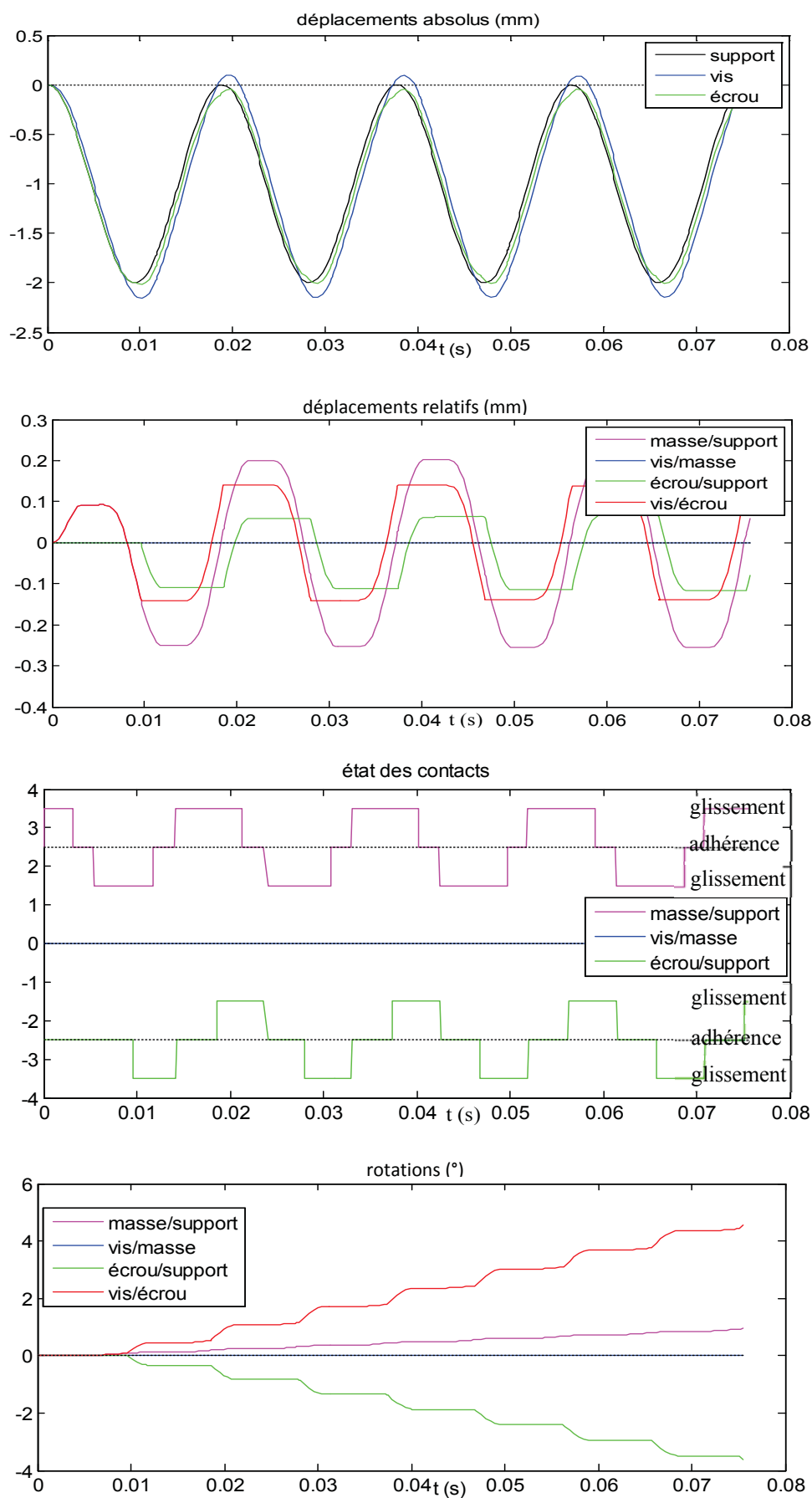


Figure 4.25. Résultats de la simulation unidimensionnelle sur 4 cycles

Afin de faciliter la comparaison de ces résultats avec ceux du modèle simplifié par éléments finis déjà présenté dans la section 2.3.2 de ce chapitre, nous reprenons dans la figure 4.26 les résultats précédemment obtenus. L'organisation de cette figure est comparable avec celle de la figure 4.25 précédente.

Les comportements sont comparables.

Nous remarquons cependant que la simulation unidimensionnelle montre des phases d'adhérence des contacts bien marquées, alors qu'elles sont brèves (à peu près indiscernables) avec la simulation par éléments finis. Ceci est dû aux déformations des pièces qui sont prises en compte par le modèle par éléments finis, et qui autorisent une progression du glissement sur la surface de contact.

La masse inertielle et la tête de vis qui lui est attachée restent centrées avec la simulation unidimensionnelle, alors qu'elles s'écartent progressivement de leur position initiale avec la simulation par éléments finis. Ceci est vraisemblablement dû à l'effet de la pesanteur prise en compte par le logiciel de calcul par éléments finis, qui suffit à entraîner progressivement la masse inertielle vers le bas, au cours des glissements successifs, en l'absence de tout rappel vers une position moyenne.

Surtout, le dévissage atteint après quatre cycles est nettement plus important (d'un coefficient 2,5 environ) avec la simulation par éléments finis. Mais nous avons déjà vu que celle-ci, dans sa version simplifiée, surestime le dévissage.

Nous pouvons donc considérer que les résultats de la simulation unidimensionnelle sont validés, au moins qualitativement, par la comparaison avec ceux de la simulation par éléments finis simplifiés.

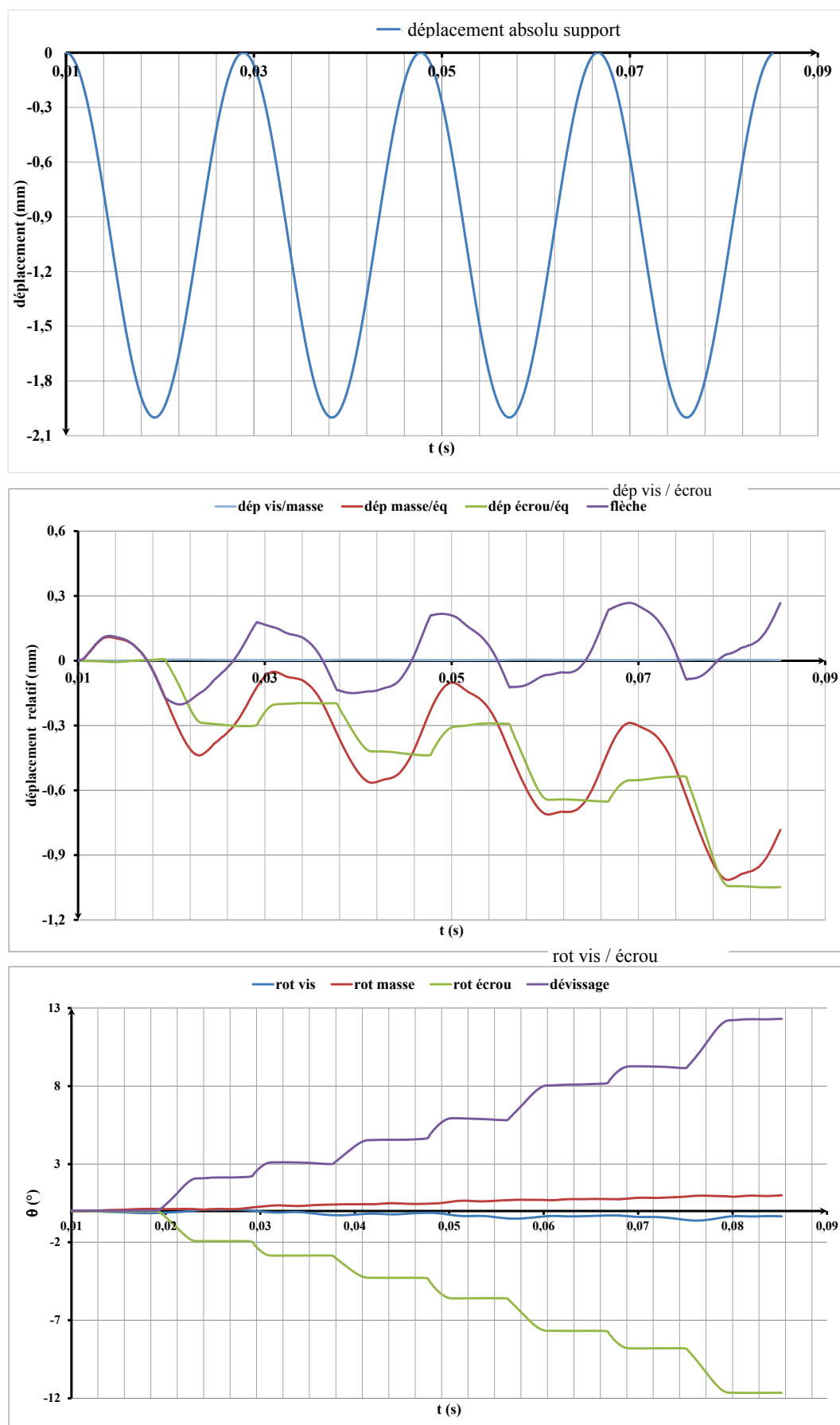


Figure 4.26. Résultats de la simulation par éléments finis simplifiés

La figure 4.27 présente les résultats de la simulation unidimensionnelle sur 50 cycles de mouvement, jusqu'à la perte complète de tension de la vis. Son organisation est semblable à celle de la figure 4.25.

Nous constatons, sur les deux premières parties de la figure, que la masse inertielle, qui restait à peu près stable dans les premiers cycles de fonctionnement, s'écarte fortement de sa position de départ à la fin du dévissage, quand les forces de frottement (liées à la tension de la vis) deviennent très faibles. Le déplacement de la masse, entraînant le boulon, atteint alors une douzaine de millimètres par rapport à sa position initiale. Dans la réalité, un contact entre la tige de vis et son trou de passage interviendra bien avant et limitera ce déplacement, en causant des chocs.

Dans la troisième partie de la figure, l'alternance des glissements dans un sens et dans l'autre se poursuit régulièrement, en suivant les oscillations imposées au support. Nous remarquons cependant que les phases d'adhérence des contacts se réduisent au fur et à mesure que le dévissage progresse, car la diminution de tension de la vis favorise le glissement.

Dans la quatrième partie, nous voyons que le dévissage progresse à peu près linéairement pendant les 25 premiers cycles, puis qu'il s'accélère fortement jusqu'au dévissage complet.

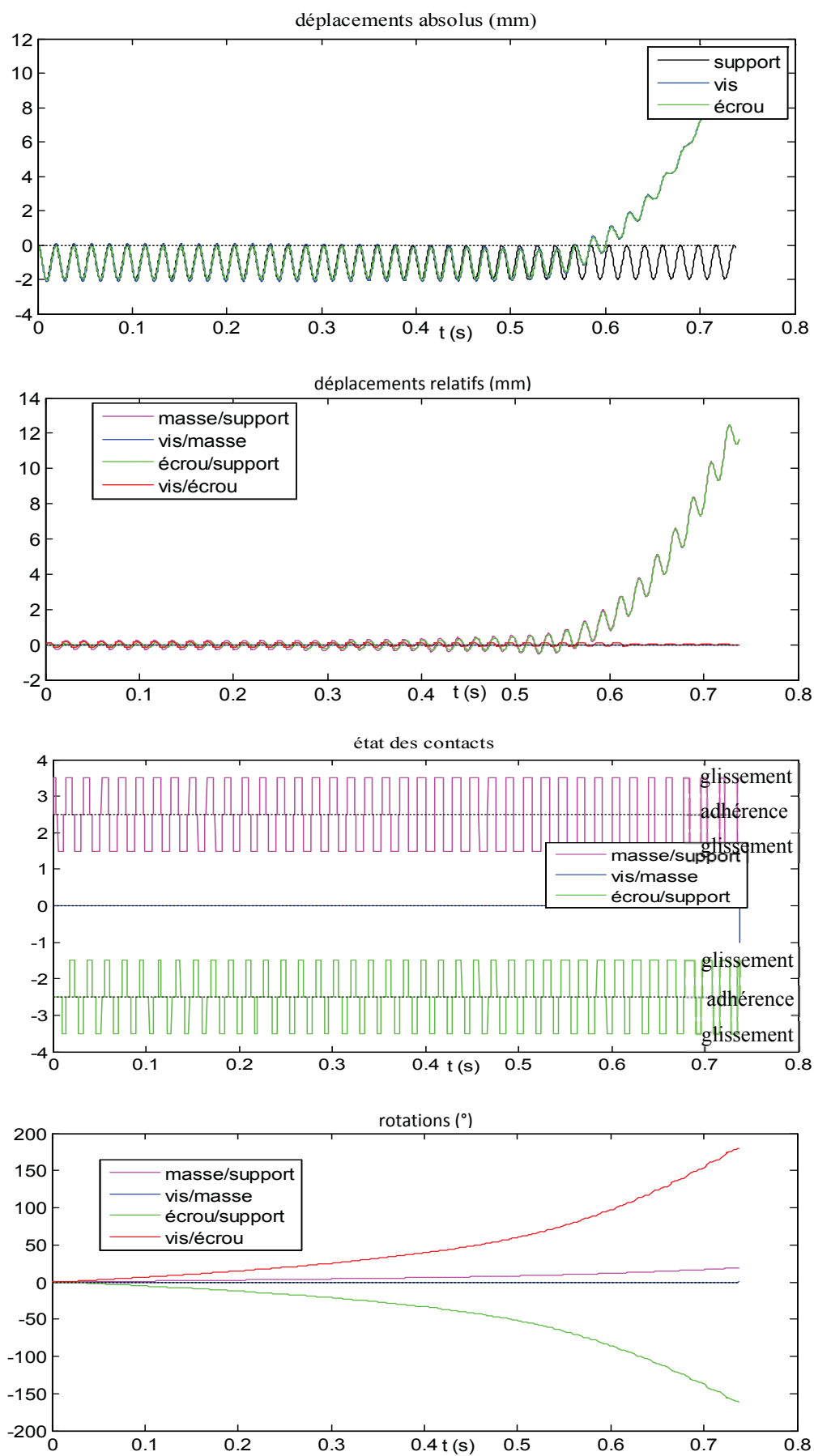


Figure 4.27. Résultats de la simulation unidimensionnelle sur 50 cycles

4. Bilan des modélisations simplifiées

4.1. Comparaison des performances

La principale raison qui a motivé le recours à une modélisation simplifiée était le gain espéré de temps de calcul. Il est donc nécessaire de vérifier si cet objectif est atteint. Nous présentons dans les tableaux suivants les performances (nombre d'éléments, temps de calcul, amplitude du dévissage) réalisées par les trois modèles que nous avons retenus :

- le modèle détaillé par éléments finis, dont le boulon est défini avec les détails géométriques du filetage, implémenté avec le logiciel Abaqus® et exécuté sur le super-calculateur EOS (mésocentre de calcul CALMIP) ;
- le modèle simplifié par éléments finis, semblable au précédent, mais dont le boulon est défini par un modèle solide avec connecteur, également implémenté avec le logiciel Abaqus® et exécuté sur super-calculateur EOS ;
- le modèle unidimensionnel, comportant des pièces rigides, dont le boulon est défini par une poutre avec glissement dévié, implémenté avec Matlab® et exécuté sur un poste de travail bureautique.

Le tableau 4.1 est relatif à la simulation de l'assemblage de deux plaques par un boulon, sollicité par 4 cycles du déplacement imposé sur sa plaque inférieure à la fréquence de 180 Hz. Le tableau 4.2 porte sur la simulation du montage d'essais à masse inertielle, sollicité par 4 cycles du déplacement imposé sur l'équerre support à la fréquence de 53 Hz.

Tableau 4.1 : Simulation de l'assemblage de 2 plaques par un boulon

	Nombre d'éléments	Temps de calcul	Dévissage
Modèle EF détaillé	66 208	24 840 s (7 h)	10 °
Modèle EF simplifié	21 388	1 249 s (21 min)	14 °
Modèle 1D	4 (4 DDL)	1 s	9 °

Tableau 4.2 : Simulation du montage d'essais à masse inertielle

	Nombre d'éléments	Temps de calcul	Dévissage
Modèle EF détaillé	134 939	61 113 s (17 h)	9 °
Modèle EF simplifié	71 113	21 819 s (6 h)	12 °
Modèle 1D	4 (6 DDL)	1,5 s	5 °

Les résultats sont semblables pour les deux montages qui sont simulés. Le modèle par éléments finis simplifié réduit de façon très importante le nombre d'éléments (d'un facteur 2 à 3) et le temps de calcul (d'un facteur 3 à 20) par rapport au modèle détaillé. Le modèle unidimensionnel est environ 1000 fois plus rapide d'exécution que le modèle par éléments finis simplifié, sur un ordinateur environ 1000 fois moins puissant. Les bénéfices, en termes de temps de calcul, sont donc spectaculaires.

Le dévissage calculé au bout de 4 cycles présente des disparités, avec pour les deux montages un dévissage plus fort avec le modèle par éléments finis simplifié, plus faible avec le modèle unidimensionnel. Nous avons vu cependant que, qualitativement, ces trois modèles présentent des comportements très voisins. Il est donc probablement possible de perfectionner et ajuster les modèles simplifiés de façon à améliorer leur précision et obtenir des résultats mieux groupés, en concordance avec des résultats expérimentaux. De plus, d'un point de vue pratique, le résultat recherché généralement n'est pas de connaître la rapidité du dévissage spontané, mais plutôt de prévoir si ce dévissage existe ou pas. Il ne paraît donc pas nécessaire d'atteindre une grande précision dans le calcul de la rapidité du dévissage.

4.2. Domaines d'application de ces modèles

Dans la première partie de ce chapitre, nous avons présenté quatre modélisations simplifiées par éléments finis d'un boulon : (a) modèle couplé, (b) modèle hybride, (c) modèle solide et (d) modèle solide avec connecteur.

Le modèle couplé (a), sans possibilité de glissement sous la tête de vis et sous l'écrou, est le plus simple et le moins précis. Nous avons vu que, tant qu'il n'y a pas de glissement dans ces

parties, ce modèle fournit des résultats voisins du modèle détaillé. En conséquence, nous pouvons le recommander pour la modélisation statique et dynamique, dans les seuls cas où le glissement du boulon n'est pas à craindre, chaque fois que le temps de modélisation et le temps de calcul sont plus critiques que la précision des résultats.

Les modèles hybride (b) et solide (c) décrivent le frottement dans les zones d'appui du boulon à l'aide de la loi de Coulomb, avec une meilleure précision pour le modèle solide. Ils sont tous deux adaptés à la détection et la simulation du glissement, sous tête ou sous écrou, mais au vu du faible coût supplémentaire (modélisation volumique de la tige de vis), nous préférons le modèle solide. Nous recommandons donc le modèle solide, pour la modélisation statique et dynamique, quand l'éventualité d'un glissement dans le boulon doit être prise en compte.

Le modèle solide avec connecteur (d) permet de prévoir et de quantifier le dévissage spontané, lié au glissement sous la tête de vis ou sous l'écrou. Dans la réalisation que nous avons décrite, le connecteur cinématique matérialise entre vis et écrou une liaison pivot, sans frottement. En conséquence, les résultats sont approchés, et ne concernent que le début du dévissage, où la variation de tension de la vis reste négligeable. Il semble relativement aisé de perfectionner ce modèle pour joindre vis et écrou par une liaison hélicoïdale, avec frottement, qui serait alors bien plus fidèle au comportement réel du filetage. On peut espérer simuler ainsi, avec une excellente précision, le comportement de l'assemblage, éventuellement jusqu'à la perte complète de tension de la vis.

Ces modèles simplifiés par éléments finis sont nettement plus avantageux, en termes de complexité et de temps de calcul, que le modèle détaillé. Cependant, ils restent encore lourds à mettre en œuvre et lents à exécuter.

Dans la deuxième partie de ce chapitre, nous avons présenté sous le nom de modèle unidimensionnel une approche radicalement simplifiée, à partir de pièces rigides et d'un boulon représenté par une poutre, avec du frottement dévié. Avec un temps de calcul énormément réduit par rapport aux modèles précédents, ce modèle décrit correctement le glissement et le dévissage spontané du boulon, jusqu'à la perte complète de tension de la vis. Il semble relativement aisé de le perfectionner, lui aussi, pour améliorer sa précision en ajoutant du frottement entre vis et écrou. Cependant, ce modèle ne prend pas en compte la répartition des déformations et des contraintes dans les pièces qui constituent l'assemblage. Pour cette raison, il ne peut se substituer à un modèle par éléments finis pour dimensionner ces pièces. Par contre,

il présente un intérêt pour étudier spécifiquement la problématique locale du dévissage spontané. Son efficacité se manifeste particulièrement dans les cas de calculs répétitifs qui apparaissent dans une étude d'optimisation ou une étude paramétrique : il permet alors, dans un bref temps de calcul, de comparer efficacement des solutions constructives ou des variantes, en prenant en compte le glissement dans l'assemblage et le dévissage spontané.

Conclusion générale et perspectives

Le dévissage spontané des assemblages boulonnés est l'un des problèmes liés à la fiabilité de ces assemblages, et les vibrations ainsi que les chocs sont les principaux facteurs qui y conduisent. De nombreux travaux ont été menés pour mieux comprendre ce phénomène et pour prévenir son apparition. Ils ont montré qu'il est difficile d'obtenir le dévissage spontané d'un assemblage convenablement vissé et dimensionné lorsqu'il n'est soumis qu'à des sollicitations axiales. Nous nous sommes donc intéressés à l'étude du dévissage des assemblages chargés transversalement.

Nous avons d'abord présenté une étude expérimentale. Nous avons développé un banc d'essai innovant, qui exploite l'inertie d'une masse en vibrations, et dans lequel l'assemblage est soumis à du frottement sec. Le dévissage spontané se produit lorsque cette masse glisse sur l'équerre qui la supporte, en entraînant la flexion de la vis jusqu'à ce qu'elle glisse sur ses appuis. Nous avons ainsi obtenu le dévissage spontané, par la rotation d'abord de la vis puis de l'écrou. Deux modèles de vis ont été étudiés. L'accélération nécessaire pour obtenir le dévissage spontané a été déterminée, pour différents niveaux de précontrainte et pour un montage à une et à deux fixations. La relation entre cette accélération et la tension initiale de la vis s'est révélée sensiblement linéaire.

En s'inspirant des travaux exposés dans la littérature, une étude par éléments finis a été développée dans le but de modéliser numériquement le phénomène du dévissage spontané. Un modèle tridimensionnel détaillé, incluant le filetage de la vis et de l'écrou, a été réalisé. L'introduction de la précontrainte a été effectuée moyennant un déplacement angulaire appliqué sur la tête de la vis. Ce modèle a mis en évidence le phénomène de dévissage, et les résultats obtenus ont pu être comparés avec ceux obtenus par les expérimentations. Nous expliquons l'écart entre ces résultats par le modèle de frottement simpliste adopté (modèle de Coulomb), avec un coefficient de frottement constant et un peu arbitraire. La résolution de ce modèle exige un temps de calcul important, qui peut être prohibitif dans certaines applications.

C'est pourquoi nous avons ensuite développé deux modèles simplifiés. Le modèle simplifié tridimensionnel par éléments finis remplace la liaison filetée par un connecteur cinématique, en lui adjoignant le couple induit par l'action de la tension de la vis sur le filetage. Ce modèle a permis de simuler le dévissage spontané, en réduisant d'un facteur 3 à 20 le temps de calcul. Les résultats approchent ceux du modèle détaillé, mais peuvent sans doute encore être améliorés. Un modèle unidimensionnel a aussi été élaboré. Il suppose des pièces rigides, à

l'exception de la vis, et il définit globalement un frottement dévié sur chaque surface de contact selon une loi de Coulomb. Le comportement dynamique est obtenu au moyen d'une intégration explicite. Ce modèle permet une réduction spectaculaire des temps de calcul, au prix d'une description grossière de la répartition des efforts dans les pièces. Cependant, il fournit dans les cas que nous avons étudiés une description qualitative du dévissage spontané, tout à fait semblable à celle obtenue par le modèle le plus détaillé. Les résultats quantitatifs diffèrent des précédents, dans la vitesse du dévissage obtenu. Là aussi, il semble possible d'améliorer ce modèle pour affiner la description du comportement réel, sans pour autant augmenter notablement les temps de calcul.

Les perspectives de ce travail seront :

- l'amélioration du montage d'essais ;

La capacité de notre montage d'essais est limitée entre autres par la disposition en porte-à-faux de la masse, qui engendre une flexion des vis et de l'équerre support. Il serait intéressant de disposer l'assemblage selon un double cisaillement des vis, pour minimiser ces phénomènes de flexion.

- la réalisation d'essais systématiques sur des montages comprenant plusieurs fixations ;

Plusieurs cas d'études tels que les montages à 2 fixations disposées verticalement, ou à 4 fixations, n'ont pas pu être étudiés faute de moyens d'essais dynamiques suffisamment performants. Avec des moyens plus puissants, ces expérimentations permettraient de rapprocher les études des cas réels, qui comportent presque toujours au moins trois ou quatre fixations.

- la fiabilisation des modèles de simulation.

Les trois modèles que nous avons développés présentent chacun un domaine d'intérêt :

- le modèle détaillé par éléments finis pour une étude locale et précise ;
- le modèle simplifié par éléments finis avec connecteur cinématique pour une étude plus rapide en prédimensionnement ;
- le modèle unidimensionnel pour des calculs itératifs en optimisation, en dynamique rapide ou pour des assemblages à nombreux boulons.

Pour être véritablement prédictifs, ils doivent être améliorés en précisant les conditions de frottement et en affinant la représentation du filetage pour les modèles simplifiés. Un

calage de ces modèles sur les résultats d'essais permettra d'en faire des outils efficaces au service d'essais virtuels.

Bibliographie

- [1] Alkatan F., "Modélisation des raideurs des assemblages par éléments filetés précontraints", Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse, 2005.
- [2] Aziz H., "Etude du dévissage spontané des assemblages boulonnés", Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse, 2003.
- [3] Bhattacharya A., Sen A., Das S., "An investigation on the anti-loosening characteristics of threaded fasteners under vibratory conditions", *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 45, 2010, pp. 1215-1225, DOI:10.1016/j.mechmachtheory.2008.08.004.
- [4] Bickford J.H., "Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints, Fourth Edition Non-Gasketed Joints", Marcel Dekker 270 Madison Avenue New York, 2007, 564 Pages.
- [5] Dassault Systemes Simulia, ABAQUS Software version 6.11 User's Manual, section 29.2, 2011.
- [6] Delcher C., "Synthèse des études sur l'indesserrabilité", Centre Technique des Industries Mécanique (Cetim), pp. 1-20.
- [7] Delcher C., "Etude des phénomènes de dévissage spontané dans les assemblages vissés", Colloque Supméca-les Assemblages Mécaniques, 2015, pp1-12
- [8] Dinger G., Friedrich C., "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.
- [9] Dong Y., Hess D.P., "Shock induced loosening of dimensionally non conforming threaded fasteners", *Journal of Sound and vibration*, Vol. 231, 2000, pp. 351 – 359.
- [10] ECSS-E-HB-32-23A, "Space engineering Threaded fasteners handbook", European corporation for space standardization, 2010, 236 pages.
- [11] Fisher J., Struik J.H.A., "Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints", American Institute of Steel Construction, 1974.

- [12] Goodier J.N., Sweeney R.J., "Loosening by vibration of threaded fastenings", *Mechanical Engineering*, Vol. 67, 1945, pp. 798- 802.
- [13] Guillot J., "Calcul des assemblages vissés : Assemblages de pièces planes de Faibles épaisseurs. Partie 1", *Techniques de l'Ingénieur*, 2010, pp.1-20.
- [14] Healey P., "Instrumentation principles for optical time domain reflectometry. *Journal of Physics E: Scientific Instruments*", Vol. 19, 1986, pp.334-341.
- [15] Hess D.P., "Vibration and shock induced loosening. Dans l'ouvrage: J. H. Bickford et S. Nassar", *Handbook of bolts and bolted joints*. Marcel Dekker, New York 1998, pp. 757-824.
- [16] Hess D.P., Davis K., "Threaded components under axial harmonic vibration, Part 1: Experiments", *Journal of vibration and acoustics*, Vol. 118, 1996, pp. 417-422.
- [17] Hess D.P., Sudhirkashyap S.V., "Dynamic loosening and tightening of a single bolt assembly", *Journal of vibration and acoustics*, Vol. 119, 1997, pp. 311-316.
- [18] Hilber H.M., Hughes T.J.R., "Dissipation and 'overshoot' for time integration schemes in structural dynamics", *Earthquake Eng. Struct. Dyn.*, Vol. 6(1), 1978, pp. 99-117, doi: 10.1002/eqe.4290060111.
- [19] Izumi S., Yokoyama T., Kimura M., Sakai S., "Loosening-resistance evaluation of double-nut tightening method and spring washer by three-dimensional finite element analysis", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 16, 2009, pp. 1510-1519.
- [20] Izumi S., Kimura M., Sakai S., "Small loosening of bolt-nut fastener due to micro bearing-surface slip: a finite element method study", *Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering*, Vol.1, 2007, pp. 1374-1384.
- [21] Izumi S., Yokoyama T., Iwasaki A., Sakai S., "Three-dimensional finite element analysis of tightening and loosening mechanism of threaded fastener", *Engineering Failure Analysis*, Vol.12, 2005, pp. 604-615.
- [22] Jiang Y., Zhang M., Park T.W., Lee C.H., "An Experimental Investigation on Frictional Properties of Bolted Joints", *ASME 2002 Pressure Vessel and Piping Conference*, Vol. 433, 2002, pp. 59-66.

- [23] Jiang X., Zhub Y., Honga J., Chenc X., Zhang Y., "Investigation into the loosening mechanism of bolt in curvic coupling subjected to transverse loading", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 32, 2013, pp. 360-373.
- [24] Junker G.H., "New Criteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration", *SAE Transactions*, Vol. 78, 1969, pp. 314-335.
- [25] Kasei S., Matsuoka H., "Considerations of thread loosening by transverse impacts", *American Society of Mechanical Engineers Pressure vessels and Piping Division*, Vol. 367, 1998, pp.117-123.
- [26] Karnopp D., "Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic systems", *ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, Vol. 107, 1985, pp. 100-103, doi:10.1115/1.3140698.
- [27] Kasei S., "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, 2007, pp. 358-367.
- [28] Kimura M, Izumi S, Sakai S., "Tightening and self-loosening behavior of double-nut tightening system by three-dimensional finite element method", *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 72, 2006, pp.967-973.
- [29] Koch D., Friedrich C., Dinger G., "Simulation of rotational self-loosening of bolted joints", *NAFEMS seminar: Simulation of connections and joints in structures*, 2010.
- [30] MIL-STD-1312-7A, "Fastner Test Methods-Method 7: Vibration", *United States Department of Defense Military Standard*: Washington DC, 1984.
- [31] Montgomery J., "Methods for modeling bolts in the bolted joint", *ANSYS world Users Conference*, 2002.
- [32] Nassar S.A., Housari B.A., "Effect of Thread Pitch and Initial Tension on the Self-Loosening of Threaded Fasteners", *Transactions of the ASME*, Vol.128, 2006, pp. 590-598.
- [33] Nassar S.A., Yang X., "A Mathematical Model for Vibration-Induced Loosening of Preloaded Threaded Fasteners", *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 131, 2009, pp. 1-13.

- [34] NASA NSTS 08307, "Space Shuttle Criteria for Preloaded Bolts", 1988.
- [35] NASM 1312-7, "Fastener test methods, method 7, vibration", Washington D.C, 2012, 5pages.
- [36] Newmark N.M., "A method of computation for structural dynamics", J. Eng Mech. Div., ASCE, Vol. 85(EM3), 1959, pp. 67-94.
- [37] NF EN ISO 898-1, "Caractéristiques mécaniques des éléments de fixation en acier au carbone et en acier allié - Partie 1 : vis, goujons et tiges filetées de classes de qualité spécifiées - Filetages à pas gros et filetages à pas fin", AFNOR, 2013, pp. 1-69, ISSN 0335-3931
- [38] Nishimura N., Murase K., Hattori T., Watanabe T., "Loosening Evaluation of Bolt-Nut Fastener Under Transverse Cyclic Loading", engineering Transactions, Vol. 61(2), 2013, pp. 151-160, ISSN: 0867-888X.
- [39] Pai N.G., Hess D.P, "Experimental Study of Loosening of Threaded Fasteners Due To Dynamic Shear Loads", Journal of Sound and Vibration, Vol. 253, 2002, pp.585-602. doi:10.1006/jsvi.2001.4006.
- [40] Pai N.G., Hess D.P, "Three-dimensional finite element analysis of threaded fastener loosening due to dynamic shear load", Engineering Failure Analysis, Vol. 9, 2002, pp. 383-402.
- [41] Paredes M. et Daidié A., "Modélisation Des Systèmes Mécaniques", Institut National des Sciences Appliquées, 2010, pp.1-162.
- [42] Peyret N., "Dissipation de l'énergie mécanique dans les assemblages : effet du frottement en sollicitation dynamique", Thèse de doctorat, Université PARIS-EST, 2012.
- [43] Rashquinha I.A., Hess D.P., "Modelling Nonlinear Dynamics of Bolted Assemblies", Applied Mathematical Modelling, Vol. 21, 1997, pp.801-809.
- [44] Sakai T., "Investigations of bolt loosening mechanisms: 1st Report On bolts of transversely loaded joints", Bulletin of JSME, Vol. 21, 1978, pp.1385-1390.
- [45] Saranik M., "Conception parasismique de bâtiments à base d'assemblages boulonnées", Thèse de doctorat, Ecole centrale de Lyon, 2011.

- [46] Shin H.J., Lee R.J., Park C.Y., "A novel fiber optic bolt loosening monitoring sensor system for aircraft bolt joints", *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 25, 2014, pp.646-653, doi: 10.1177/1045389X13493362.
- [47] Sun J.S., Lee K.H., Lee H.P., "Comparison of implicit and explicit finite element methods for dynamic problems", *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 105(1-2), 2000, pp. 110-118, doi: 10.1016/S0924-0136(00)00580-X.
- [48] Thong D.h., "Rupture et endommagement d'un assemblage boulonné : approche expérimentale et simulation numérique", Thèse de doctorat, Université de Lille, 2003.
- [49] Tollet B. et Leroy E., "Comportement des traitements de surface lors du serrage et après serrage", *Centre Technique des Industries Mécanique (Cetim)*, 2014, pp. 1-64.
- [50] Yang X., Nassar S.A., Wu Z., "Criterion for preventing self-loosening of preloaded cap screws under transverse cyclic excitation", *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol.133, 2011, pp. 1-11.
- [51] Yang X., Nassar S., "Analytical and experimental investigation of self-loosening of preloaded cap screw fasteners", *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol.133, 2011, pp. 1-8.
- [52] Yokoyama T., Olsson M., Izumi S., Sakai S., "Investigation into the Self-Loosening Behavior of Bolted Joint Subjected to Rotational Loading", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 23, 2012, pp.35-43, doi:10.1016/j.engfailanal.2012.01.010.
- [53] Youde X., "Formulaire de mécanique : pièces de constructions", ISBN : 978-2-212-12045-5, 2007, 488 pages.
- [54] Zhang M., Jiang Y., Lee C.H., "Finite Element Modeling of Self-Loosening of Bolted Joints", *Transactions of the ASME*, Vol.129, 2007, pp. 218-226.
- [55] Zaki A.M., Nassar S.A., Yang X., "Angle and thread pitch on the self-loosening performance of preloaded countersunk-head bolts", *Journal of pressure vessel*, Vol.134, 2012, pp. 1-8, doi: 10.1115/1.4005058.

Résumé

Cette thèse porte sur l'étude du dévissage spontané d'assemblages vissés, sous sollicitations dynamiques transversales. Un travail expérimental et numérique a été réalisé pour caractériser ce phénomène, dans des conditions proches de celles des assemblages réels. Une expérimentation a permis de provoquer le dévissage d'un boulon, en soumettant l'assemblage à des vibrations transversales par rapport à l'axe de la vis. Les effets de la précharge, du traitement de surface et de la disposition des vis ont été explorés. Ces résultats ont été confrontés avec ceux obtenus par un modèle numérique détaillé utilisant la méthode des éléments finis. Cependant, en raison de la complexité de la géométrie et des difficultés de modélisation à l'échelle locale, le temps de calcul est très important et peut être prohibitif pour une étude industrielle. Afin de remédier à cette difficulté, des modèles simplifiés ont été développés, l'un avec une approche par éléments finis associés à un connecteur cinématique, et l'autre par modélisation unidimensionnelle. Ces modèles simplifiés reproduisent correctement le phénomène du dévissage spontané et confirment leur efficacité en gain de temps de calcul.

Mots clés : assemblage boulonné, dévissage spontané, sollicitation transversale, modèle par éléments finis, simulation unidimensionnelle, vibrations.

Abstract

This thesis focuses on the study of the self-loosening of bolted joints under transverse dynamic loads. Experimental and numerical work was carried out in order to reveal this phenomenon under conditions close to those of actual assemblies. An experiment allowed the loosening of a bolt to be caused by subjecting the assembly to transverse vibration with respect to the axis of the screw. Effects of preload, surface treatment and disposal of the screws were explored. These results were compared with those obtained by a detailed numerical model using the finite element method. However, due to the complexity of the geometry and modeling challenges at the local level, the computation time was very long and may be prohibitive for an industrial study. To remedy this problem, two simplified models were developed, one with a finite element approach associated with a kinematic connector, and one by unidimensional modeling. These simplified models correctly reproduce the self-loosening phenomenon and confirm their efficiency in terms of computation time.

Keywords: bolted joint, self-loosening, transverse load, finite element model, 1D simulation, vibration.

