HAL
open science

Développement d'une nouvelle méthode de serrage intelligente pour le contrôle des assemblages boulonnés

Simon Dols

To cite this version:

Simon Dols. Développement d'une nouvelle méthode de serrage intelligente pour le contrôle des assemblages boulonnés. Mécanique des matériaux [physics.class-ph]. INSA de Toulouse, 2016. Français. NNT : 2016ISAT0038 . tel-02083610

HAL Id: tel-02083610

https://theses.hal.science/tel-02083610

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.

Université Fédérale
Toulouse Midi-Pyrénées

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)*
Discipline ou spécialité : *Génie mécanique, mécanique des matériaux*

Présentée par Simon DOLS

Soutenue le 28/09/2016

Titre :

Développement d'une nouvelle méthode de serrage intelligente pour le contrôle des assemblages boulonnés

---

JURY

Mme Katia MOCELLIN HDR, professeur aux Mines Paristech, Sophia Antipolis, Rapporteur
Mr Eric FLORENTIN HDR, professeur à l'INSA Centre Val de Loire, Rapporteur
Mr Pierre-Alain BOUCARD HDR, professeur à l'ENS Cachan, Examinateur
Mme Patricia MORGUE Ingénieure de recherche Airbus, Examinateur

---

Ecole doctorale : *MEGEP*

Unité de recherche : *Institut Clément Ader (ICA) / UMR CNRS 5312*

Directeur(s) de Thèse :

M. Manuel PAREDES HDR, professeur à l'INSA de Toulouse, Directeur de thèse

Remerciements

«Et toi, tu fais quoi ? - Je fais une thèse sur le serrage de boulons. – Ah… sérieusement ?….»
Et oui, trois ans à serrer des vis, mais ça y est, l'aventure est finie. Il ne me reste plus que le dernier rituel pour boucler la boucle : les remerciements.
Je voudrais commencer par monsieur Pierre Alain Boucard qui a accepté de présider le jury de thèse. Les rapporteurs de ce travail Katia Mocellin et Eric Florentin pour le temps qu'ils ont consacré à la relecture du manuscrit et pour leurs remarques sur mon travail.
Je remercie maintenant mes encadrants de thèse, Manuel Paredes et Patricia Morgue. Merci pour m'avoir fait confiance lors du lancement de la thèse. Puis pour m'avoir accompagné, chacun a votre façon, durant ces trois années. Patricia pour la vie quotidienne, l'intégration au sein d'Airbus et le partage du bureau ! Manuel pour les conseils scientifiques et l'encadrement lors de la préparation des conférences, des articles et des essais. Ce trio complémentaire a plutôt bien fonctionné.
Un grand merci à l'ensemble des personnels de l'ICA, qui m'ont peu vu sur la fin il est vrai. Mention spéciale à Nicolas Laurien pour avoir réussi à répondre à toutes mes demandes les plus saugrenues. Je souhaite au passage remercier les professeurs, ceux de l'université qui m'ont donné le gout pour la recherche. Ceux de l'institut, notamment Alain Daidié pour son expertise sur les assemblages et Bruno Castanié, sans qui je n'aurai certainement pas continué sur la voie de la recherche.
Merci aux anciens thésards qui ont défriché la voie : Lubar, Teddy, Thomas, Julien, Amine, Franfranfrançois, Luis, Charles, Taha et Christophe, gestionnaire de la plus belle salle de concert de Toulouse. Bon courages pour les nouveaux, qui vont encore suer quelque temps : Flo, Jerome, Scott, Flo (l'autre), Vincent et tous les autres !
Un grand merci aux Airbusiens qui m'ont accueilli pendant ces trois ans. Cris tout d'abord et toute l'équipe ESCRNM ! Bien sûr je dois remercier tout le premier étage du D46 ! En essayant de n'oublier personne : Bénédicte (la chef), Yannick, Les Philipes, Damien, Agnès, Olivier, Jacqueline, Sacha, Sylvie, Camille, Jean Pierre, Denis, Javier, Vincent, Sylvain, Les Alexandres, François, Remi, Mathieu, Ruby (et bim), Sébastien, Daniel, Emilie, Maxime, Chantal, Romain, Sébastien, Jonathan, Odile, Julien, Dominique, Emmanuel, Jean-Michel, Valentina, Crisanta, Manuel, Gérôme, Michel, Benoit, Wolfgang, Sandrine, Carla, Simon, James, Sylvain, Franck… A quand le prochain after work ?
Egalement l'équipe M et P et toutes les personnes du D41 que j'ai croisé lors des manips au labo. Finalement Jean Luc Martres et Jacques Bourriquet pour les échanges et le prêt du matériel nécessaire aux essais.
Enfin les amis Toulousiano Aveyronnais qui ont supporté sans broncher ces trois années de thèse !
Dr Victor Achard, compagnon de route… et dire que tu ne voulais pas faire de thèse !
Un grand pardon aux personnes que j'ai pu oublier.
Un grand merci à Rachel et Lydie qui ont fait d'un tas de mots, une thèse en français.
Et bien sûr, merci à ma famille, qui m'a toujours supporté, durant ces longues études.

“En essayant continuellement on finit par réussir.

Donc : plus ça rate, plus on a de chance que ça marche.”

Proverbe Shadok

Table des matières

Table des matières 1

Introduction 3

Chapitre 1 Présentation générale et étude bibliographique 7

1. Présentation des assemblages aéronautiques 9
2. Généralités sur les assemblages boulonnés 11
3. Présentation des techniques de serrages 24
4. Défauts dans les assemblages 30
5. Contrôle du contact entre surfaces 39
6. Conclusion de l'étude bibliographique 41

Chapitre 2 Méthode et Modélisation 43

Introduction 44

Nomenclature 44

1. Présentation de la méthode de serrage intelligent proposée 46
2. Présentation de l'algorithme de traitement des données couple/angle 47
3. Création d'un modèle analytique 49
4. Modélisation éléments finis 54
5. Développement d'un modèle d'écrou autofreiné sous Abaqus 69
6. Conclusion 74

Chapitre 3 Première campagne d'essais 75

Introduction 76

1. Essais préliminaires : mesure expérimentale des coefficients de frottements 78
2. Essais sur les fixations de diamètre 5,56 mm 80
3. Essais sur les fixations de diamètre 25,4 mm 105
4. Serrage dans les filets imparfaits 106
5. Essais sur fixations temporaires 109
6. Seconde campagne d'essais sur fixations temporaires 111
7. Banc d'essai représentatif d'un assemblage réel 114
8. Bilan de la première campagne d'essais 116

Chapitre 4 Seconde campagne d'essais 117

Introduction 118

1. Création d'un système de mesure du couple de réaction 120
2. Mesure de la prétension 129
3. Conception du prototype 140

4. Calibration et premiers résultats 141
5. Concept d'utilisation : optimisation de la prétension 144
6. Conclusion seconde campagne d'essais 148
Chapitre 5 Conclusion et Perspectives *149*
Travaux cités *153*
Table des figures *157*
Annexes *163*
Annexe 1 : Evaluation de l'influence de la vitesse de serrage 163
Annexe 2 : Instrumentation des fixations de diamètre 6,35 mm 165
Annexe 3 : Conception du prototype 167
Abstract *175*

Introduction

Le 4 avril 2005, un Mirage 2000 de l'armée de l'air décolle de la base d'Istres - Le Tubé pour un vol d'essai. Après une trentaine de secondes, le pilote signale un problème moteur qui, une minute plus tard, conduira à l'éjection de l'équipage à la suite d'une perte totale de la poussée. L'appareil s'écrase dans le secteur de la base. Le rapport public d'enquête technique réalisé par le Bureau enquêtes accidents défense air montre que cette perte de poussée est due à un endommagement de la turbine en raison d'une rupture d'un support abradable. Ce support a été fretté en biais, entraînant un jeu entre les pièces. Ce jeu a, à son tour, impliqué des défauts de perçages sous la forme de bavures et d'un copeau (Figure Intro-1-1). Le copeau aura pour effet de maintenir le jeu ouvert tandis que la bavure (ou bourrelet sur la figure) suscite la formation d'un défaut de forme sur le rivet lors de la pose. Ce défaut constitue une zone de concentration de contraintes, occasionnant une rupture de rivet bien avant la visite de maintenance programmée. Ce défaut était présent sur l'ensemble des rivets maintenant le support. Leur rupture prématurée a donc provoqué la séparation du support qui a été absorbé par la turbine.

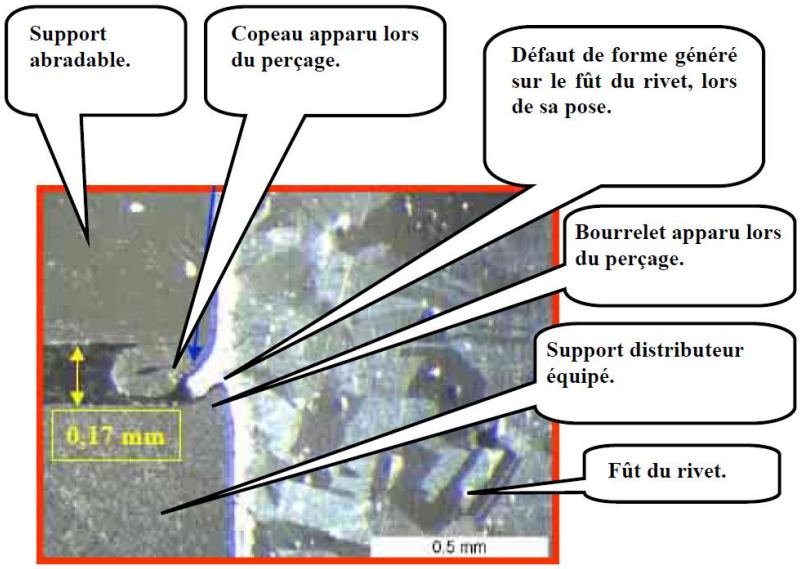


Figure Intro-1-1 Défauts dans un assemblage riveté

Cet exemple montre que, malgré toutes les précautions prises lors du montage de pièces aéronautiques, la présence d'un jeu lors du perçage peut entraîner des défauts qui vont dégrader les performances des assemblages et conduire à leur ruine.
Ce qui est valable pour les rivets l'est également pour des fixations filetées, où le contact entre les pièces joue un rôle prépondérant dans la durée de vie en fatigue des assemblages.

Dans le but de faire face à l'augmentation des cadences de production, les industriels sont à la recherche de nouveaux procédés, certains utilisés actuellement n'ayant que peu évolué depuis la seconde guerre mondiale. Ainsi, dans le milieu aéronautique, afin de garantir la qualité des assemblages, le processus actuel comprend le démontage des pièces après les perçages pour contrôler les interfaces, et l'utilisation de jauges de contrôle pour vérifier que l'installation des fixations soit correcte.
Or ces étapes s'avèrent relativement chronophages et pourraient être optimisées en utilisant les moyens modernes de serrage que les visseuses instrumentées constituent.

Ces travaux de thèse s'inscrivent donc dans cette démarche en proposant une méthode de contrôle des assemblages boulonnés, apportant de la valeur ajoutée à l'étape incontournable du serrage des fixations filetées.

- Organisation du rapport de thèse

Le premier chapitre présente les différents types d'assemblages et leurs modes de fonctionnement, ainsi que les principaux défauts rencontrés sur les assemblages. L'analyse des techniques de serrages actuellement utilisées dans l'industrie va exposer les limites de ces méthodes car aucune de celles-ci ne permet d'assurer le contact entre les pièces et de détecter les défauts, tout en ayant une bonne précision vis-à-vis de la prétension installée dans l'assemblage.

Pour pallier ces lacunes, une nouvelle méthode de serrage basée sur l'analyse des courbes de serrage couple/angle est présentée dans le second chapitre. Cette méthode repose sur l'analyse des différents changements de pentes observables sur les courbes et qui vont permettre de la découper en différents segments, traités indépendamment.
La suite du second chapitre est consacrée à la présentation des modèles analytiques et éléments finis, modélisant le serrage. Le modèle analytique issu de la littérature sert de base pour évaluer les performances du modèle éléments finis dans un premier temps, puis pour évaluer les frottements lors des essais. Le modèle éléments finis permet de simuler le freinage et d'introduire des défauts dans l'assemblage. Il constitue ainsi une aide à l'interprétation des résultats d'essais.

Le troisième chapitre est consacré à la validation de ces modèles en utilisant des essais de référence sur des fixations de petits diamètres. Viennent ensuite des essais avec défauts, visant à établir lesquels sont potentiellement détectables par la méthode et, ainsi, commencer à définir un champ d'application. Parmi ces défauts, le premier étudié concerne la fermeture des jeux et la détection de l'accostage entre les pièces, condition essentielle pour garantir la qualité du serrage. La fermeture des jeux doit être garantie dès la phase de mise en contact des pièces afin d'éviter l'occurrence de défauts comme ceux apparus lors de l'assemblage du Mirage, puis lors du serrage final pour assurer une bonne transmission des efforts dans l'assemblage. Les autres défauts étudiés concernent principalement la qualité du perçage, avec présence de bavures, de copeaux ou l'absence de chanfrein sous tête. Un dernier type de défaut particulier étudié ici concerne le serrage dans les filets imparfaits de la vis, en vue de simplifier une phase de contrôle post-serrage.
Cette série d'essais va laisser apparaître les premières limitations de la méthode. Bien souvent, pour pouvoir dissocier les défauts d'un cas sain, une courbe de référence est en effet nécessaire. De plus, l'identification des jeux dépend de la rigidité des plaques et dans le cas de plaques fines, celle-ci s'avère insuffisante pour obtenir une mesure. Une amélioration doit donc être apportée à la méthode initialement proposée.

Cette amélioration est présentée dans le quatrième chapitre et consiste à mesurer, en plus du couple de serrage, le couple de réaction passant par l'immobilisateur qui maintient la vis en position. Cette information supplémentaire va permettre de dissocier les cas de fermeture de jeux et les cas avec défauts plus critiques.
La suite de ce chapitre est consacrée à l'instrumentation des vis pour permettre la mesure de la prétension lors du serrage.

La technologie retenue est l'instrumentation à cœur de la vis en utilisant des jauges de déformation. Afin de bien positionner celle-ci, des simulations sont réalisées et les résultats sont présentés.
La fin du quatrième chapitre est consacrée à la conception et aux essais d'un prototype regroupant deux mesures de couples pour plus de performances. Le fait de concevoir intégralement un prototype permet également de concevoir la partie commande et de tester ainsi de nouveaux concepts d'emplois et de nouvelles consignes. Ainsi, tous les résultats concernant la maîtrise du serrage, comme la valeur du freinage ou des coefficients de frottements, sont exploités dans une dernière partie visant à limiter la dispersion sur la prétension installée dans un assemblage.

Un dernier chapitre de conclusion reprend les différents résultats abordés dans l'étude et présente les perspectives envisagées afin d'améliorer et de déployer la méthode de serrage proposée dans cette étude.

Chapitre 1 Présentation générale et étude bibliographique

Ce chapitre présente une étude bibliographique sur les assemblages boulonnés et les principaux défauts pouvant les affecter. Après une introduction rapide et générale sur l'assemblage dans le domaine aéronautique, les assemblages boulonnés sont présentés. Deux types d'assemblages sont évoqués avec les différentes techniques de modélisations analytiques et éléments finis associées. Puis, les techniques de serrages usuelles sont présentées. Les assemblages sont le lieu de différents types de défauts mis en lumière en quatrième partie, avant de conclure avec les techniques de contrôle du contact entre les pièces.
Enfin, il apparaît que les techniques de contrôle ne sont pas compatibles avec le contexte dans lequel a été réalisée cette étude. Une nouvelle méthode de serrage est donc présentée, ainsi que l'algorithme permettant de la mettre en œuvre.

CONTENU

1. Présentation des assemblages aéronautiques ____ *9*

2. Généralités sur les assemblages boulonnés ____ *11*

2.1 Assemblage en traction ____ **12**

2.2 Assemblage en cisaillement ____ **14**

2.3 Synthèse du comportement des deux types d'assemblages ____ **18**

2.4 Modélisation analytique des assemblages ____ **18**

2.5 Modélisation éléments finis des assemblages ____ **18**

2.5.1 Modèles 1D ____ 18
2.5.2 Modèles 2D ____ 20
2.5.3 Modèles 3D ____ 21
2.5.4 Conclusion sur la modèlisation éléments finis ____ 23

3. Présentation des techniques de serrages ____ *24*

4. Défauts dans les assemblages ____ *30*

4.1 Défauts liés au perçage ____ **30**

4.2 Défauts géométriques de structures ____ **34**

4.3 Problématique du contact entre surfaces réelles ____ **37**

4.3.1 Défauts des surfaces ____ 37
4.3.2 Généralités sur le contact entre surfaces ____ 37

4.4 Bilan des défauts dans les assemblages ____ **38**

5. Contrôle du contact entre surfaces ____ *39*

6. Conclusion de l'étude bibliographique ____ *41*

1. Présentation des assemblages aéronautiques

Traditionnellement, l'assemblage de sous-structures aéronautiques se fait via la pose de rivets ou de boulons en grand nombre, peu de pièces étant réalisées par soudage et le collage structurel n'étant en général pas utilisé dans le domaine aéronautique. Il existe une grande variété de fixations utilisées sur les chaînes de productions : fixations permanentes ou démontables, serties ou filetées, aveugles ou nécessitant deux accès, en aluminium titane ou inconel (Figure 1.1-1)…

Figure 1.1-1 Exemple de fixations utilisées en aéronautique (source Airbus)

Le processus d'installation des fixations avec « dégroupage » est présenté dans le tableau ci-dessous (Figure 1.1-2) pour la pose de rivets. Le terme dégroupage (ou encore avec éclatement) indique que les pièces à assembler sont successivement mises en contact en utilisant des fixations temporaires pour la phase de perçage, puis démontées afin de procéder au contrôle des interfaces, à l'ébavurage et à la pose de mastic, avant la mise en place des fixations définitives. Le processus de pose des fixations filetées démontables sur lesquelles se concentre notre étude est identique.

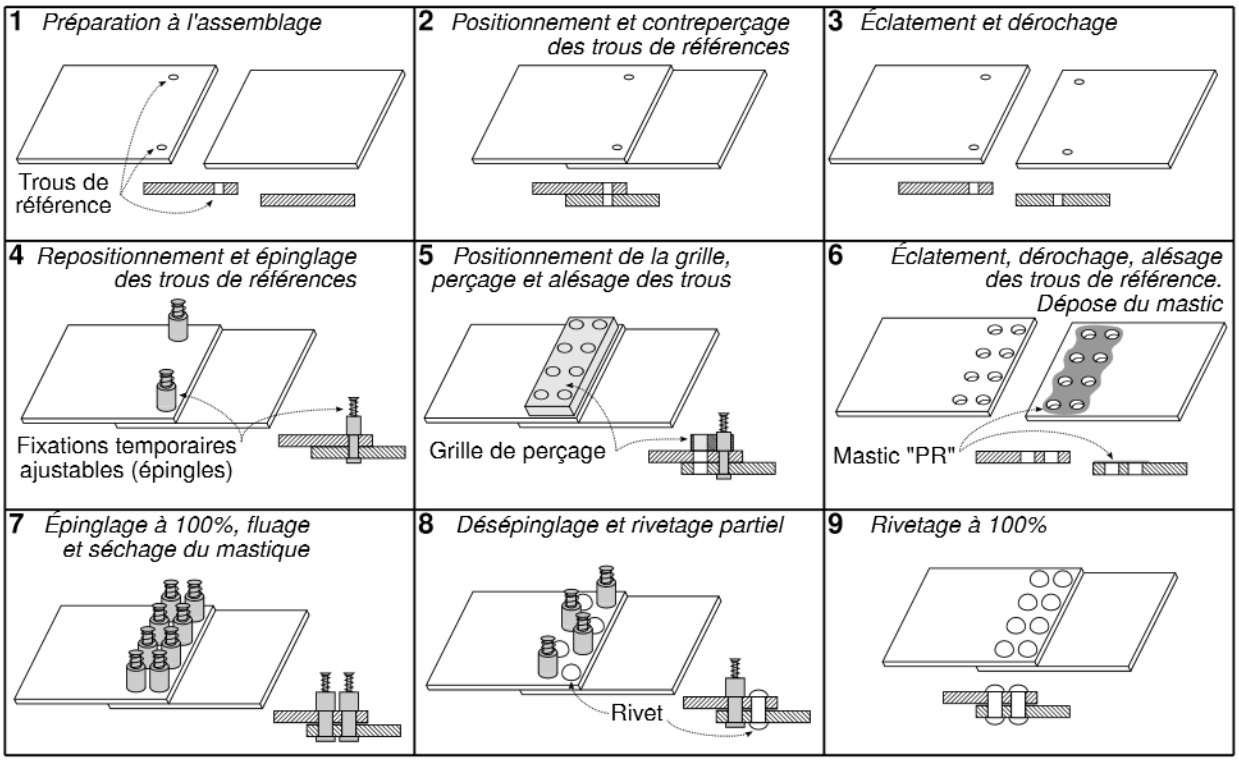


Figure 1.1-2 Processus d'assemblage avec dégroupage [STR13]

Lors de la fabrication des pièces, des trous de référence sont placés précisément sur l'une des pièces à assembler.

Ces trous sont ensuite contrepercés pour pouvoir recevoir des épingles sur lesquelles seront fixées les grilles de perçage (étapes 1 à 3). Le fait de percer directement les trous sur la pièce inférieure permet de garantir un bon alignement des trous de référence ; les pièces venant souvent de sites ou de fournisseurs différents, un assemblage « mécano » (où les trous seraient déjà percés) serait difficile à mettre en place. Puis les fixations temporaires maintenant la grille de perçage sont placées (étape 4).
Une fois la grille correctement positionnée, l'opérateur perce les trous de façon semi-automatique, la machine étant fixée sur la grille (Figure 1.1-3). Puis les pièces sont séparées, nettoyées, ébavurées, etc., afin de les préparer pour l'assemblage final (étapes 5 et 6). Les pièces sont alors assemblées par des fixations temporaires (étape 7) afin de garantir la mise en position, le temps que le mastic flue de manière uniforme à l'interface, puis qu'il polymérise (Figure 1.1-4). Une fois le mastic sec, on peut alors enlever des épingles et les remplacer par les fixations définitives.

Figure 1.1-3 Machine de perçage semi-automatique posée sur une grille de perçage

Dans certains cas, le fluage et la polymérisation du mastic peuvent se faire en même temps que la pose des fixations définitives afin de gagner du temps. Le serrage des fixations peut donc avoir lieu, avec entre les pièces, du mastic frais ou polymérisé.
La pose des fixations définitives se déroule ensuite de manière séquentielle avec un retrait partiel des fixations temporaires comme indiqué dans le tableau (étapes 8 et 9).
Cette description est la plus complète mais, suivant les types d'assemblages, il existe de nombreuses variations (notamment sur les taux d'épinglage).

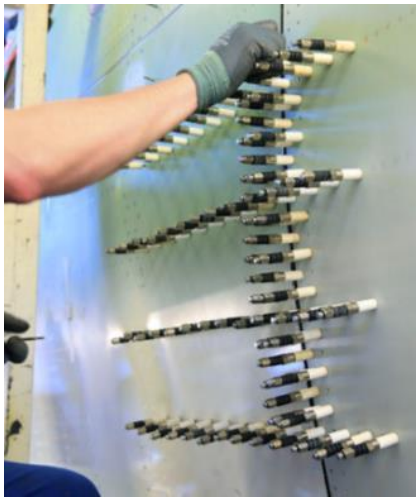


Figure 1.1-4 Pose du mastic d'interposition et des fixations temporaires

Le démontage, l'ébavurage et le contrôle des alésages garantissent une très bonne qualité des assemblages. Malheureusement, l'exemple montré dans le chapitre d'introduction prouve que malgré ces précautions, des incidents liés aux non-qualités peuvent survenir.
De plus, la manipulation de pièces de grande taille étant coûteuse, les assemblages tendent à être réalisés sans dégroupage des pièces. La pose des fixations définitives se fait alors directement après le perçage sans démonter les pièces et donc sans contrôle ni nettoyage de l'interface.
Il est donc très intéressant de développer un moyen de contrôle de l'interface sans démontage lors de la pose des fixations afin de déployer plus facilement ce type de processus.
Dans le but de bien comprendre l'impact des défauts sur la tenue des assemblages, il est nécessaire de savoir comment ceux-ci se comportent durant leur vie en service. Après une présentation des types d'assemblages rencontrés dans l'industrie, leur comportement ainsi que les différents modèles associés au calcul des assemblages sont abordés. Puis les techniques usuelles de serrages sont présentées avec pour chacune leurs avantages et inconvénients. Suivent ensuite les différents types de défauts pouvant survenir dans les assemblages avec comme particularité du monde aéronautique des pièces de grandes dimensions relativement fines, soumises aux ondulations et autres défauts de formes. Enfin, nous présentons les différentes techniques de contrôle des interfaces entre les pièces, lieux de nombreux défauts et zones les plus difficiles à contrôler sans démonter l'assemblage.

2. Généralités sur les assemblages boulonnés

La fonction principale d'un assemblage boulonné est de transmettre des efforts entre des pièces, en utilisant une force appelée prétension, générée lors du serrage. La prétension – ou force de serrage, ou encore précharge – est la force créée par le contact entre les filets de la vis et de l'écrou lorsqu'ils sont soumis à une rotation relative de l'un des éléments par rapport à l'autre. La direction de l'effort à transmettre permet de classer les assemblages boulonnés en deux grandes familles : soit la direction de l'effort suit l'axe de la vis : l'assemblage travaillant en traction ; soit la direction est perpendiculaire à l'axe de la vis : l'assemblage travaillant en cisaillement (Figure 1.2-1). Dès lors, le mode de transmission de l'effort ainsi que le rôle de la prétension ne sont pas les mêmes pour les deux familles. Dans le cas des assemblages de traction, la prétension a un effet bénéfique sur la tenue en fatigue de l'assemblage. Dans le cas des assemblages de cisaillement, de nombreux phénomènes entrent en jeu : glissement, fretting, matage, etc., et la prétension peut soit exacerber ces phénomènes soit les réduire.

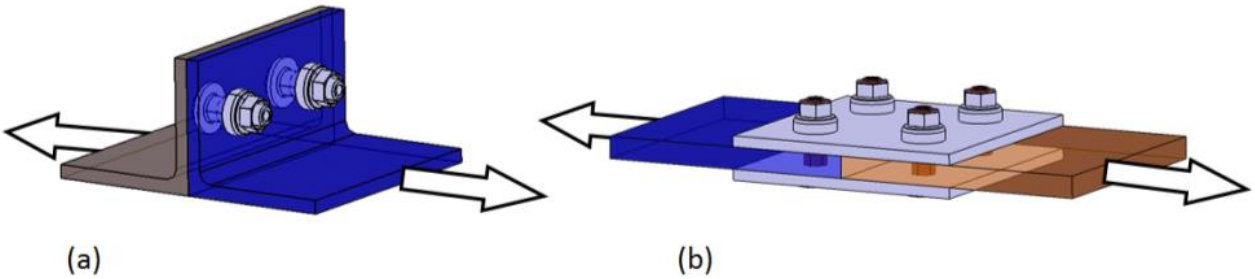


Figure 1.2-1 Assemblage de traction (a) et assemblage de cisaillement (b)

2.1 Assemblage en traction

Les méthodes actuelles de dimensionnement des assemblages boulonnés sont basées sur le calcul de la souplesse des différents éléments constituant l'assemblage. De nombreuses études ont été orientées dans ce sens [MAS94, CHA07, ALK05], afin de considérer de multiples cas de figure possibles en termes de géométrie, de chargement, etc. De ces travaux découlent des méthodes applicables par les ingénieurs dans le but de dimensionner rapidement leurs assemblages boulonnés, notamment la méthode VDI 2230 [GUI08] qui sert de base à plusieurs normes, ainsi que la méthode développée au sein de l'Institut Clément Ader : Rasmussen modifiée [DAI12].
Ces méthodes sont basées sur plusieurs hypothèses, notamment celle de non-décollement entre les pièces dans l'assemblage afin d'avoir à l'interface un contact « parfait ».
S'il n'y a pas de décollement au sein de l'assemblage, l'action d'une force extérieure F_A provoque une variation de longueur Δl telle que :

$$\Delta l = \Delta l_B - \Delta l_{B0} = \Delta l_{P0} - \Delta l_P \qquad [1]$$

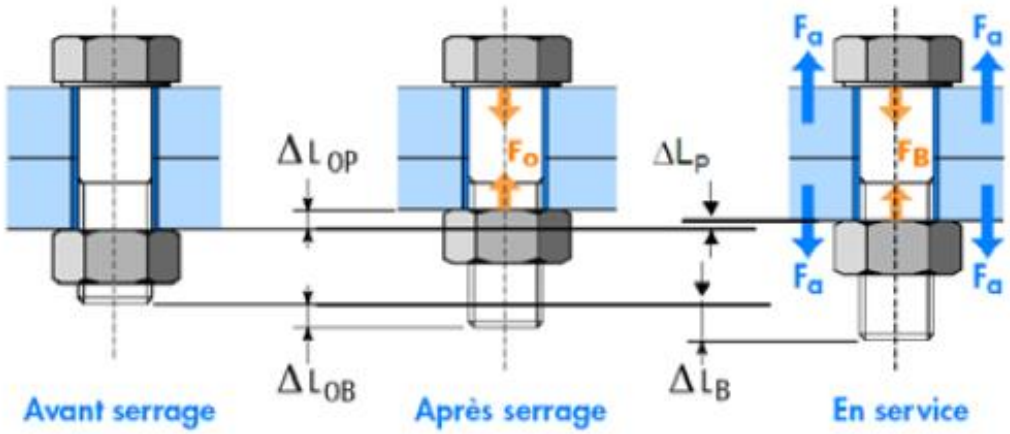


Figure 1.2-2 Variations de longueur en fonction des efforts

Les indices P et B correspondant respectivement aux pièces et au boulon, et Δl_{B0} *et* Δl_{P0} aux variations de longueur liées à la prétension F_0.
De la même façon on obtient :

$$\delta_B(F_B - F_0) = \delta_P(F_0 - F_P) \qquad [2]$$

Où, δ_B *et* δ_p sont les souplesses du boulon et des pièces, et F_B et F_p les efforts dans le boulon et les pièces. L'équilibre de l'ensemble $F_A + F_P - F_B = 0$ donne :

$$F_B = F_0 + \frac{\delta_P}{\delta_P + \delta_B} F_A\,, \quad F_P = F_0 - \frac{\delta_B}{\delta_P + \delta_B} F_A \ \text{ et comme } \ 0 < \frac{\delta_P}{\delta_P + \delta_B} < 1 \qquad [3]$$

Le supplément d'effort introduit dans la vis est réduit, on constate un effet de « filtrage » [DAI12]. De fait, la précontrainte permet de réduire la valeur de l'effort alterné dans le boulon, comme le montre la Figure 1.2-3.

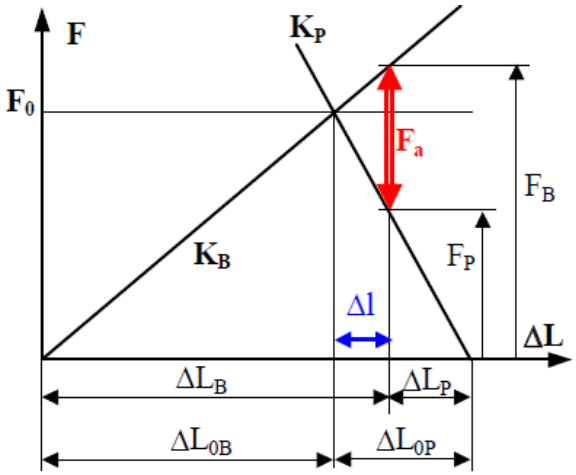


Figure 1.2-3 Diagramme effort déplacement dans un assemblage

En termes de contraintes, Alkatan [ALK05] donne pour un chargement alterné F_E porté par l'axe du boulon, la contrainte alternée dans la vis σ_a :

$$\sigma_a = \gamma \frac{K_B}{K_B + K_P} \frac{\Delta F_E}{2A_S} \qquad [4]$$

Avec γ = coefficient de forme ou d'introduction de charge tel que 0<γ<1
K_B = raideur équivalente du boulon
K_P = raideur équivalente des pièces assemblées
$\Delta F_E = F_{Emax} - F_{Emin}$
A_S = section résistante de la vis

Un éventuel décollement aura pour effet de retirer ce lissage bénéfique de l'effort, garanti par le contact entre les surfaces permettant le transfert des charges. Si ce transfert n'est pas assuré, l'ensemble de l'effort passera dans le boulon. De par sa nature, le boulon est très sensible aux contraintes alternées. La concentration de contraintes dans les filets est telle que les performances en dynamique sont bien moindres que celles en statique pour un même boulon. En effet, des boulons hautes résistances ont une résistance à la rupture très élevée de l'ordre de 1000MPa, alors que la résistance en fatigue (contrainte alternée admissible) est de l'ordre de 50 MPa [DAI12]. On comprend alors l'importance de la précontrainte (ou prétension) et de la qualité du contact entre les surfaces dans un assemblage boulonné, soumis à des sollicitations de fatigue.

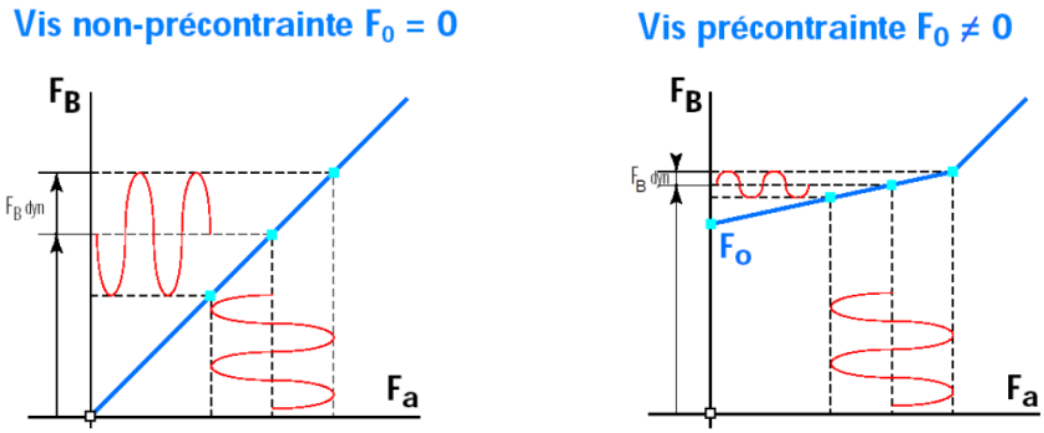


Figure 1.2-4 Diagramme de comportement d'un boulon [DAI12]

2.2 Assemblage en cisaillement

Traditionnellement les assemblages soumis au cisaillement étaient classés en deux catégories suivant le mode de transmission de l'effort : soit par matage au niveau des vis, soit par adhérence entre les pièces [BIC95].

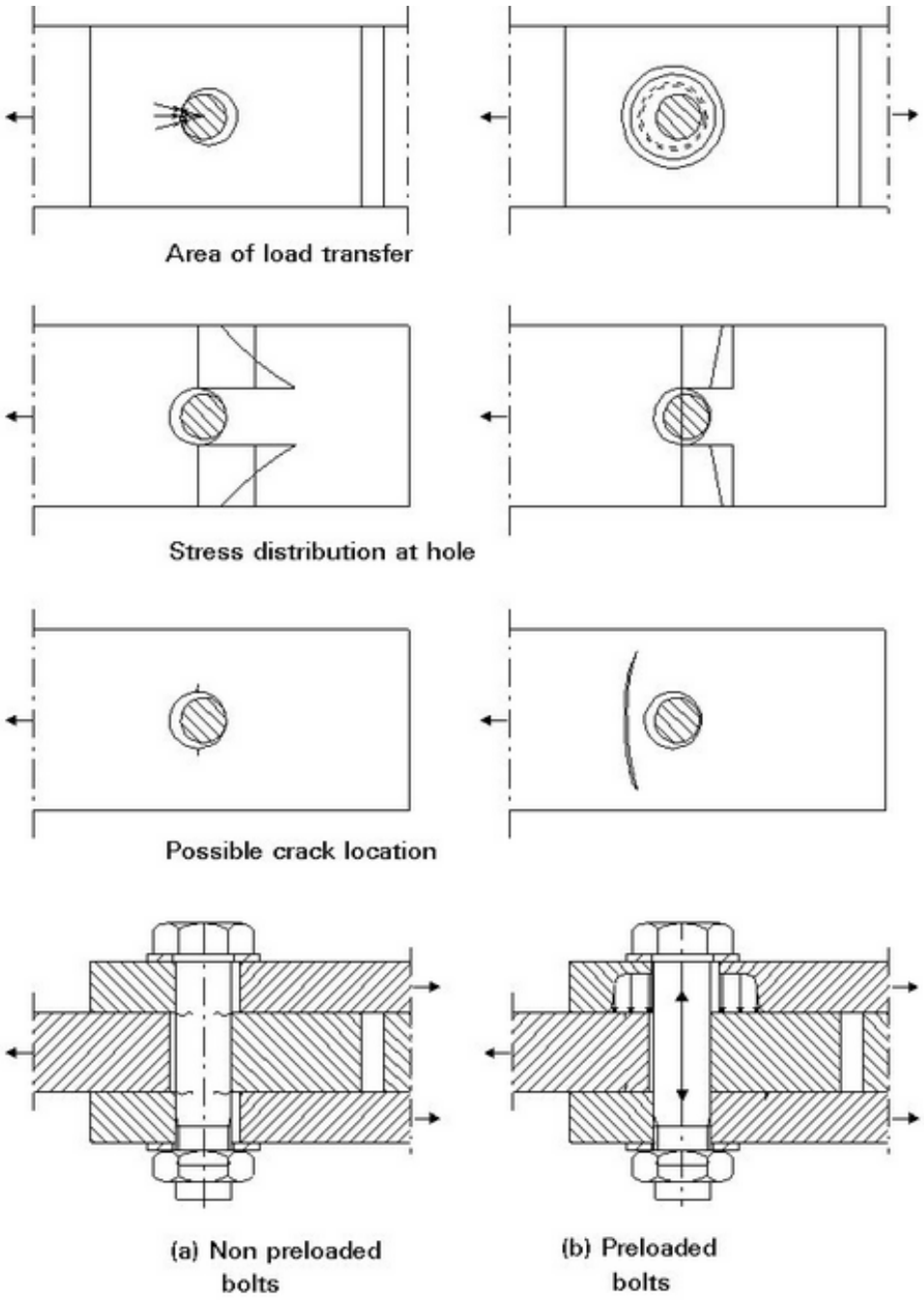


Figure 1.2-5 Mode de rupture en fonction du mode de transfert d'effort [ESD94]

Cette vision a évolué avec les travaux consacrés à ce type d'assemblage et il apparaît qu'en réalité, la transmission des efforts résulte d'une combinaison de ces deux modes de transfert. La répartition des modes de transfert dépend de multiples facteurs et la proportion peut ainsi évoluer en fonction du chargement extérieur [BEN14] (Figure 1.2-6).

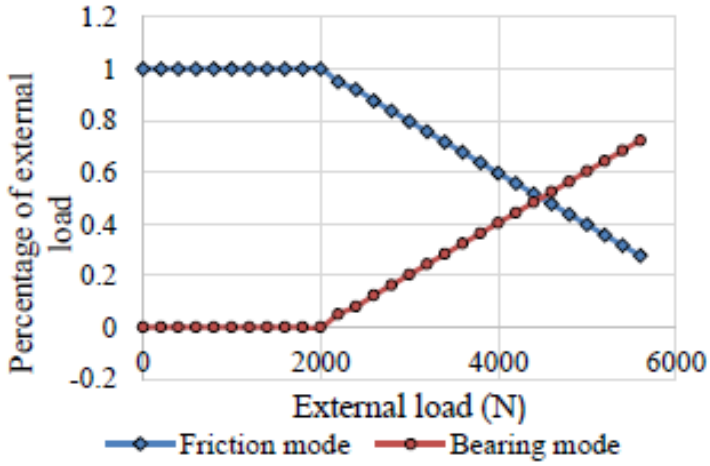


Figure 1.2-6 Mode de transfert en fonction de l'effort appliqué [BEN14]

Le jeu dans l'alésage influence également le mode de transfert des charges. Une première étude réalisée dans ce sens [MCC02] est consacrée à l'analyse d'un joint simple recouvrement (deux plaques en composite carbone/epoxy) à un boulon. Plusieurs paramètres sont testés (couple de serrage, valeur du jeu, type de tête de vis et drapage de la plaque) et il apparaît que le jeu diamétral entre l'alésage et la fixation n'a pas d'influence sur la tenue de l'assemblage.

En revanche, pour des joints comprenant plusieurs boulons, l'effet du jeu diamétral n'est plus négligeable [JOH06]. Dans cette étude, les auteurs montrent que si les jeux présents dans les boulons sont de sens différents, alors le boulon dont le jeu n'est pas orienté dans le sens du chargement subira une surcharge, le temps que le jeu présent dans les autres trous soit comblé. Si toutefois tous les jeux sont dans la même direction, on ne retrouve pas cet effet. Cette étude a été réalisée en utilisant des boulons serrés avec un couple usuel.

En général, les autres études présentent des résultats pour des boulons simplement ajustés à la main, par exemple [STA02]. Ces auteurs affirment que les effets bénéfiques du serrage se retrouvent peu lors de la vie en service de l'assemblage à cause du fluage et du desserrage, introduisant une perte de prétension. Ils préfèrent donc considérer l'influence du jeu diamétral dans le cas d'un matage pur. Les boulons sont alors instrumentés via des jauges de déformation pour mesurer la prétension (non exploitée ici) mais également l'effort transmis en cisaillement (*Bolt load* sur les graphiques). Sur la Figure 1.2-8, C1 correspond à un boulon bien ajusté alors que C3 correspond à un jeu de 160 µm. On peut voir sur les graphiques que si tous les boulons sont correctement ajustés, les efforts sont repris par l'ensemble. Sinon il y a un décalage, le temps que les jeux soient comblés, entraînant une surcharge sur les boulons correctement ajustés.

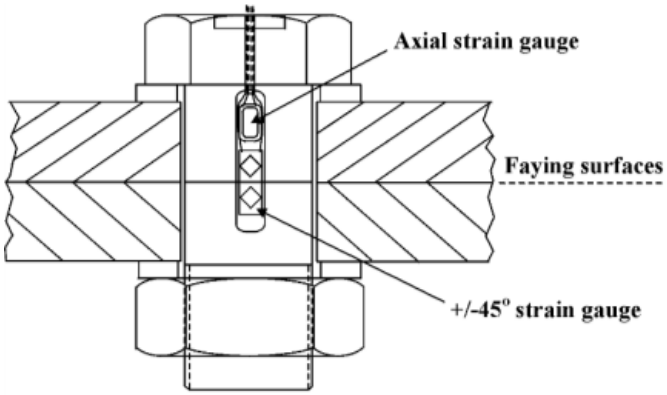


Figure 1.2-7 Instrumentation des vis [STA02]

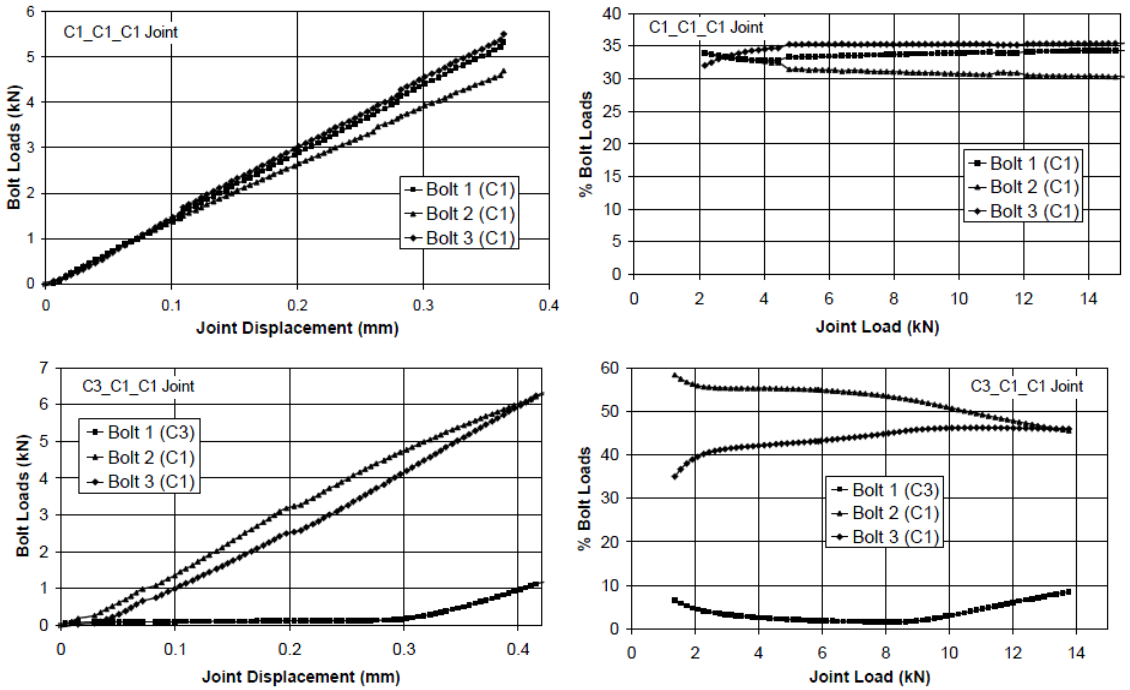


Figure 1.2-8 Influence du jeu diamétral dans un joint multiboulon

Une description complète de la phénoménologie entraînant la ruine d'un assemblage en statique est présentée par Yang et al [YAN13]. En utilisant des techniques de corrélation d'image numérique couplée à des mesures d'émission acoustique, les auteurs ont réussi à décrire huit étapes décrivant la vie de l'assemblage : la phase élastique, le glissement, le matage et l'adaptation, la phase élastique de la structure, la plastification et l'initiation de fissures, stable puis propagation instable des fissures et enfin, la rupture finale. On retrouve ainsi un mode de transfert par friction évoluant vers un transfert en matage lorsque l'effort appliqué augmente. Il apparaît également que l'augmentation du couple de serrage (et donc de la prétension) n'a pas d'influence sur la valeur de traction à rupture mais retarde l'apparition de la phase 2.

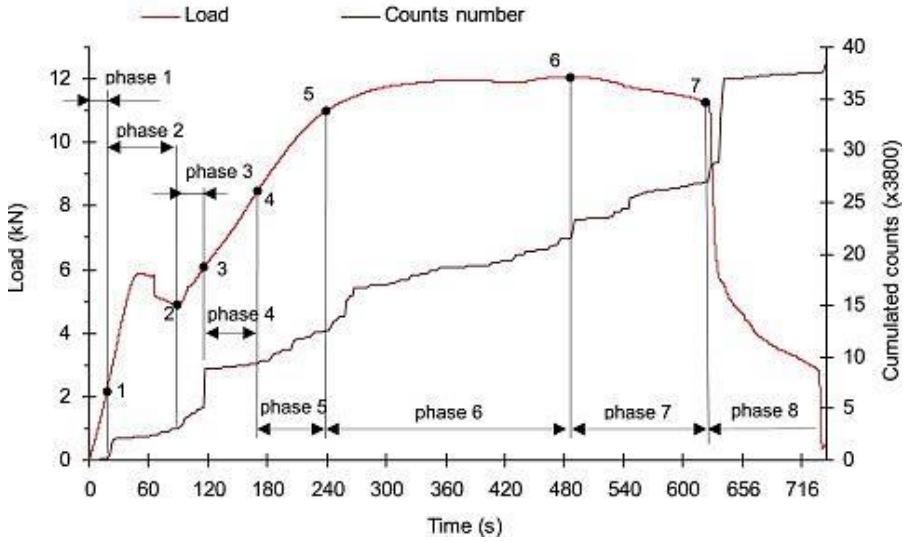


Figure 1.2-9 Répartition des différentes phases suivant l'effort appliqué [DAN10]

En fatigue, les modes de ruptures sont identiques mais des aspects tribologiques entrent également en jeu. Un phénomène appelé « fretting » apparaît. Ce fretting traduit l'usure entre les plaques, soumises à des sollicitations de fatigue.

L'endommagement de l'interface entre les plaques peut être à l'origine de la rupture, ou alors entraîner une rupture en matage de la vis via la perte d'adhérence entre les plaques. Le mastic d'interposition aura par exemple une influence sur la tenue de ces assemblages. Des modes de ruptures différents sont alors observés en fonction de l'effort de serrage, des frottements ainsi que de l'effort extérieur [KRI01].

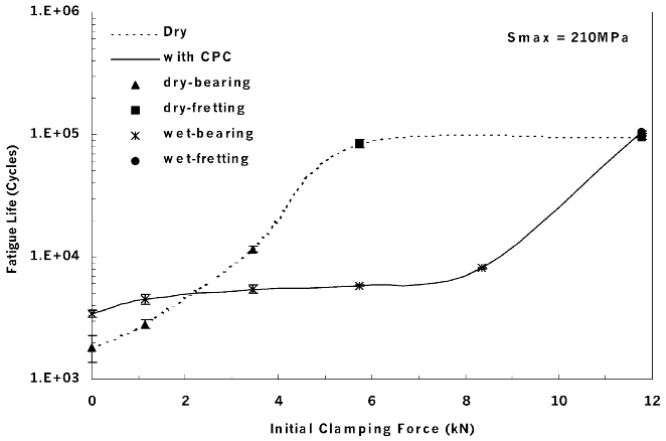


Figure 1.2-10 Effet de la lubrification sur la tenue en fatigue

Le traitement anticorrosion semble réduire la friction au niveau de l'interface. De ce fait, ces assemblages nécessitent un effort de serrage plus important afin que l'effort externe soit tout de même transmis par adhérence, d'où le nombre de ruptures en matage quand ce n'est pas le cas. Pour les interfaces sèches, on peut voir que le fretting est prépondérant dès que l'effort de serrage augmente un peu. A partir d'une valeur seuil, l'augmentation de l'effort de serrage n'a plus d'effet.

Il est intéressant de noter que de manière générale, l'effort de serrage permet une durée de vie en fatigue plus importante, en créant une zone de compression autour du boulon et en empêchant le matage. La rupture par fretting est alors prépondérante mais elle met plus de temps à survenir, l'effort de compression retardant l'apparition de fissures.

Le rôle de la prétension sur le comportement des assemblages sollicités en cisaillement est donc complexe mais peut apporter un réel gain en fatigue si celle-ci est maîtrisée. Prenant en compte de nombreux paramètres, Benhaddou a développé un moyen de prédiction du comportement des assemblages en fonction de la prétension, avec notamment la position du site d'amorçage de la fissure conduisant à la rupture en section nette. Dès lors, la maîtrise de celle-ci présente un intérêt même pour les assemblages de cisaillement.

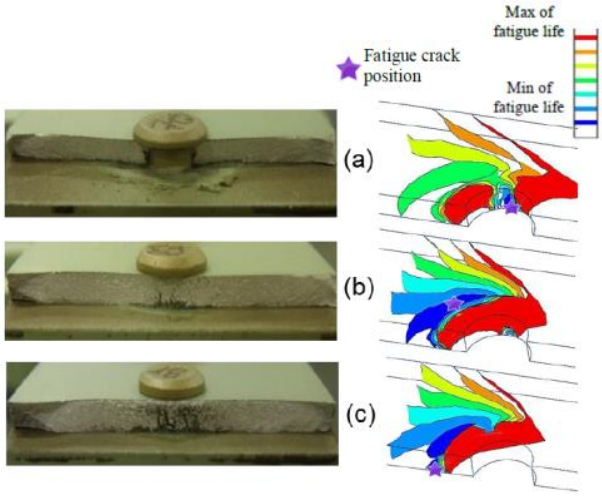


Figure 1.2-11 Prédiction des sites d'amorçage de fissure et comparaison avec des essais réels [BEN14]

2.3 Synthèse du comportement des deux types d'assemblages

A la suite de cette première introduction, un bref bilan s'impose. Qu'il s'agisse des assemblages soumis à de la traction ou de ceux soumis au cisaillement, la prétension va jouer, dans les deux cas, un rôle bénéfique pour la durée de vie de l'assemblage. Pour les assemblages soumis à de la traction, la condition de non-décollement entre les pièces couplée à une haute valeur de prétension va réduire l'amplitude du chargement extérieur tel qu'il est vu par la fixation et améliorer ainsi sa longévité. Pour les assemblages soumis au cisaillement, bien que le mode de fonctionnement soit plus complexe et dépende de plusieurs facteurs, la transmission d'effort par frottement est favorisée par une prétension optimale. Un contact « sain » entre les pièces va alors limiter le fretting tandis que la présence d'un défaut au niveau de ce contact pourrait avoir tendance à l'exacerber. Malheureusement il n'existe pas, à notre connaissance, d'étude de comportement d'assemblages de cisaillement boulonnés en présence de bavures ou autres types de défauts, affectant le contact entre les pièces.

2.4 Modélisation analytique des assemblages

Des modèles analytiques existent pour les différents états de l'assemblage : la modélisation du serrage tel que présenté en début de ce chapitre, de la vie en service (Figure 1.2-12) et du desserrage. Ce type de modélisation peut être utilisé pour optimiser des structures et prédire leurs comportements, comme par exemple lors de cas d'un chargement excentré agissant sur un assemblage boulonné.

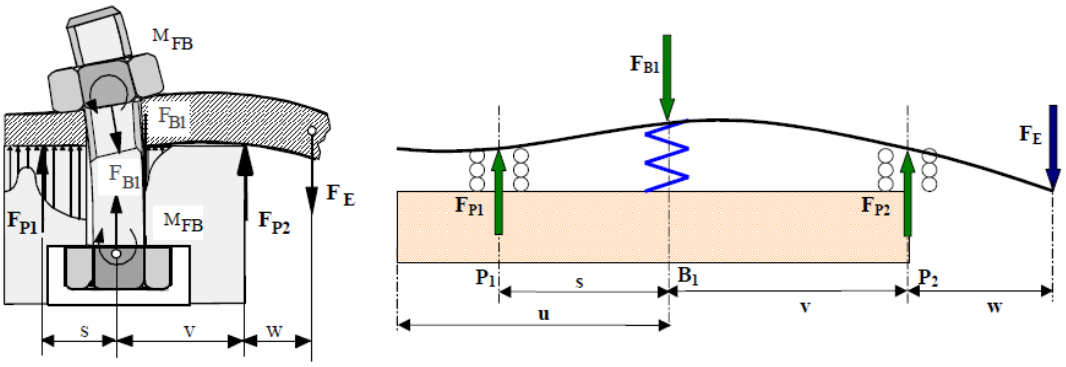


Figure 1.2-12 Modèle poutre fléchie [CHA07]

Dans tous les cas, la fixation et les éléments à serrer sont modélisés par des ressorts. Les modèles utilisés pour calculer la raideur équivalente de ces ressorts seront présentés en détail dans le chapitre sur les modélisations.

2.5 Modélisation éléments finis des assemblages

2.5.1 Modèles 1D

Plusieurs méthodes existent pour modéliser les assemblages en utilisant la méthode des éléments finis. Suivant le résultat attendu, des simplifications sur la modélisation de la fixation sont possibles. Par exemple, si l'on s'intéresse au comportement global d'une structure, l'usage est d'utiliser un connecteur 1D à la place de la fixation. Ce connecteur est lié cinématiquement à un ensemble de points représentant les surfaces de contact entre la tête de vis et l'écrou, et les pièces à serrer. Ce type d'approche est utilisé par Korolija [KOR12] pour réaliser une étude sur un assemblage multifixation d'une poutre en I.

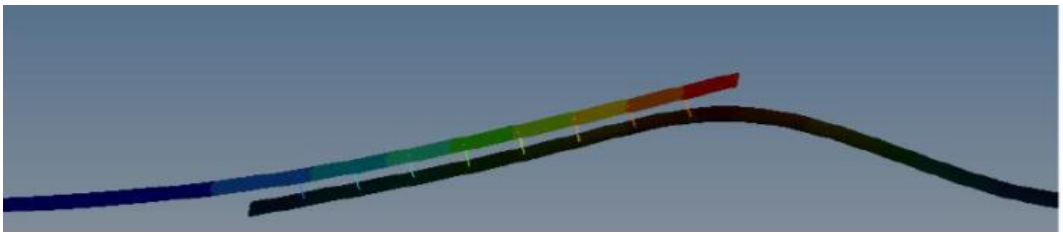


Figure 1.2-13 Assemblage multifixation soumis à de la tension [KOR12]

Knight a également utilisé ce type de connecteur pour évaluer l'impact de défauts de formes lors de l'assemblage de raidisseurs à l'aide de rivets [KNI12]. Ce modèle permet de prédire les contraintes générées dans les pièces lors de l'assemblage (Figure 1.2-14).

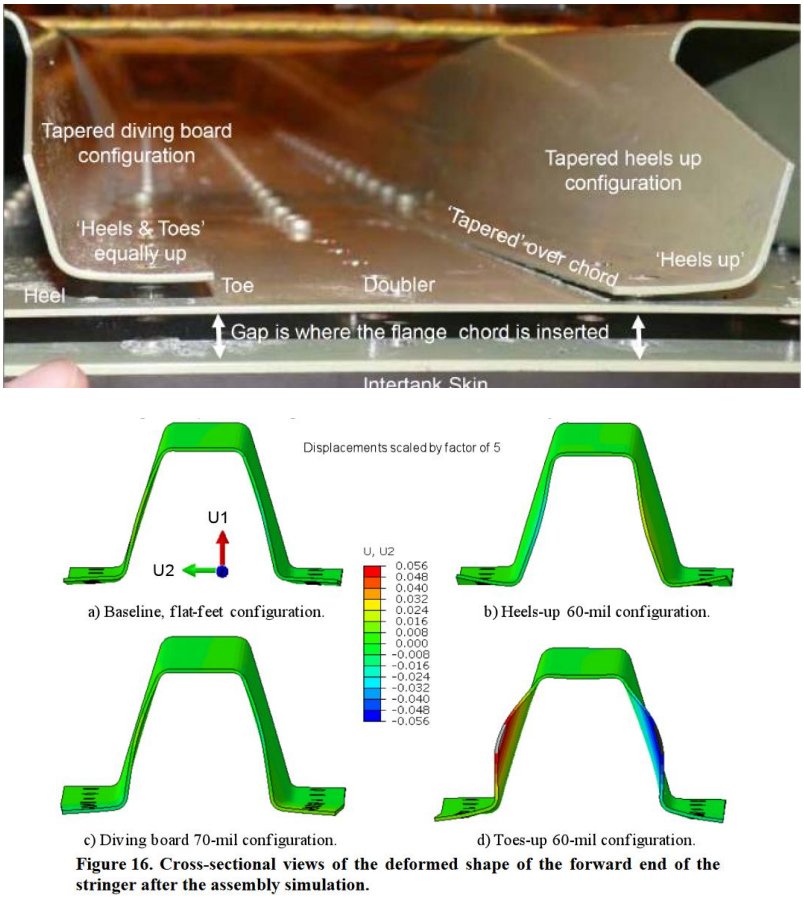


Figure 1.2-14 Défauts lors de l'assemblage par rivet et modélisation éléments finis associée (en bas) [KNI12]

Un modèle similaire est par ailleurs en développement au sein d'Airbus, en collaboration avec le Département de Mathématiques Appliquées de l'Université Polytechnique de Saint-Pétersbourg [PET14]. Ce programme appelé ASRP (Assembly simulation of riveting process) permet, à partir de la mesure des jeux avant et après la pose des fixations temporaires, de déterminer la meilleure stratégie d'épinglage sur une zone spécifique. Ce taux d'épinglage (proportion de fixations temporaires par rapport aux fixations définitives) est par défaut de 100 %, alors que bien souvent les jeux sont comblés pour un taux moins important, d'où le besoin de réaliser des études spécifiques par zones, en prenant en compte les défauts de formes introduits via une étude statistique. On obtient finalement une carte sur laquelle sont apposées les bonnes épingles (avec une prétension optimale) aux bons endroits. L'utilisation de cette carte permet alors d'éviter une déformation excessive des pièces et de gagner du temps sur la pose des fixations temporaires (par rapport à un taux d'épinglage de 100 %).

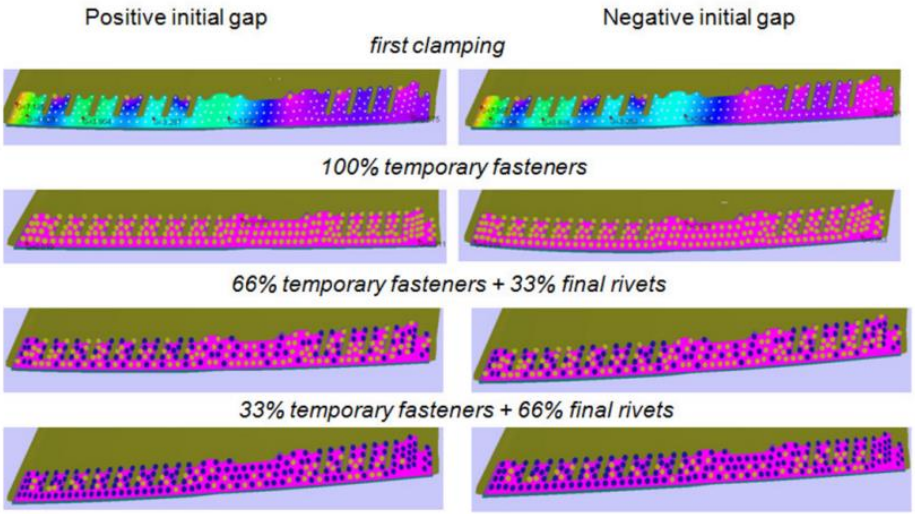


Figure 1.2-15 Gestion des contacts sous ASRP [PET14]

2.5.2 Modèles 2D

En augmentant légèrement la complexité de mise en œuvre et en se limitant à une fixation, il est possible de travailler en 2D axisymétrique (Figure 1.2-16). Ce type de modélisation permet de prendre en compte le contact entre les différents éléments et de simuler l'impact d'un chargement externe sur l'assemblage [BLI09]. Le contact entre les éléments étant pris en compte, la répartition des contraintes et le comportement global de l'assemblage dû au chargement sont alors plus réalistes que pour des connecteurs rigides. Cependant, ce type de modélisation implique une axisymétrie des phénomènes appliqués sur la fixation et une simplification du comportement des filets.

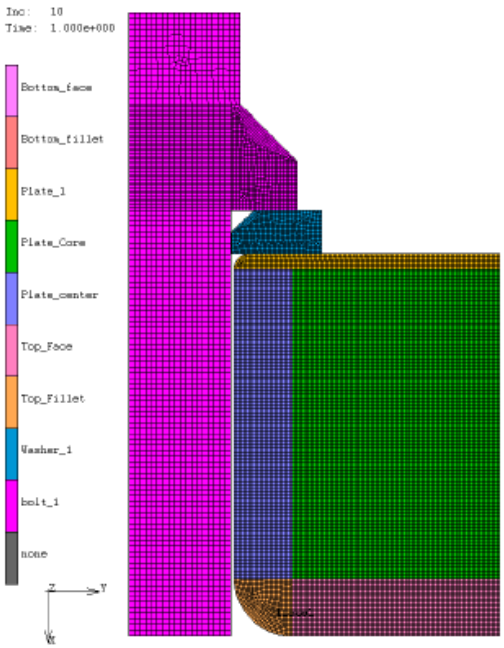


Figure 1.2-16 Exemple de modèle axisymétrique d'un assemblage boulonné [BLI09]

Bien que ce type de modèle ne soit pas utilisé pour simuler le serrage via la rotation de l'écrou, il permet de simuler d'autres procédés, comme l'expansion à froid [ACH16] ou encore les montages en interférences [PAR13].

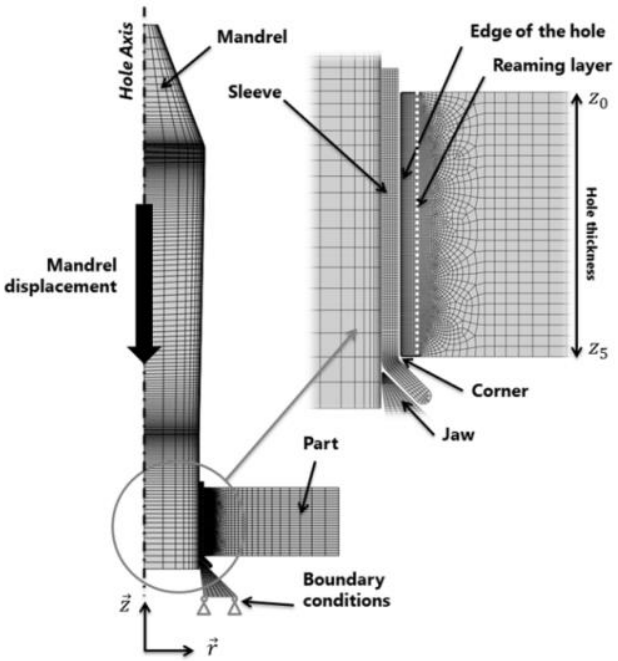


Figure 1.2-17 Modèle de simulation du procédé d'expansion à froid [ACH16]

Achard [ACH16] simule le procédé d'expansion à froid sur des matériaux durs (ti-6Al-4V), afin de comprendre l'impact de hauts degrés d'interférence sur l'état du trou après expansion et ainsi acquérir une meilleure maîtrise du procédé. L'objectif étant d'optimiser les gains observés lors d'essais de fatigue en associant les résultats d'essais aux simulations.

Dans tous les cas, la rotation de l'écrou ne pouvant être exploitée, ce type de modélisation ne permet pas de simuler le serrage. De plus, ce type de modélisation est limité aux cas axisymétriques, il n'est donc pas possible d'étudier des géométries complexes ni des chargements transversaux. Pour aller plus loin, il faut par conséquent passer à une modélisation 3D.

2.5.3 Modèles 3D

Il est donc également possible de modéliser la fixation en 3D mais, là encore, plusieurs niveaux de complexité peuvent être exploités en fonction des besoins. La première solution consiste à modéliser l'écrou et la vis comme un tout, tout en créant la prétension au début du calcul via une force interne à la fixation ou un microdéplacement [ASK16]. Ce type d'approche est couramment utilisé pour décrire une structure complexe avec une ou plusieurs fixations sans prendre en compte les effets locaux du filetage.

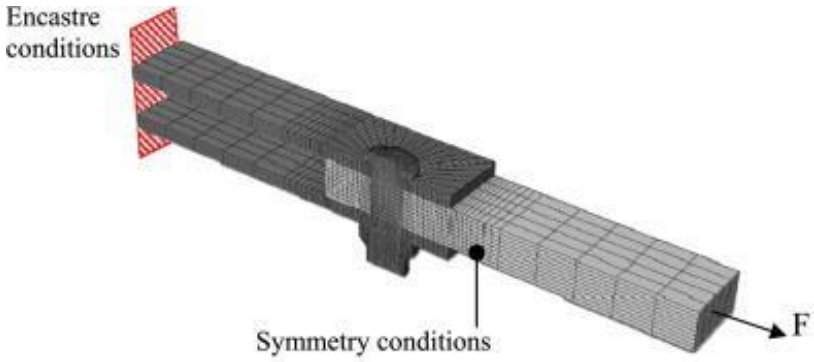


Figure 1.2-18 Modèle 3D [BEN14]

Une dernière approche plus complexe consiste à modéliser le filetage et à prendre en compte le contact entre les filets : soit lors de la création des modèles 3D des éléments de fixations en intégrant directement le filetage, soit en modélisant séparément les filets et les éléments lisses qui seront par la suite « collés » en début de calcul. Cette dernière méthode permet de mailler plus facilement les différents éléments, mais va engendrer des contraintes supplémentaires, en fond de filets notamment. Ce dernier type de modélisation 3D sera décrit plus en détail lors de la présentation du modèle éléments finis utilisé dans cette étude.
L'augmentation des puissances de calcul permet une généralisation des modèles 3D, notamment ceux prenant en compte les filets, et contribue ainsi à optimiser les assemblages en fonction des applications au lieu d'utiliser des abaques plus généralistes. Par exemple, une étude récente de Hwang [HWA13] montre comment il est possible de déterminer les paramètres de serrages d'un assemblage automobile en utilisant un modèle éléments finis. Ce modèle a été validé par des essais et montre bien que même les études sur le serrage font l'objet de « *virtual testing* » dans le but de réduire les coûts de développement d'un produit.

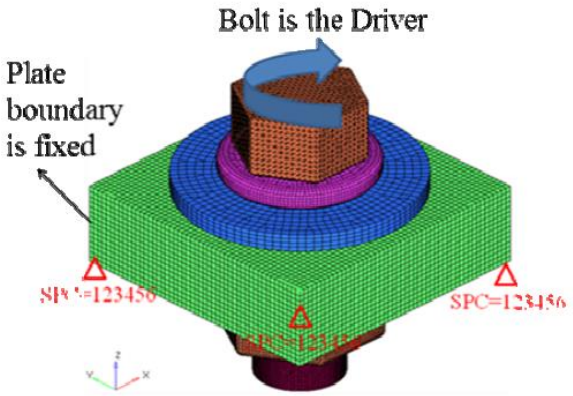


Figure 1.2-19 Vue des conditions limites appliquées au modèle de Hwang [HWA13]

Il n'existe pas, à notre connaissance, de modèle éléments finis permettant de simuler le freinage de l'écrou. Des travaux réalisés au sein d'Airbus ont porté sur la réalisation d'un modèle d'écrou freiné à partir de scan 3D d'un écrou réel. Ce modèle sera présenté dans la partie sur le modèle éléments finis.
Cette démarche n'ayant pas abouti, une autre solution consisterait à réaliser le freinage en simulant directement le processus et en comparant la déformée avec l'image d'un écrou réel.
Cette méthode a été utilisée par Bouchard [BOU06] pour évaluer la simulation d'un rivetage autopoinçonneur en comparant à la fois les coupes numériques et expérimentales mais également les courbes efforts déplacements.

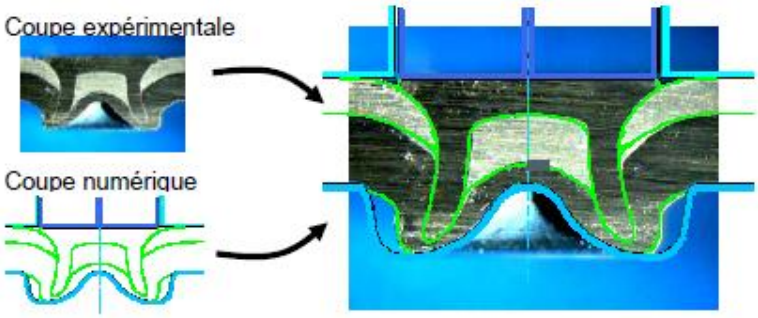


Figure 1.2-20 Comparaison coupe expérimentale / coupe numérique, procédé de rivetage autopoinçonneur [BOU06]

C'est également la méthode utilisée par Mathurin dans sa thèse sur le développement d'une vis autoformeuse [MAT08].

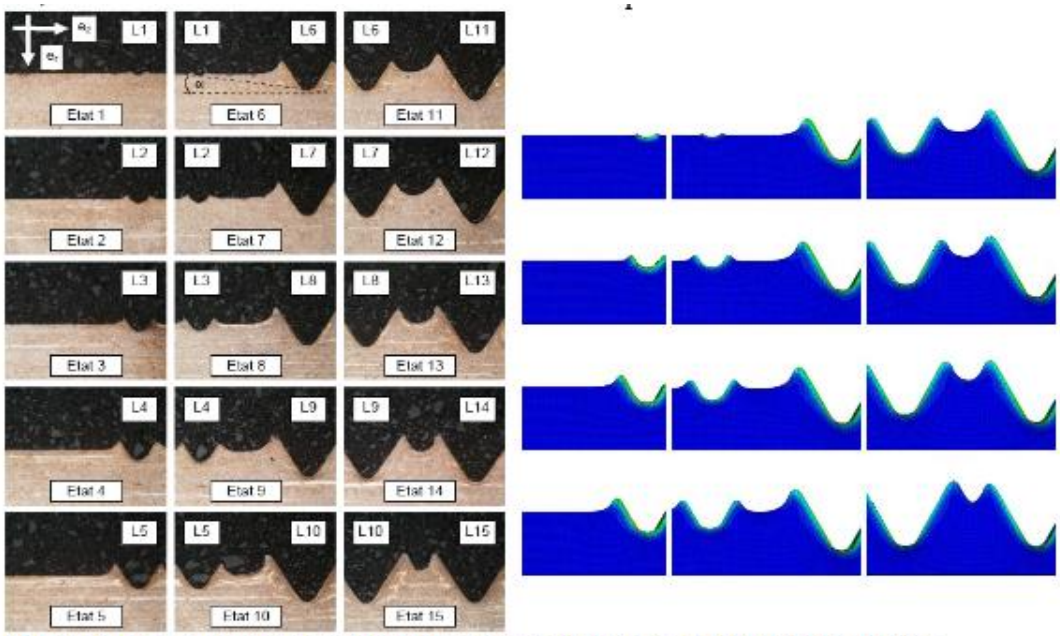


Figure 2.17 : Comparaison qualitative sur le déplacement radial de la matière lors de la formation des filets.

Figure 1.2-21 Comparaison microcoupe-simulation du procédé de vissage par vis autoformeuse [MAT08]

2.5.4 Conclusion sur la modèlisation éléments finis

Il existe donc différentes stratégies pour modéliser les assemblages boulonnés en utilisant la technique des éléments finis. Dans le cadre de cette étude, les modélisations 1D des fixations ne sont pas pertinentes, celles-ci étant plutôt destinées à la simulation du comportement global de structure. Elles seront néanmoins rappelées en fin de ce mémoire pour la présentation d'un concept global de maîtrise du serrage. Les simulations 2D et 3D permettent de simuler plus finement l'assemblage, en prenant en compte les différentes interfaces de contact. Des modèles plus ou moins simplifiés existent alors, selon que l'on prend en compte les filets ou non. La principale différence vient du fait que le 3D permet de simuler la rotation de l'écrou annulant de fait l'hypothèse d'axisymétrie des modèles 2D. C'est vers ce type de modèle qu'il faut s'orienter si l'on souhaite simuler le processus de serrage avec rotation de l'écrou induisant un couple de serrage et la prétension.

3. Présentation des techniques de serrages

Lors du serrage, la rotation de l'un des éléments de fixation (vis ou écrou) entraîne le contact entre ces éléments au niveau du filetage. De par leurs formes, ces filets vont alors générer une force axiale, la prétension, augmentant au fur et à mesure que la rotation continue. Cette force va impliquer diverses manifestations physiques, à partir desquelles il est possible d'estimer sa valeur. Ces manifestations sont résumées par Bickford [BIC95] lorsqu'il décrit les différentes étapes du serrage.

Serrage au couple : Technique couramment employée car simple à mettre en œuvre. Elle consiste à mesurer le couple de serrage introduit par la visseuse et à arrêter le serrage lorsqu'une valeur cible est atteinte. La relation liant le couple de serrage à la prétension est linéaire et la formule la plus couramment employée est la formule de Kellermann et Klein[KER55] :

$$C = P_r(0{,}161p + 0{,}583\mu_t d_2 + 0{,}25\mu_h(D_{ext} + D_{int})) \qquad [5]$$

Avec C : couple de serrage, P_r la prétension installée, p le pas de la fixation, μ_t le coefficient de frottement dans les filets, d_2 diamètre équivalent des filets, μ_h coefficient de frottement sous la tête de vis (ou de l'écrou), et enfin D_{ext} et D_{int} diamètres externe et interne de la tête de vis (ou de l'écrou).
Cependant la dispersion liée aux coefficients de frottements entraîne une dispersion sur la valeur de prétension installée pouvant aller jusqu'à 30 %.
Une erreur dans la caractérisation des frottements ou un changement de ces frottements qui ne serait pas pris en compte peut avoir de graves conséquences. La photo suivante montre par exemple la rupture de cinq fixations maintenant le disque du rotor principal d'un hélicoptère [ELI03]. Cette rupture est due à l'emploi d'un lubrifiant lors de la phase de serrage. La diminution des coefficients de frottements a conduit à l'application d'une prétension 1,7 fois supérieure à la prétension nominale pour un même couple de serrage.

Figure 1.3-1 Tiré de [ELI03] : vue de fixations rompues

Le serrage au couple est généralement utilisé en contexte industriel via des visseuses hydrauliques, pneumatiques ou électriques. Une nouvelle méthode de serrage, pour être aisément déployée, doit donc être aussi simple d'utilisation et aussi rapide.

Serrage à l'angle : Une fois la mise en contact entre les différentes pièces et éléments de fixations détectée, le serrage est poursuivi jusqu'à atteindre un angle prédéfini. Feras Alkatan [ALK05] décrit les différentes étapes de ce type de serrage :

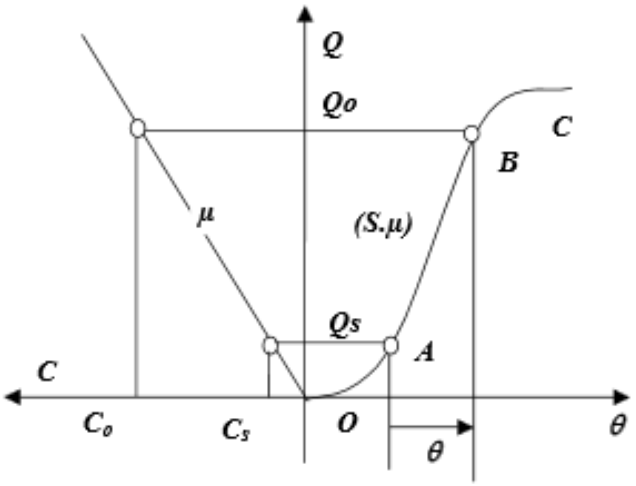


Figure 1.3-2 Courbe prétension/angle lors du serrage

OA : accostage des pièces
AB : zone de proportionnalité effort/angle
BC : zone de déformation plastique
La relation de proportionnalité entre l'effort Q et l'angle θ peut être calculée en utilisant la formule :

$$Q = \frac{C_s}{0{,}161p + 0{,}583\mu_t d_2 + \mu_h r_m} + \frac{\theta}{\frac{360(S_b + S_p)}{p}(0{,}161p + 0{,}583\mu_t d_2)S_t} \qquad [6]$$

Avec Cs : couple de serrage jusqu'à l'accostage, Q la prétension installée, p le pas de la fixation, μ_t le coefficient de frottement dans les filets, d_2 diamètre équivalent des filets, μ_h coefficient de frottement sous la tête de l'élément mis en rotation (vis ou écrou) et enfin r_m rayon moyen d'appui sous la tête de l'élément (vis ou écrou) mis en rotation.
Egalement, $S_b + S_p$ et S_t respectivement, les souplesses du boulons, des plaques et la souplesse en torsion de la vis.
Elle nécessite néanmoins de connaître non seulement les différents coefficients de frottements (ou un coefficient équivalent global) mais également les différentes rigidités mises en jeu. Une fois ce travail effectué, la répétabilité dépend de la précision des moyens de serrages et des tolérances géométriques des pièces influant (peu) sur la rigidité. Cette méthode permet donc des serrages précis et est couramment utilisée pour des assemblages sensibles (assemblage des culasses par exemple).

Serrage à la limite élastique : Le serrage à la limite élastique est une méthode qui consiste à interrompre le serrage lorsque la zone de déformation plastique est détectée, c'est-à-dire la zone BC (Figure 1.3-2). Il suffit d'enregistrer le couple et l'angle, et de détecter quand la relation les liant n'est plus linéaire. Cependant, la vis étant entrée dans le domaine plastique, tout dépassement de tension peut entraîner au mieux une perte de prétension, au pire une rupture de la vis, or cela n'est pas envisageable dans des applications industrielles de haute criticité.

Tensionneur : Le tensionneur est un système qui permet de s'affranchir des coefficients de frottements. Le principe de fonctionnement est résumé dans le schéma suivant (Figure 1.3-3). Dans un premier temps, le tensionneur tire sur la vis pour la mettre en tension et comprime les pièces. Cela génère une prétension pure sans effet de torsion. L'écrou est ensuite simplement accosté sur la pièce et peut être serré au couple, avec un couple minime. Le tensionneur est alors enlevé et la prétension est alors reprise par le boulon.

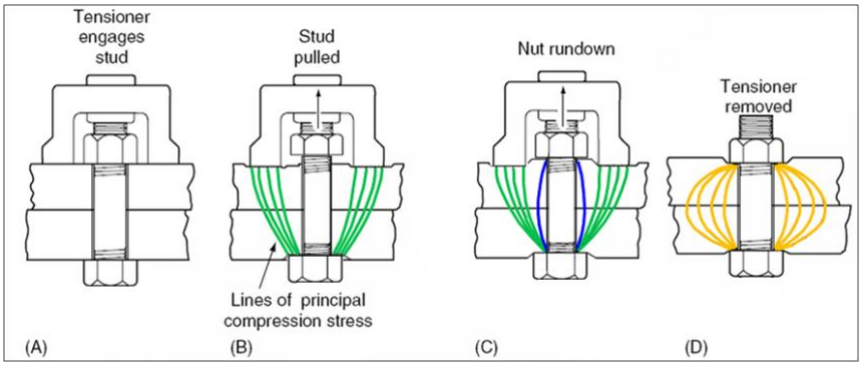


Figure 1.3-3 Principe de fonctionnement d'un tensionneur [BIC95]

Fixations instrumentées pour mesurer l'allongement axial : Intellifast, jauges de déformation, fibres optiques.
Ces techniques reposent sur la même idée : la mesure de l'élongation de la vis afin de déterminer la force de traction qu'elle subit. En revanche, les trois technologies sont différentes et ont chacune leurs avantages et leurs inconvénients.
Pour les jauges de déformation, deux techniques sont couramment employées : soit une instrumentation à cœur, nécessitant un perçage de la vis, soit une instrumentation en périphérie avec ou sans réduction du diamètre de la vis pour permettre la pose de la jauge et le câblage. L'instrumentation à cœur utilisant les jauges de la société TML Tokyo Sokki Kenkyujo a par exemple été utilisée par Heistermann [HEI12] pour évaluer la perte de prétension au cours du temps, pour différents types de fixations.

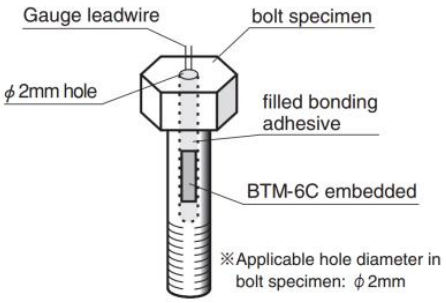


Figure 1.3-4 Tiré du catalogue de la société TML

L'instrumentation en périphérie a été utilisée par Chakhari [CHA07] (Figure 1.3-5), avec une réduction locale du diamètre de la vis pour la pose des jauges et un perçage de la tête de vis pour le passage des câbles. Ce type d'instrumentation présente l'intérêt de pouvoir mesurer la flexion de la fixation en plus de l'allongement axial.

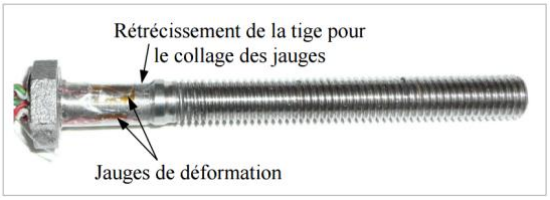


Figure 1.3-5 Vis instrumentée par des jauges placées en périphérie [CHA07]

On peut également mesurer l'allongement de la vis par l'intermédiaire de fibres optiques à réseaux de bragg placées au cœur de la vis, laquelle nécessite donc également un perçage. Le principe de mesure consiste à graver des réseaux de bragg sur une fibre qui va alors se comporter de la même façon qu'une jauge de déformation : l'allongement axial de la fixation se traduisant par une variation de la longueur d'onde réfléchie par le réseau. L'idée a été déposée par Hay [HAY99] et utilisée au sein de l'Institut Clément Ader par Nefissi [NEF12] pour ses travaux de thèse.

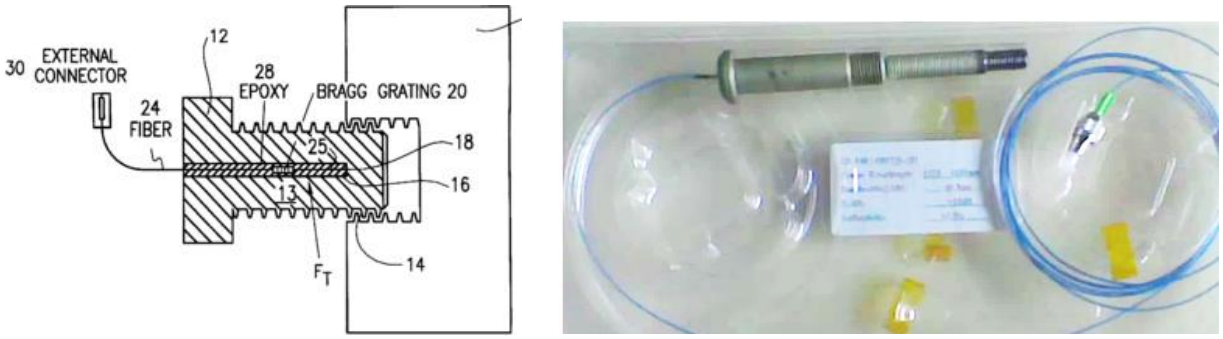


Figure 1.3-6 Principe d'application issu de [HAY99] et exemple de fixation instrumentée par Nefissi [NEF12]

Le système Intellifast est une mesure de l'allongement via des ondes ultrasonores. L'idée étant que si la vis s'allonge alors que la vitesse de propagation des ondes reste la même, le temps de parcours de l'onde est plus long. Ce système n'est pas intrusif et ne nécessite que la pose d'un couplant sur la tête de la vis, afin de transmettre les ondes. En revanche, il est sensible à la température et la face opposée à la tête de vis doit être plane pour permettre le rebond de l'onde vers le capteur. De plus, en cas de flexion trop importante de la fixation, la mesure risque d'être erronée, voire impossible. Une version de ce système a même été embarquée sur une visseuse pneumatique comme le montre un brevet de 1976 [PAG76].

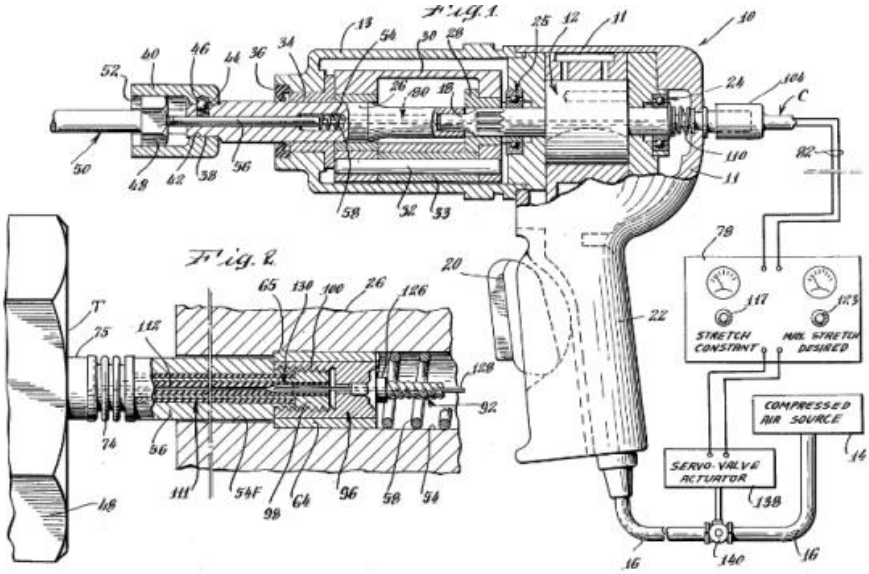


Figure 1.3-7 Mesure ultrason embarquée dans la visseuse, tiré de [PAG76]

Rotabolt : Les Rotabolt sont un autre type de fixations instrumentées. L'idée n'est pas de mesurer l'allongement axial induit par la prétension, mais plutôt la contraction radiale. Ces vis sont équipées d'un axe passant dans un alésage au cœur de vis. Lorsque la prétension augmente, la contraction radiale augmente également jusqu'à ce que l'axe ne puisse plus tourner.

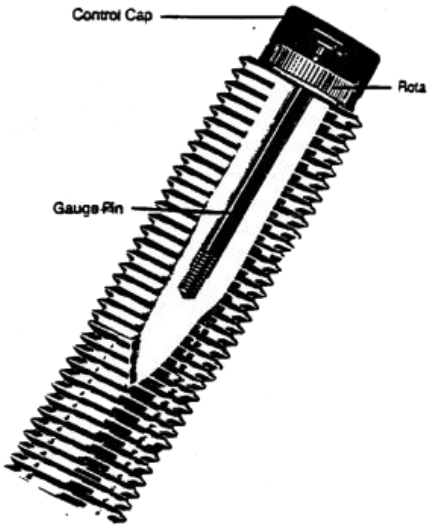


Figure 1.3-8 Vue en coupe d'un Rotabolt

Rondelles : Lorsque l'assemblage comporte des rondelles, il est également possible d'estimer la prétension en exploitant leur déformation. La première technique consiste en une paire de rondelles, appelée PLI pour *preload indicating washer*, encadrée par deux rondelles rigides. Ces rondelles sont concentriques et appairées de telle façon que lorsque la prétension est créée, la rondelle intérieure s'écrase jusqu'à ce que la rondelle supérieure soit en contact avec la rondelle extérieure. Le serrage requis est donc atteint lorsque la rondelle extérieure est immobilisée.

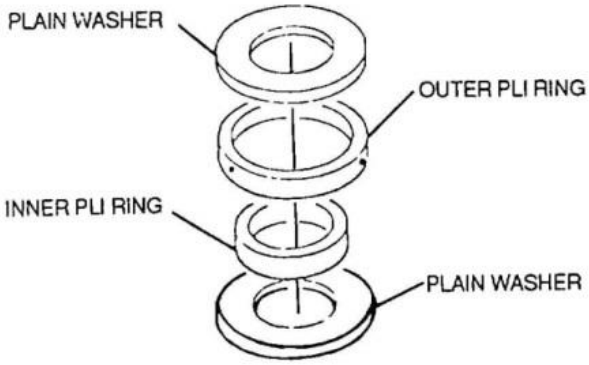


Figure 1.3-9 Rondelle type PLI

Un autre type de rondelle utilisant une déformation est la rondelle DTI, pour *direct tension indicators* (Figure 1.3-9). Ces rondelles comportent des aspérités qui vont s'écraser lorsque la prétension requise est atteinte. D'après Bickford [BIC95], la précision atteinte par ce type de rondelle pour des surfaces planes est de l'ordre de 10 %.
Il existe également des rondelles munies de capteurs piézoélectriques et autres rondelles de charges, disponibles auprès de nombreux fournisseurs.
La prétension peut également être mesurée en utilisant une rondelle instrumentée avec une jauge de déformation. La jauge placée sur le cylindre va mesurer sa déformation et, celui-ci ayant des dimensions bien connues, il est possible de recalculer la prétension ainsi installée. L'avantage de cette méthode est le fait qu'elle ne nécessite pas de modification de la vis, elle est donc relativement facile à employer et la rondelle instrumentée peut être utilisée avec différentes vis pour comparaison.

Il n'est donc pas surprenant de retrouver ce type d'instrumentation dans de nombreuses publications, par exemple dans des études sur la fatigue [CHA12] ou sur les coefficients de frottements [CRO11]. En revanche cette méthode nécessite d'employer des vis plus longues que celles normalement destinées dans sa version industrielle.

Figure 1.3-10 Rondelle instrumentée tirée de [CHA12] (à gauche) et Rondelle type DTI (à droite)

Un tableau publié dans le *Threaded Fasteners Handbook* de l'ESA [ECS10] classe ces différentes technologies suivant leur degré de précision.

Method of preload application	Uncertainty factor (ε)
Torque measurement of unlubricated bolts	± 0.35
Torque measurement of cadmium-plated bolts (*)	± 0.30
Torque measurement of lubricated bolts	± 0.25
Hydraulic fasteners	± 0.15
Preload indicating washers	± 0.10
Ultrasonic measurement devices	± 0.10
Bolt elongation measurement	± 0.05
Instrumented bolts	± 0.05

Figure 1.3-11 Précision associée aux différents moyens de serrage

En conclusion, il est intéressant de noter une grande diversité dans les moyens mis en œuvre pour arriver à contrôler la prétension installée dans les fixations. Par ailleurs, toutes les technologies n'ont pas été présentées ici, en raison de leur trop grand nombre. Cela montre que ce sujet fait l'objet de nombreux travaux et qu'il constitue une vraie problématique industrielle. Mais plus intéressant encore, force est de constater qu'aucun des moyens présentés ici ne permet de renseigner l'opérateur sur l'état de l'interface entre les pièces lors du serrage. Dès lors, bien que le bon niveau de prétension soit atteint dans la fixation, rien ne garantit qu'il en soit de même pour la pression entre les pièces.

4. Défauts dans les assemblages

Lorsque l'on évoque les défauts dans les assemblages, il faut bien distinguer les défauts qui découlent du processus de fabrication des pièces et qui sont présents initialement lors du serrage (ondulation, défauts liés au perçage…), et ceux liés directement à la phase de serrage. Ces derniers correspondant plutôt à des critères et des contraintes fixés par l'industriel (couples de serrage, critères esthétiques…) et étant donc très spécifiques, ils ne seront pas traités dans cette étude. En revanche, les défauts liés aux perçages et à la problématique du contact entre des pièces réelles vont être traités ici, toujours dans l'optique de garantir un contact optimal entre les pièces à serrer.
Un assemblage étant constitué de plusieurs éléments en contact les uns avec les autres, la présence de défauts peut être observée en différents endroits.

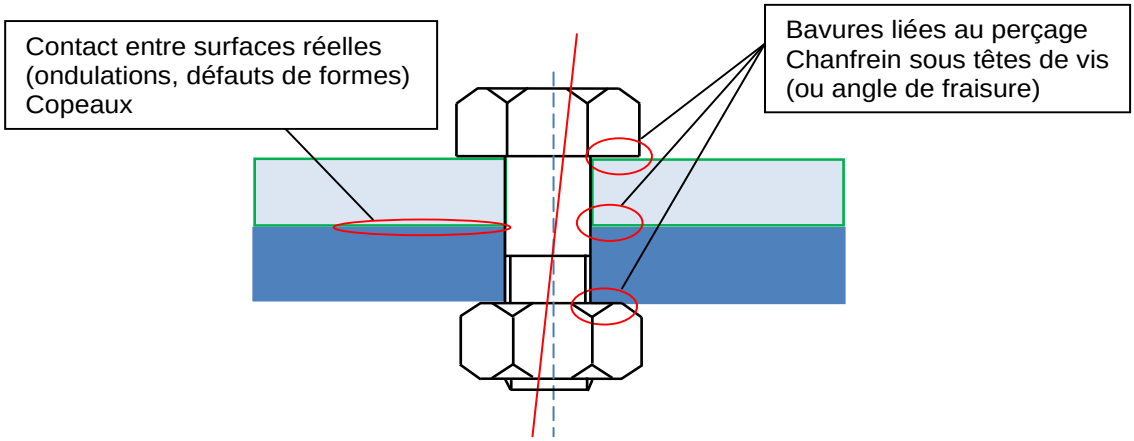


Figure 1.4-1 Répartition des défauts dans un assemblage boulonné

4.1 Défauts liés au perçage

L'étude des problèmes liés au perçage (défauts de formes, bavures…) connaît un regain d'intérêt dû à l'augmentation des cadences et des critères de qualité, dans le domaine aéronautique notamment. De plus, l'avènement des matériaux composites pose de nouveaux challenges, notamment ceux concernant le perçage multimatériau. L'exemple du Mirage présenté en introduction a montré qu'il était nécessaire de ne pas négliger l'état de la pièce en sortie de trou et qu'un copeau, même de faible taille, pouvait avoir une influence sur la tenue en fatigue de l'assemblage. En 2009, la FAA (Federal Aviation Administration) a par ailleurs commandé un rapport basé sur plusieurs études, afin d'avoir une vision globale de cette problématique [FAA09]. Ce rapport, partant des méthodes de perçage utilisées sur les chaînes de montage, analyse la qualité des trous obtenus, l'influence de différents paramètres sur cette qualité, et enfin la tenue en fatigue associée à ces perçages. On y retrouve les défauts de formes, les bavures, etc., montrant par la même occasion que les méthodes actuelles ne garantissent pas l'état de perfection prévu dans les modèles de calcul classiques et que cela entraîne des coûts liés à la finition des pièces (ébavurage, polissage…).

La difficulté dans l'étude du perçage réside en ce qu'elle est liée à la nature du matériau. En effet, chaque matériau aura des comportements propres vis-à-vis du perçage, amenant des défauts différents. Par exemple, les défauts observés pour les matériaux composites CFRP, pour *Carbon Fiber Reinforced Polymere* (délaminages), ne seront pas les mêmes que pour les métalliques (bavures).

	Phénomènes de coupe	Usures de l'outil	Défauts spécifiques (*)	Solutions
CFRP	▪ Frictions importantes outil/fibres ▪ Resserrement des fibres sur l'outil ▪ Production de chaleur importante	▪ Abrasion du flan de l'outil par les fibres ▪ Emoussement de l'arête de coupe, perte d'acuité	▪ Délaminage ▪ Ecaillage en entrée et sortie ▪ Dégradation thermique de la matrice ▪ Arrachements locaux de fibres sur la paroi du perçage	▪ Préparation de l'âme du foret ▪ Rayon d'acuité d'arête faible ▪ Utilisation de revêtements contre l'abrasion intense des fibres ▪ Limitation des conditions de coupe (f et V_c)
Aluminium	▪ Formation d'une arête rapportée ▪ Copeau long, difficile à évacuer	▪ Modification de la géométrie du foret due aux phénomènes d'adhésions	▪ Bavure en entrée et sortie ▪ Redépose d'une petite quantité de matière à proximité de l'entrée et de la sortie du perçage.	▪ Utilisation de revêtements pour diminuer l'adhésion du copeau ▪ Utilisation de micro lubrification (MQL)
Multi-Matériaux	▪ Pas de phénomène de coupe spécifique mais la combinaison de ceux concernant les matériaux de l'empilement	▪ Pas d'usure d'outil spécifique mais la combinaison de celles concernant les matériaux de l'empilement	▪ Altération de la paroi du CFRP par la remontée du copeau d'aluminium ▪ Défauts à l'interface (bavure de faible ampleur, dégradation thermique)	▪ Utilisation de revêtements spécifiques hautes performances ▪ Limitation des conditions de coupe (f et V_c) ▪ Utilisation de micro lubrification (MQL)

(*) Concernant les défauts survenant dans les multi-matériaux, seuls ceux dont l'apparition est spécifique à ce type d'empilement ont été mentionnés. Les défauts spécifiques au CFRP et à l'aluminium concernent également le multi-matériaux.

Figure 1.4-2 Défauts de perçage pour les différents matériaux [ROU11]

Le défaut le plus pénalisant dans notre cas est la présence de bavures en sortie de perçage. Ces bavures vont en effet impacter la qualité du contact entre les surfaces des pièces assemblées, ainsi qu'entre l'écrou/la vis et le support.
Voici tout d'abord quelques généralités sur la formation de bavures.
Les bavures sont des excédents de matière que l'on trouve en entrée et en sortie d'un alésage. Généralement, les bavures de sortie étant les plus grandes, les études issues de la littérature s'y sont consacrées. Suivant les auteurs, la classification des bavures peut être différente. Une première classification souvent reprise par la suite a été établie dans les travaux de Kim [KIM00]. Cette étude suggère de présenter des graphiques qui, en fonction de la vitesse de coupe et de l'avance, proposent des tailles de bavures en sortie permettant de contrôler le perçage. Les auteurs ont alors classé les bavures en trois catégories, suivant leurs observations (Figure 1.4-3). Puis ils expliquent les regroupements possibles selon l'objectif recherché. Dans l'exemple, les types I et II correspondent à la bavure uniforme, tandis que le type III correspond à la bavure de transition et la bavure couronne. Enfin, une série d'expériences a conduit à tracer des graphiques comme celui de la Figure 1.4-4, utilisable pour définir les paramètres de perçage. Cette méthode très expérimentale est réalisée pour un type donné de matériau et n'est donc pas généralisable.

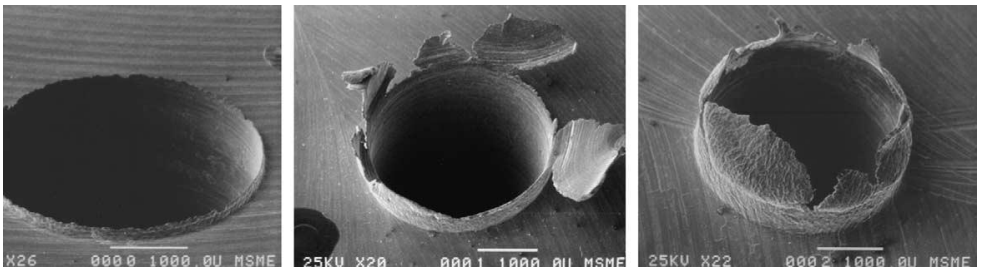


Figure 1.4-3 Bavure uniforme, Bavure de transition, Bavure couronne [KIM00]

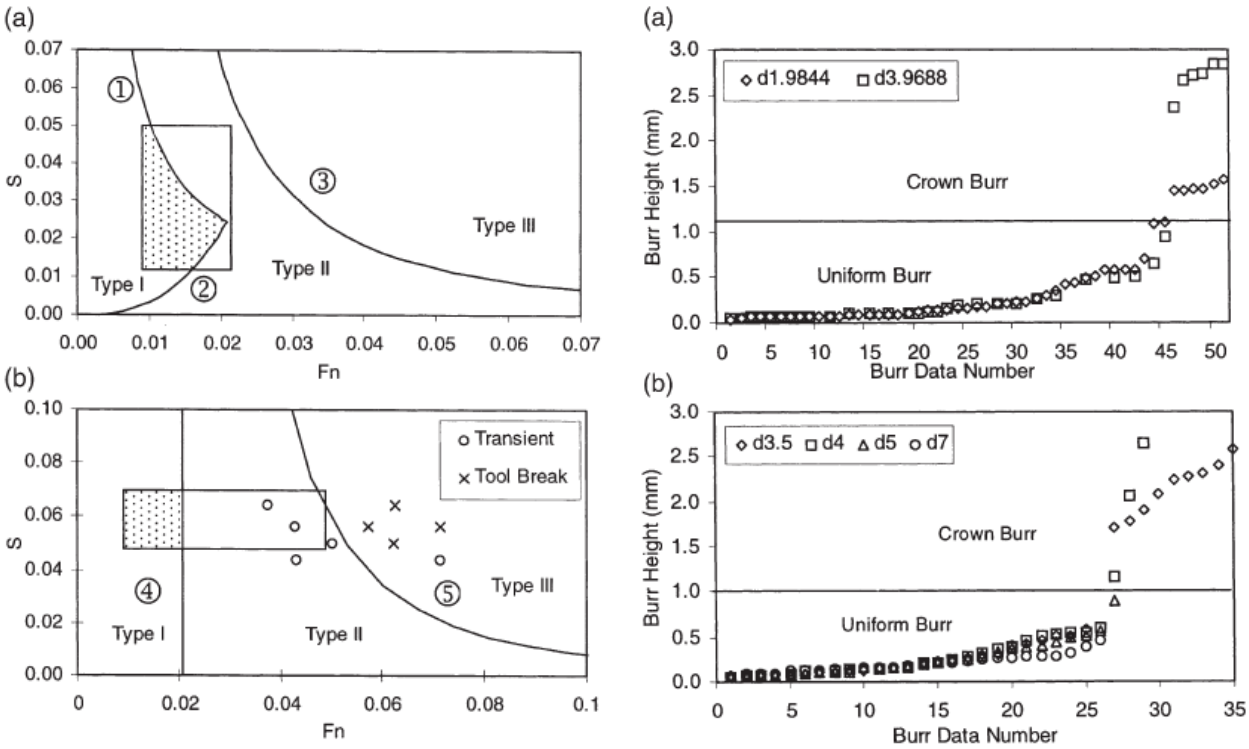


Figure 1.4-4 Type de bavures en fonction de l'avance (Fn) et de la vitesse de coupe S et distribution des tailles des bavures [KIM00]

Ces auteurs se sont donc essentiellement basés sur deux paramètres afin de simplifier le problème, mais le perçage met en jeu un très grand nombre de variables : température, forme du foret, vitesse de coupe…

D'autres critères de classification peuvent être sélectionnés, comme par exemple dans l'étude proposée par Bi [BI10]. Cet article est intéressant à deux égards : tout d'abord, il propose une autre classification des bavures, ainsi que des indicateurs géométriques directement mesurables. Mais il s'intéresse également au perçage multicouche. Il s'agit d'une étude expérimentale qui, là aussi, permet de constituer une base de données afin de calculer les paramètres correspondant à la nature de la bavure « acceptable ». Les auteurs expliquent que, lors d'un perçage multicouche, il se forme un jeu entres les deux plaques, dans lequel vont se former des bavures (Figure 1.4-5). Ce jeu peut être réduit via une plus grande pression de serrage ou en utilisant des épingles ou des clamps.

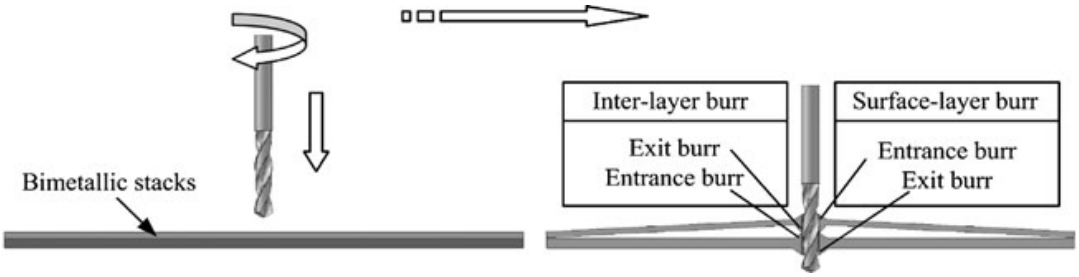


Figure 1.4-5 Répartition des bavures dans un perçage multicouche

Les auteurs ont alors défini des critères géométriques facilement mesurables pour observer l'influence de divers paramètres sur la taille de ces critères. Il en résulte des graphiques comme présentés sur la Figure 1.4-6.

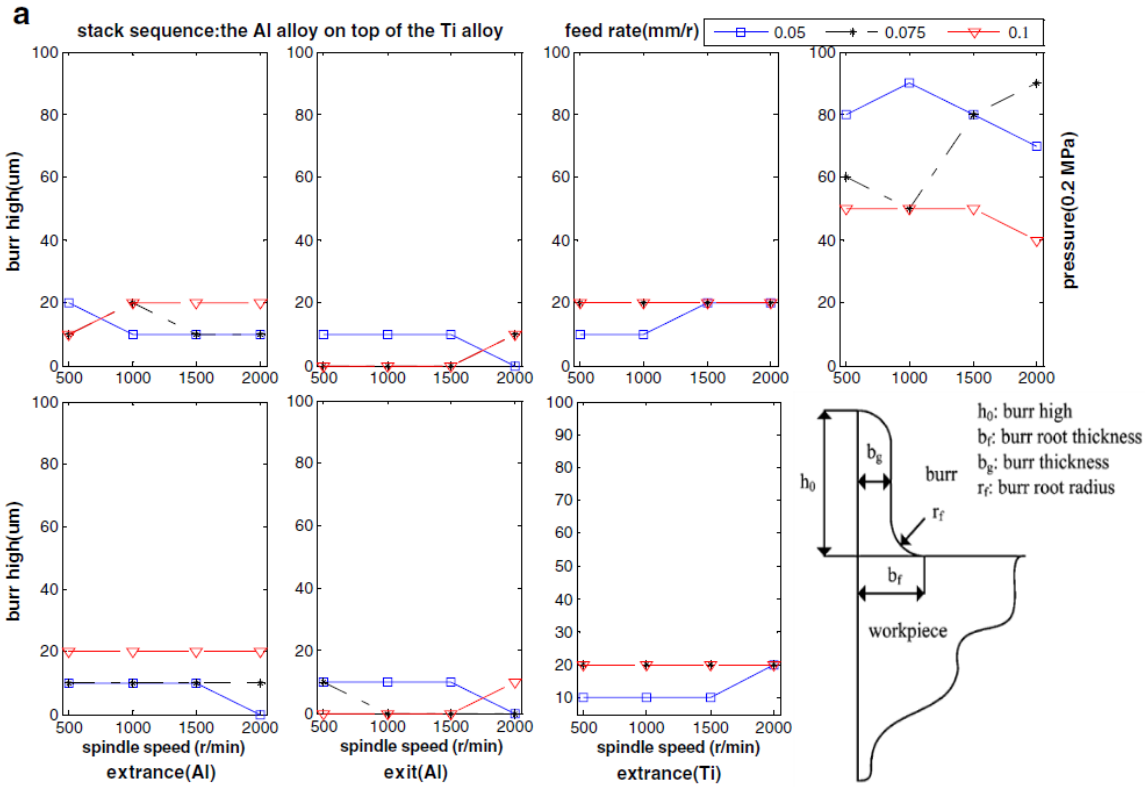


Figure 1.4-6 Exemples de l'effet des paramètres du perçage sur la taille de la bavure

Ces données ont alors permis de définir précisément les paramètres de perçage afin de minimiser les bavures à l'interface et d'améliorer ainsi la qualité de l'assemblage.
S'il l'on s'intéresse à présent à la modélisation, il existe quelques exemples de simulation par éléments finis de la formation des bavures. Ces modèles sont toutefois relativement complexes car ils doivent prendre en compte la coupe, les effets thermiques, les comportements plastiques, l'évacuation des copeaux… Un de ces modèles [LAU03] considère l'ensemble de ces effets en faisant appel à cinq parties différentes. Ces cinq parties sont : la modélisation des forces de coupe, la modélisation de la température (en tête du foret et dans les alentours), la modélisation des contraintes dans la pièce, l'évaluation d'un critère de rupture et enfin la simulation du retrait de matière. Connaissant initialement les efforts de coupe, on peut générer les forces qui s'appliquent sur le modèle. La matière sous le foret est enlevée progressivement en prenant comme critère la contrainte maximale.
Si celle-ci dépasse la contrainte à rupture, l'élément est enlevé et le foret avance d'une demi-révolution. Puis l'état des contraintes est recalculé, etc. Le même procédé est

appliqué pour la température. Enfin, lorsque l'on arrive en bordure, on peut avoir un déplacement de matière rendu ductile par la température mais sans coupe, créant ainsi une bavure Figure 1.4-7.

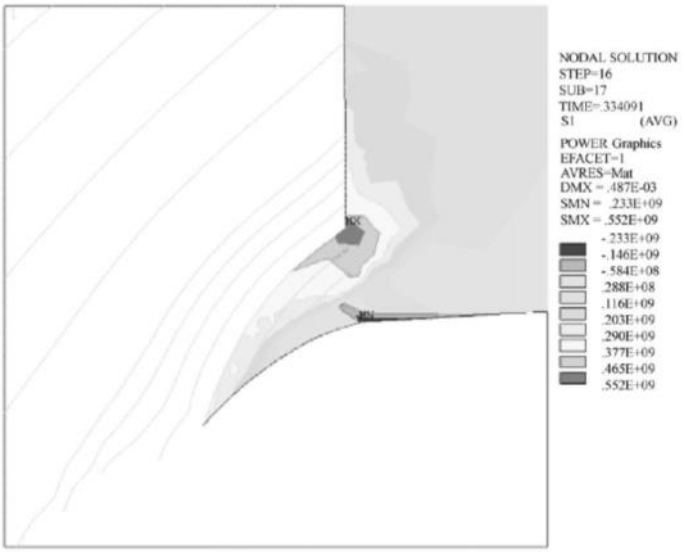


Figure 1.4-7 Exemples de calcul des contraintes principales sous le foret en bordure du perçage

Le modèle le plus complet trouvé à ce jour est celui utilisant les réseaux de neurones (modèle de calcul en parallèle) afin de prendre en compte le maximum de paramètres d'un perçage multicouche, multimatériau [ROU11]. Dans sa thèse, Roudge a dû prendre en compte les particularités de chaque matériau afin de les implémenter dans son modèle. Il en ressort une étude très complète des phénomènes.

4.2 Défauts géométriques de structures

Le contact entre les surfaces constitue l'une des sources majeures de génération de défauts dans les assemblages puisque l'on retrouve trois interfaces pour une configuration la plus simple possible : une vis, un écrou et deux plaques à serrer (sans prise en compte de l'interface au niveau des filets). Il existe des méthodes qui utilisent le tolérancement des surfaces en contact afin de prédire l'influence de ces défauts sur la qualité globale de l'ensemble.

Une des tendances du monde industriel consiste à alléger au maximum les structures. Cela est particulièrement marqué dans le monde aéronautique où, pour être léger, un avion est composé majoritairement de pièces fines, de grandes tailles, rigidifiées par des raidisseurs boulonnés ou rivetés. Se pose alors la question de la déformation de ces longues pièces, par exemple la peau recouvrant le caisson de voilure (*wing box*), lors de l'assemblage. Ces pièces sont disposées sur des cadres rigides pour faciliter la mise en position, mais des cas ont été rapportés, dans lesquels les pièces ne s'installent pas correctement dans ces cadres [SAA02]. De plus, ceux-ci peuvent également être la source de défauts [HU03]. L'étude réalisée par Saadat cherche à quantifier ces variations et à développer des moyens pour les corriger. Cette étude est réalisée sur les semelles liant les nervures aux peaux supérieures et inférieures de l'aile. Apparaissent alors des variations de quelques millimètres sur les perçages, pouvant créer un mauvais alignement des trous, et donc des défauts dans l'assemblage.

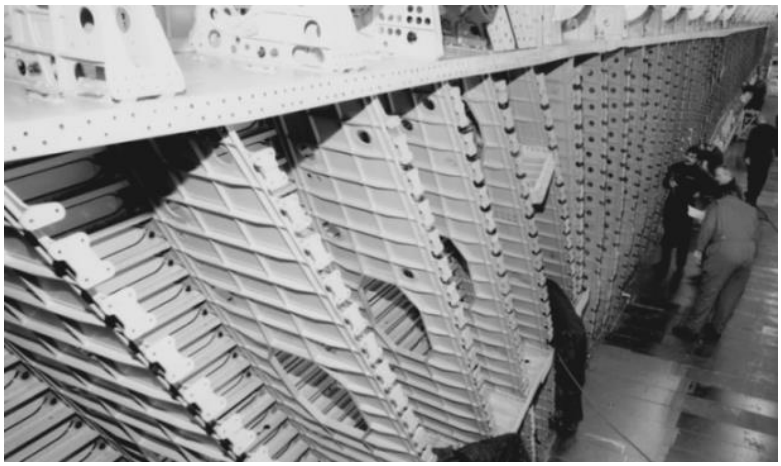


Figure 1.4-8 Détails des nervures dans un caisson de voilure

De nouvelles approches ont été développées, pour les industries aéronautiques et automobiles notamment, afin de prédire les variations dimensionnelles dans le cas de tôles fines et leurs interactions. La méthode présentée ici correspond à la méthode basée sur les coefficients d'influence (MIC), développée grâce à l'utilisation des éléments finis par Liu en 1997 [LIU97]. Elle a depuis été reprise de nombreuses fois dans la littérature.
Pour un cas d'assemblage automobile avec soudage et utilisation d'un outillage de support, elle s'écrit de la façon suivante [HU03] :
Selon la séquence d'assemblage (Figure 1.4-9), on calcule tout d'abord la force nécessaire à la mise en position de la plaque.

$$F_u = [K_u]V_p \qquad [7]$$

Où F_u est la force de mise en position, K_u la matrice de raideur de la plaque, et V_p le vecteur contenant les variations géométriques de la plaque. Dans cette étude, les raideurs sont obtenues via des modélisations éléments finis. Une fois l'assemblage réalisé, la pièce est libérée de son clampage et se produit alors un retour élastique de la pièce vers sa position initiale afin de minimiser son énergie de déformation. Ce retour s'écrit :

$$F_w = [K_a]V_a \qquad [8]$$

K_a est la matrice de raideur de l'assemblage et V_a le vecteur contenant les variations géométriques de l'assemblage. Dans le cas d'une déformation élastique, $F_u = F_w$, donc :

$$[\mathrm{K_a}]\mathrm{V_a} = [\mathrm{K_u}]\mathrm{V_p} \qquad [9]$$

$$\mathrm{V_a} = [\mathrm{K_a}]^{-1}[\mathrm{K_u}]\mathrm{V_p} = [\mathrm{S_1}]\mathrm{V_p} \qquad [10]$$

Où S_1 représente la sensibilité de l'assemblage aux variations des différents éléments.
Les auteurs poursuivent en ajoutant les variations V_t liées au support de sensibilité S_2. Les variations géométriques totales de l'assemblage s'écrivent finalement :

$$\mathrm{V_a} = [\mathrm{S_1}]\mathrm{V_p} + [\mathrm{S_2}]\mathrm{V_t} = [\mathrm{S}]\mathrm{V_s} \qquad [11]$$

V_s contient à la fois les variations liées aux éléments à assembler et l'outillage.
Cette méthode permet d'évaluer l'influence de chaque variation en modifiant la matrice de sensibilité correspondante sans avoir à simuler l'ensemble de l'assemblage. Cela permet des combinaisons où chaque outil a une influence [KUI08].

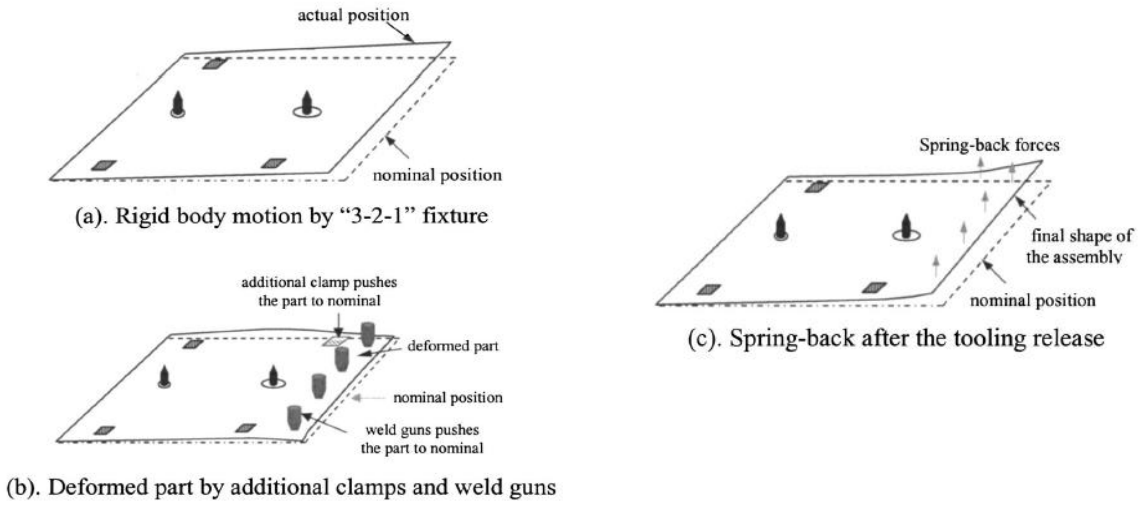


Figure 1.4-9 Séquence d'assemblage

Ici, la jonction entre les parties est considérée parfaite sans effets locaux. Or, dans le cas présent, le serrage va venir modifier considérablement le comportement des plaques. De plus, cette méthode ne s'intéresse qu'aux résultantes des forces nécessaires pour combler les jeux introduits par les défauts de formes et de position. Dans notre cas, les variations de raideurs introduites par ces variations géométriques, ainsi que l'étude du contact, rendent cette méthode linéaire peu adaptée.

Pour conclure, la modélisation et le tolérancement de pièces souples dans les assemblages type aéronautique constitue encore le sujet de nombreuses recherches. Parmi ces récents travaux, Stricher [STR13] utilise la méthode MIC, actualisée grâce à la méthode modale. En modélisant les variations géométriques via la décomposition modale, il est capable d'actualiser la matrice des raideurs utilisée en MIC. Cependant, l'hypothèse de non-contact doit être émise afin de rester dans un domaine linéaire. Cette problématique a été traitée par Dahlström [DAH07], qui a mis au point un algorithme intégré à la méthode pour prendre en compte le contact unilatéral. Les résultats obtenus sont comparés avec ceux venant de la méthode de Monte Carlo et donnent des résultats similaires pour un temps de calcul bien plus court. Enfin, il est possible de simuler directement les défauts en utilisant des modèles éléments finis tels que celui de Knight [KNI12] ou encore ASRP présentés précédemment dans la partie sur la modélisation éléments finis.

4.3 Problématique du contact entre surfaces réelles

4.3.1 Défauts des surfaces

Tout d'abord, il convient de préciser que l'on s'intéresse ici au contact entre surfaces réelles, c'est-à-dire comprenant des défauts de formes. Ces défauts de formes sont classés en quatre catégories [MAL04] :

- Défauts d'ordre 1 : Il s'agit des défauts géométriques, tels que la planéité, la rectitude, etc. Ils correspondent à des critères de qualité spécifiés lors du dessin de la pièce.
- Défauts d'ordre 2 : Liés à l'usinage, ces défauts comprennent par exemple les vibrations, la déformation des machines, etc. Ils sont relatifs aux ondulations inscrites dans le profil et sont représentés par une ligne ondulée caractérisée par la ligne enveloppe supérieure (LES). Le pas des irrégularités (distance entre deux sommets) est de l'ordre du millimètre (compris entre 0,5 et 2,5 mm environ).
- Défauts d'ordre 3 : Il s'agit des stries de rugosités de la surface de la pièce, qui caractérisent la rugosité (avec les défauts d'ordre 4). Ces sillons et stries sont tracés avec régularité sur la pièce avec un pas compris entre 0,02 et 0,5 mm environ. Ils sont dus aux vibrations à hautes fréquences de la pièce et de l'outil, et au mouvement d'avance lors de l'usinage.
- Défauts d'ordre 4 : Ce sont des défauts « accidentels », comme les rayures, les arrachements, etc.

Les défauts qui nous intéressent donc principalement ici sont les défauts des deux premiers ordres, liés à l'usinage et nécessitant généralement une étape supplémentaire de finition (Figure 1.4-10). Les défauts d'ordre 4, étant par nature exceptionnels, ne rentreront pas dans le cadre de cette étude.

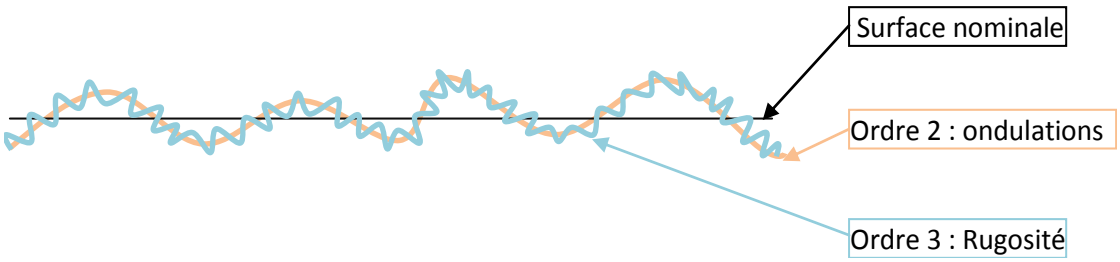


Figure 1.4-10 Ordres de défauts considérés

4.3.2 Généralités sur le contact entre surfaces

Le contact entre les surfaces réelles a initialement été étudié dans les années 60 et l'article de Greenwood [GRE66] est considéré comme le texte de référence dans de nombreuses études. La modélisation proposée était pleinement suffisante, les ingénieurs jouant sur les tolérances afin de garantir un maximum de matière en contact, nécessitant des rectifications et des traitements de surfaces. Or, à la suite du développement des codes éléments finis, il est maintenant possible de simuler plus finement des surfaces usinées et de se rapprocher ainsi le plus possible des conditions d'un contact réel entre surfaces.

L'étude de ces contacts se fait couramment via l'étude de l'évolution des conductivités thermiques et électriques de ces interfaces en fonction de l'effort de serrage. Ces études se retrouvent souvent en microélectronique où les rugosités ont un réel effet. Partant de la mesure de l'état de surface d'une surface réelle, une telle étude analyse les variations de la conductivité électrique [PEY07], via un modèle éléments finis. Une seule surface est créée, une surface somme reprenant tous les défauts, en contact avec une surface parfaite (
Figure 1.4-11).
Cette simulation, basée sur la discrétisation de la surface et d'une modélisation sous Ansys, donne des résultats satisfaisants mais semble être plutôt vouée à une application ponctuelle.

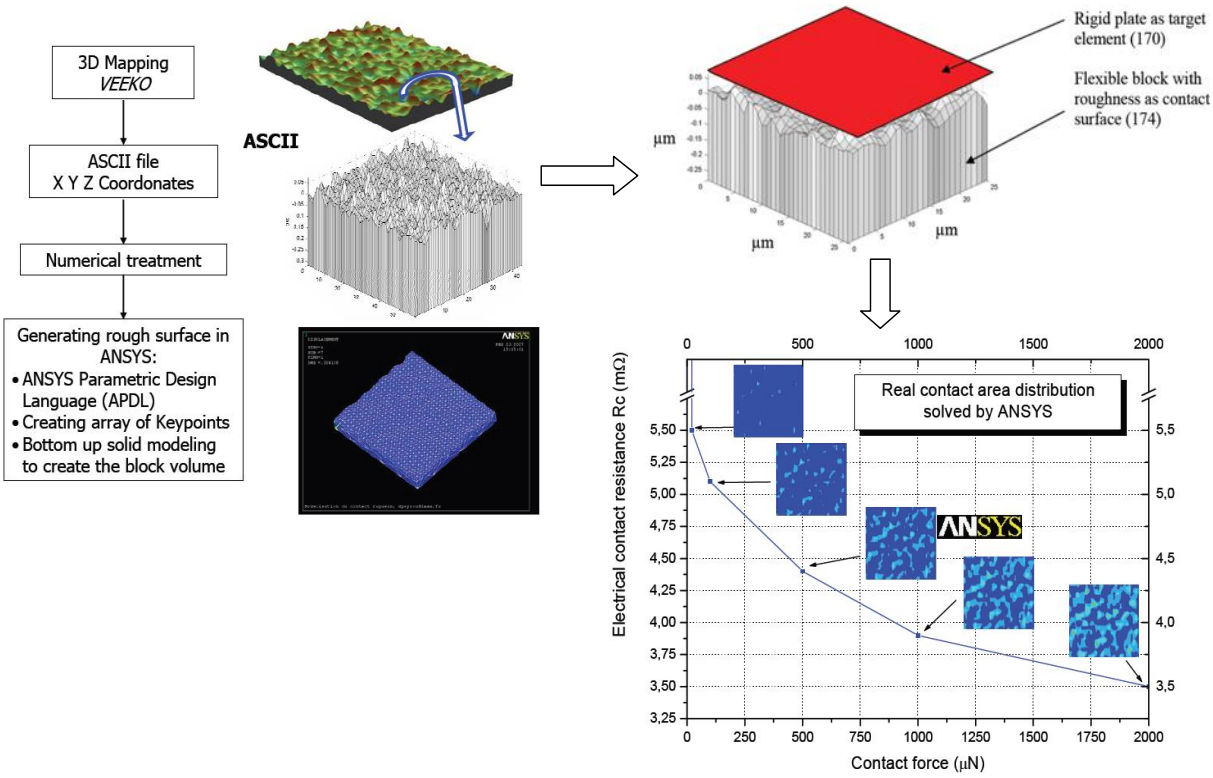


Figure 1.4-11 Méthode du calcul de l'évolution de la conductivité électrique en fonction de l'effort de contact [PEY07]

Au cours du serrage, les aspérités vont peu à peu s'écraser et l'on peut constater que la surface de contact augmente avec l'effort et, donc, que la résistance électrique du contact diminue.

4.4 Bilan des défauts dans les assemblages

Les assemblages boulonnés comprenant des perçages et mettant en jeu des interfaces en contact provenant de pièces réelles, ils sont potentiellement affectés par divers défauts. Les bavures constituent les défauts les plus courants et les plus étudiés. La gestion des contacts entre des pièces réelles commence à être analysée, notamment pour estimer les efforts induits dans les pièces. En revanche, il n'existe pas, à notre connaissance, d'étude à propos de l'impact de ces défauts sur la durée de vie en service de l'assemblage ni à propos de leur impact sur la phase de serrage.

5. Contrôle du contact entre surfaces

Thermographie : La conductivité thermique au niveau d'un contact est liée à la qualité de ce dernier, tout comme la conductivité électrique présentée plus haut [PEY07]. En effet, si les surfaces présentent de nombreuses aspérités, le transfert thermique se fera moins bien, passant de crête en crête. Des études ont été réalisées dans le but d'observer et de simuler la conductivité en fonction de l'effort de serrage [YEH01]. Les auteurs ont également réalisé une série de mesures à l'aide de films sensibles, afin d'obtenir une répartition de la pression de contact en fonction du nombre de boulons, du serrage et du diamètre de la vis. Ce dernier n'a d'ailleurs aucun effet sur la conductivité. La conductivité thermique augmente néanmoins avec le couple de serrage, augmentation d'autant plus grande que le nombre de boulons est important (Figure 1.5-1). En revanche, l'accroissement de la rugosité fait baisser la conductivité (Figure 1.5-1). La conductivité semble donc bien représenter un indicateur de la qualité du contact.

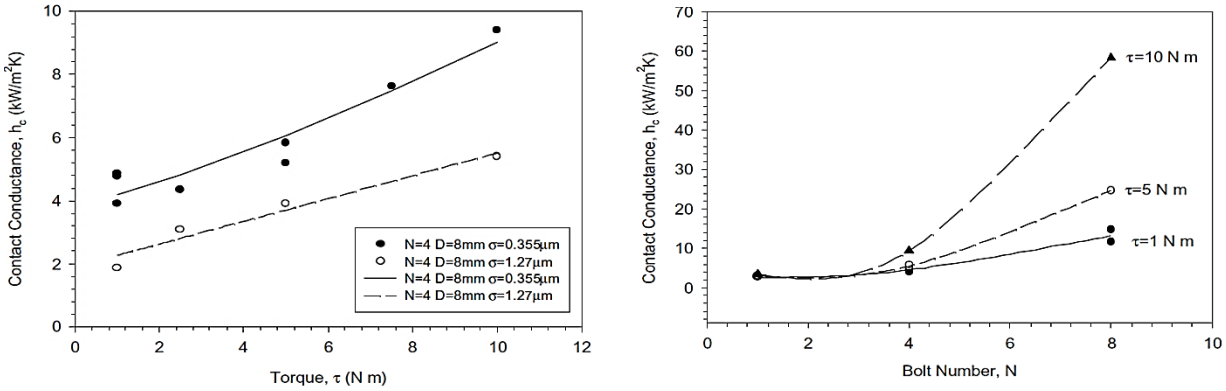


Figure 1.5-1 Evolution de la conductivité en fonction de la rugosité ainsi que du nombre de boulons pour une même valeur de serrage de [YEH01]

Ultrason : Cette technique se base sur les variations d'impédance acoustique dans un milieu. Une interface de contact va nécessairement créer une rupture de cette impédance. De façon analogue à la thermographie, cette rupture est fonction de l'état au contact dépendant à la fois des défauts de formes ainsi que de l'effort de serrage. Dans ses travaux [PAU07-1], Pau a comparé les résultats obtenus via le contrôle par ultrason avec ceux provenant d'une modélisation éléments finis ainsi que d'un film sensible placé à l'interface. Comparée au modèle numérique, la corrélation des résultats s'avère satisfaisante mais elle diffère quelque peu du résultat obtenu sur le film. Toutefois, la présence du film altère par nature l'interface et ne remet donc pas en cause la validité de cette technique, ne serait-ce que pour donner une répartition de la pression. Immédiatement, on peut se rendre compte que la pression n'est pas du tout homogène, confortant ainsi le besoin d'étudier l'interface.

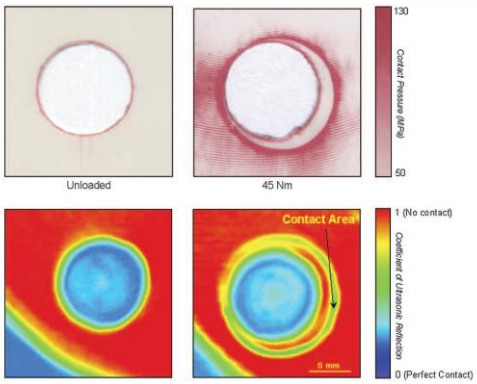


Figure 1.5-2 Comparaisons entre film sensible et contrôle par ultrason [PAU07-1]

Une étude propose par ailleurs d'évaluer l'influence de l'ondulation sur la pression de contact dans un assemblage en utilisant les ultrasons [MIN90]. En utilisant des sondes à faisceau normal et d'autres à faisceau à 45° (afin d'observer la zone sous la tête de vis), les auteurs mesurent la pression de contact pour divers niveaux d'ondulation des surfaces. Les résultats obtenus montrent que, plus la convexité de la surface est grande, plus la pression de contact sera grande mais focalisée autour de la zone d'application.

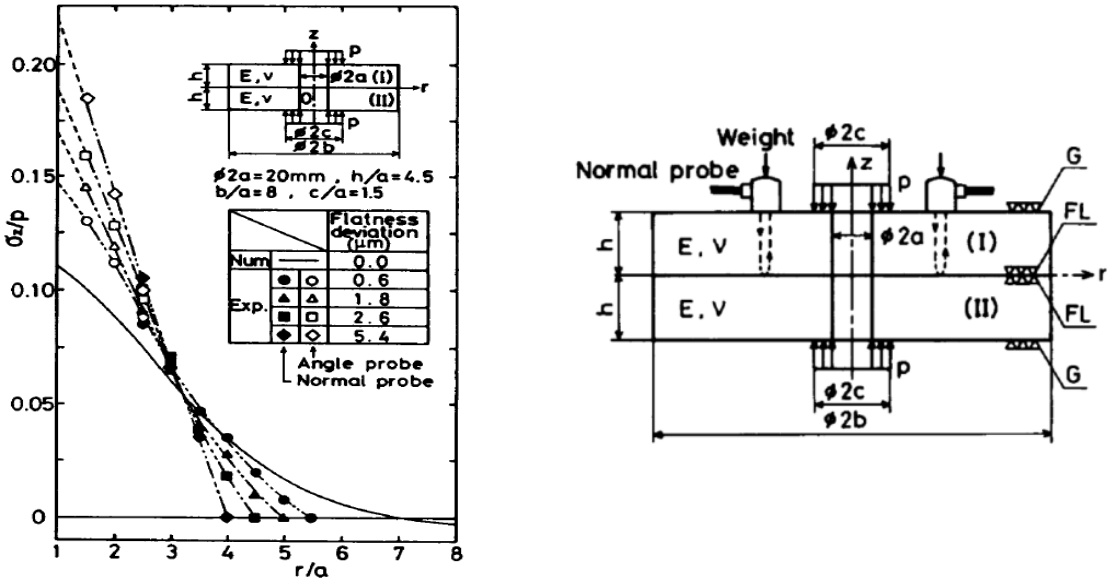


Figure 1.5-3 Géométrie des disques en contact et graphique pression/rayon

Tomographie : Empruntée au secteur médical, cette technique tend à se développer en mécanique. Une série de radiographie par rayons X est réalisée à 360° autour de la pièce et, à partir de ces radiographies, on crée alors un modèle en 3D. Cette technique commence à être utilisée pour vérifier la porosité de pièces de fonderie, les dimensions de parties peu accessibles, etc. Dans le cas présent, il existe peu d'études sur le contrôle par tomographie des assemblages boulonnés et sur la présence de défauts à l'interface. En revanche, nous avons identifié une étude de Lalechos [LAL08] portant sur la surface de contact d'un assemblage boulonné utilisé en électronique. Nous avons en effet constaté que la conductivité électrique – et thermique – dépend de la surface réelle de contact, ce qui explique le nombre d'études sur cette problématique du contact réel en électronique. Les auteurs ont utilisé la tomographie pour calculer la conductivité de l'assemblage en fonction de l'effort de serrage et ont dû mesurer la surface réelle de contact.

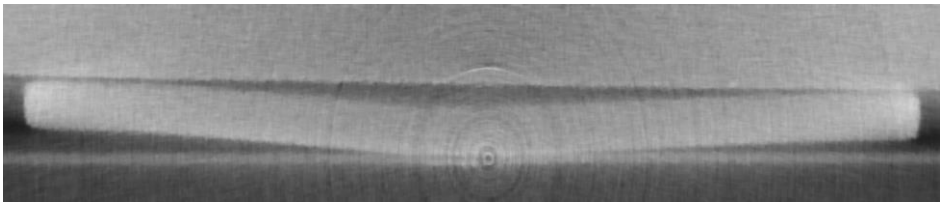


Figure 1.5-4 Coupe montrant la rondelle et les pièces d'un assemblage boulonné, extraite de la reconstruction en 3D

Courant de Foucault : Technique de contrôle non destructif de plus en plus utilisée dans l'industrie pour détecter la présence de défauts dans un composant. A l'aide d'une bobine, un champ magnétique sinusoïdal dans la pièce, de même que les variations de ce champ, vont à leur tour induire un courant dans la pièce. La présence d'un défaut va perturber le déplacement de ce courant et entraîner une variation d'impédance du capteur.

Les courants de Foucault pulsés (*pulsed eddy current*, PED) émergent notamment comme une nouvelle technique pour la détection de défauts dans des assemblages multicouches, ceux-ci permettant de s'affranchir de certains défauts du contrôle traditionnel par courant de Foucault (la faible profondeur de pénétration, notamment). Cette fois, le champ est généré par un train d'impulsions de courant. Généralement, deux autres bobines sont alors utilisées pour réaliser une mesure différentielle et détecter des discontinuités lors du déplacement du capteur. Une méthode d'analyse permet alors de traiter le signal [THO95]. Une étude [HE10] se concentre en particulier sur la détection de défauts à l'interface dans des assemblages rivetés mais le développement de la méthode n'est pas encore terminé, en ce qui concerne notamment la classification des défauts détectés ou le traitement en temps réel. Enfin, ce type de méthode nécessite des opérateurs qualifiés (tout comme pour le contrôle par ultrason), ce qui engendre des coûts d'emploi plus importants et une flexibilité moindre.

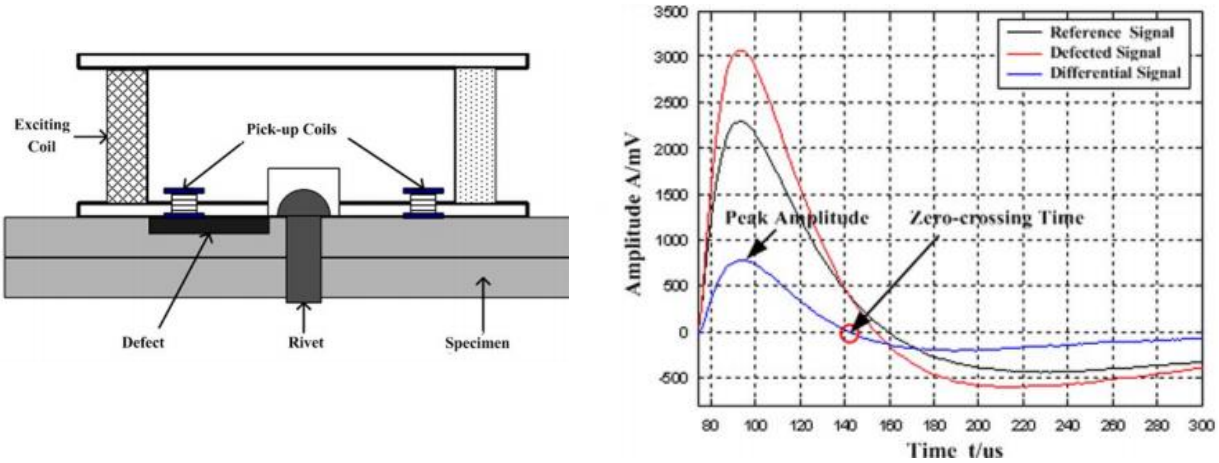


Figure 1.5-5 Principe de montage du contrôle par courant de Foucault pulsé et type de réponse en présence de défauts [HE]

6. Conclusion de l'étude bibliographique

Les assemblages boulonnés sont soumis à des sollicitations de cisaillement, de traction ou de chargements combinés. Des moyens analytiques ou de simulations couplés à des résultats empiriques peuvent contribuer à dimensionner les assemblages pour que ces sollicitations n'aient pas d'impact sur la durée de vie de l'assemblage. Des moyens de serrages plus ou moins précis permettent alors de mettre en œuvre un serrage correspondant au besoin, notamment en termes de précision sur la valeur de prétension installée. Bien que certains articles commencent à prendre en compte l'impact des défauts dans le comportement de l'assemblage et plus globalement de la structure, l'ensemble des modèles de dimensionnement considèrent, à notre connaissance, que l'assemblage est parfait, c'est-à-dire des assemblages sans défauts présents au niveau des interfaces entre les différents éléments les constituant. Or, de par sa nature, un assemblage boulonné est le lieu de nombreux défauts potentiels liés aux défauts de formes ou au perçage. Il convient par conséquent de contrôler l'accostage entre les pièces lors du serrage pour qu'un assemblage réel soit conforme au dimensionnement théorique.
Le déploiement à grande échelle des moyens de serrages présentés, permettant d'estimer la prétension ou les moyens de contrôle des interfaces, n'est pas envisagé car ils s'avèrent trop chronophages ou coûteux. Une nouvelle méthode de contrôle des assemblages boulonnés en temps réel pourrait permettre de réduire le temps consacré aux contrôles et de faire ainsi gagner du temps sur le processus global d'assemblage. L'industriel pourrait donc augmenter ses cadences de production sans détériorer la qualité des assemblages.

Chapitre 2 Méthode et Modélisation

Ce chapitre présente la méthode de serrage développée durant cette thèse. Elle utilise les différents changements de pente affectant la courbe de serrage couple/angle caractéristique d'un assemblage donné. Ces changements sont identifiés grâce à un algorithme dont le principe de fonctionnement est exposé dans la première partie de ce chapitre. Suivent ensuite les présentations de deux modèles, l'un analytique et l'autre utilisant la méthode des éléments finis. Ces modèles vont permettre de décrire un serrage sans défaut, afin de créer une base de référence pour les campagnes d'essais.

Introduction

L'étude bibliographique a montré que pour garantir le bon fonctionnement des assemblages boulonnés, la qualité du contact entre les pièces est primordiale. Cependant, les moyens de serrages actuellement utilisés en production ne sont pas capables de garantir qu'en fin de serrage, le contact entre les pièces est bien établi au droit de la fixation. De plus, pour garantir un niveau optimal de prétension dans l'assemblage, il est souvent nécessaire d'ajouter des étapes au processus du serrage ou d'utiliser des moyens onéreux.
Une nouvelle méthode de serrage est donc proposée, visant à garantir à la fois le contact entre les plaques et la qualité de l'interface entre les plaques en détectant d'éventuels défauts. Cette méthode pourrait également permettre de limiter la dispersion sur la prétension. L'idée principale de la méthode proposée est d'utiliser les courbes couple/angle établies lors du serrage pour détecter des points caractéristiques, les points d'inflexion entre différents segments constituant la courbe de serrage.
Après avoir présenté le principe de cette méthode, la suite du chapitre est consacrée à la modélisation analytique et par éléments finis du serrage. Ces modèles vont servir à établir une base de référence, avant de passer à des essais comportant des défauts. Le modèle analytique est construit à partir de formules issues de la littérature pour la formulation couple/angle et de modèles existants pour le calcul des différentes rigidités.
Le modèle éléments finis est un modèle 3D développé pour cette étude. Il permet de reproduire le serrage via une rotation de l'écrou et génère ainsi un couple de serrage.

Nomenclature

p : pas (mm)
θ : angle de rotation (°)
θ_T : angle de rotation perdue en torsion (°)
d : diamètre nominal (mm)
S_b : souplesse du boulon (mm/N)
S_p : souplesse des pièces (mm/N)
S_{cyl} : souplesse de l'embase (mm/N)
S_t' : souplesse en torsion de la vis (°/N.mm)
C : couple appliqué (N.mm)
μ_t : coefficient de friction dans les filets
μ_h : coefficient de friction sous l'écrou
μ : coefficient de friction global
r_m : rayon de contact moyen sous l'écrou (mm)
P_r : prétension (N)
λ : angle de contact sous tête de vis (°)
β : demi-angle de filets (30 ° pour la norme ISO)
E_p : module d'élasticité des pièces (MPa)
G : module de torsion de la vis (MPa)
E_b : module d'élasticité du boulon (MPa)
l_0 : longueur de la partie non filetée de la vis (mm)
l_1: longueur de la partie filetée de la vis (mm)
A_0: section de la partie non filetée de la vis (mm^2)
A_s: section de la partie filetée de la vis (mm^2)
l_{bi}: longueur d'une partie i du boulon (mm)
d_{bi}: diamètre d'une partie i du boulon (mm)
d_2: diamètre sur flanc (mm)
r_2: rayon sur flanc (mm)
d_3: diamètre intérieur de la vis (mm)
D_{int} : diamètre intérieur embase de l'écrou (mm)
D_{ext} : diamètre extérieur embase de l'écrou (mm)
C_f : couple de freinage (N.mm)
C_T : couple perdu en torsion dans la vis (N.mm)
l_p : longueur filets en prise (mm)
L_p : épaisseur à serrer totale (mm)

CONTENU

Introduction ____ *44*

Nomenclature ____ *44*

1. Présentation de la méthode de serrage intelligent proposée ____ *46*

2. Présentation de l'algorithme de traitement des données couple/angle ____ *47*

2.1 Principe de fonctionnement, contrôle a posteriori ____ **47**

2.2 Algorithme de contrôle en temps réel ____ **48**

3. Création d'un modèle analytique ____ *49*

3.1 Etablissement de la relation couple/angle ____ **49**

3.2 Souplesse de la vis en traction ____ **51**

3.2.1 Modèle simplifié ____ 51

3.2.2 Modèle VDI 2230 ____ 51

3.3 Souplesse en torsion de la vis ____ **52**

3.4 Souplesse des pièces à serrer ____ **53**

Calcul du diamètre équivalent ____ 53

4. Modélisation éléments finis ____ *54*

4.1 Introduction ____ **54**

4.2 Modélisation préliminaire ____ **56**

4.3 Maillage ____ **57**

4.4 Matériaux ____ **60**

4.5 Gestion des contacts ____ **61**

4.6 Conditions limites ____ **62**

4.7 Résultats Préliminaires ____ **64**

4.7.1 Résultats épaisseur 4 mm ____ 64

4.7.2 Résultats épaisseur 9 mm ____ 65

4.7.3 Résultats épaisseur 14,2 mm ____ 66

4.8 Influence des frottements ____ **67**

5. Développement d'un modèle d'écrou autofreiné sous Abaqus ____ *69*

5.1 Première approche : reconstruction à partir d'un nuage de points ____ **69**

5.2 Seconde approche : simuler le formage de l'écrou ____ **70**

6. Conclusion ____ *74*

1. Présentation de la méthode de serrage intelligent proposée

La méthode de serrage étudiée dans nos travaux permet d'ajouter de la valeur à l'étape incontournable du serrage en utilisant les moyens de production modernes que sont les outils instrumentés. Pour bien comprendre comment elle fonctionne, il faut considérer un cas de serrage d'un assemblage comprenant initialement un jeu entre les pièces à serrer.
La courbe couple/angle telle qu'elle est enregistrée par l'outil de serrage est de la forme décrite sur la Figure 2.1-1 :

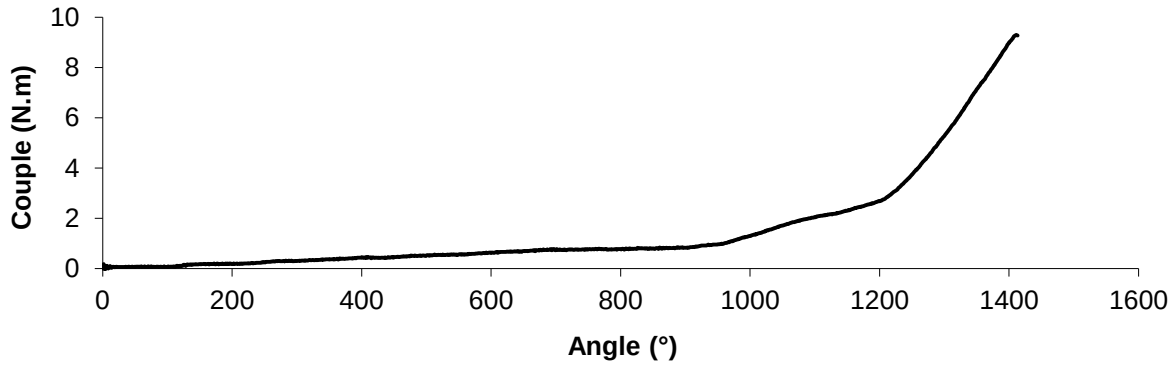


Figure 2.1-1 Courbe de serrage en présence de jeu entre les pièces

Plusieurs événements sont visibles sur la courbe, qui peut alors être divisée en plusieurs parties, en fonction des changements de pentes. Une fois idéalisée, la courbe devient :

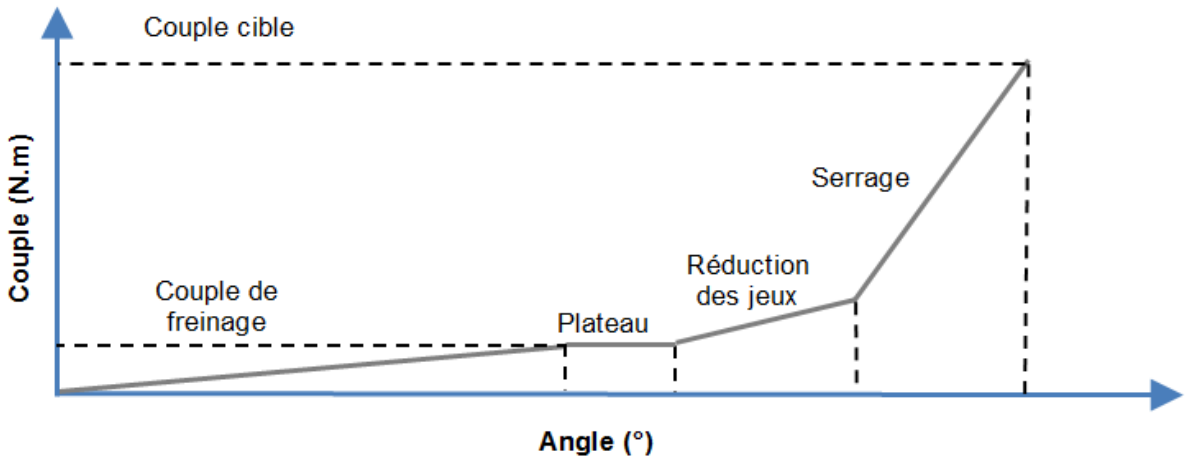


Figure 2.1-2 Courbe de serrage idéalisée avec identification des différentes parties

L'idée de la méthode est alors simple : puisqu'il faut garantir le contact entre les plaques, il doit y avoir au moins un changement de pente entre une pente nulle (le plateau sur la courbe) correspondant au freinage de l'écrou et une à deux parties linéaires suivantes. De plus, l'allure de la dernière partie censée être linéaire peut apporter des renseignements sur les coefficients de frottements, ainsi que sur la présence éventuelle de défauts entre les pièces. L'idée étant qu'un défaut au niveau du contact entre les pièces va modifier la raideur globale de l'assemblage. Une optimisation du serrage en prenant en compte la valeur du couple de freinage peut finalement être envisagée, corrigeant l'une des sources de dispersion de la prétension (dans le cas d'un serrage au couple classique).

2. Présentation de l'algorithme de traitement des données couple/angle

Afin de réaliser un traitement automatisé des informations recueillies lors du serrage, un algorithme a été mis au point. Ce premier algorithme ne traite les données qu'a posteriori, une fois celles-ci récupérées depuis le boîtier de contrôle de l'outil. Une version embarquée de l'algorithme est également développée pour un traitement en temps réel des données, la philosophie restant la même mais le traitement étant légèrement différent. L'idée étant que la méthode doit être aussi simple d'utilisation qu'une méthode de serrage au couple classique, sans qu'un opérateur n'ait à faire l'analyse des courbes.

2.1 Principe de fonctionnement, contrôle a posteriori

Une fois les données reçues, l'algorithme parcourt l'ensemble de la courbe à la recherche de la valeur de couple la plus haute, le point correspondant étant le point de départ. A partir de ce point, une première droite est déterminée sur un échantillon fixé de points. Une interpolation en utilisant la technique des moindres carrés renvoie le coefficient directeur de la droite passant par le maximum de points de cet échantillon, ainsi que les valeurs d'erreur. Cette seconde information n'est pas utilisée ici, préférant calculer le résidu séparément en utilisant le coefficient directeur et les coordonnées du point suivant (Figure 2.2-1).

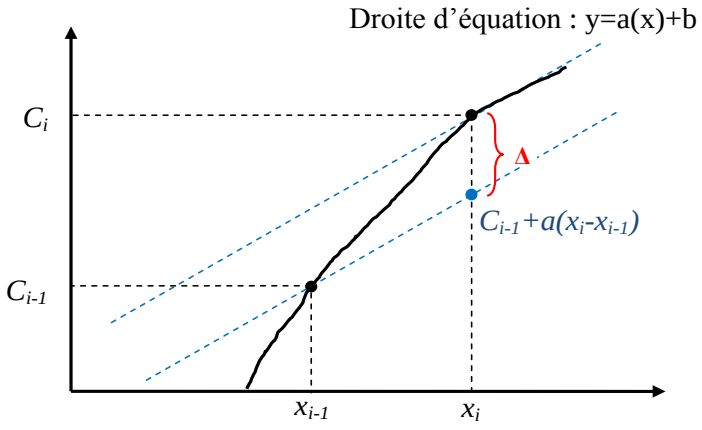


Figure 2.2-1 Calcul du résidu

$$\Delta = \frac{C_i - [C_{i-1} + a(x_i - x_{i-1})]}{C_i} . 100 \qquad [12]$$

Si ce résidu est supérieur à un seuil prédéfini alors l'algorithme commence le calcul d'une seconde droite. Cette opération est répétée jusqu'à ce qu'une valeur seuil de couple minimale soit atteinte (Figure 2.2-2).
L'ensemble de la courbe est donc découpé en un ensemble de segments dont on connaît les coefficients directeurs et les coordonnées de début et de fin.

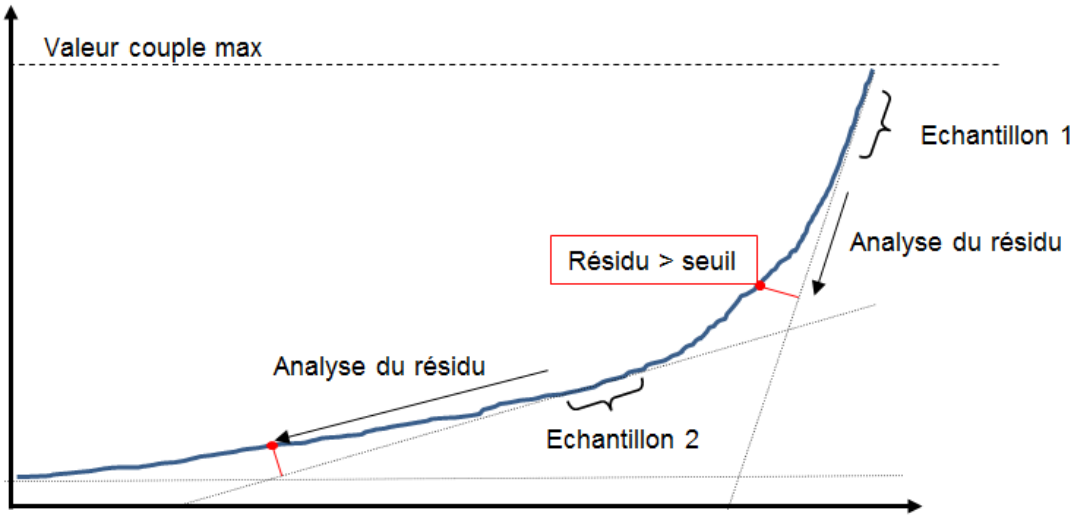


Figure 2.2-2 Schéma du principe de fonctionnement de l'algorithme contrôle a posteriori

L'algorithme évalue ensuite la différence entre les deux coefficients de segments successifs. En effet, l'algorithme peut avoir tendance à stopper s'il trouve une singularité et les segments sont donc de taille plus réduite qu'ils ne le devraient. Or si l'on relâche le seuil sur le résidu, le risque est de perdre de l'information, voire de passer des zones complètement non linéaires. L'idée est donc d'avoir une première passe très contraignante puis, si deux coefficients successifs sont très proches, alors l'algorithme réalise une approximation linéaire sur l'ensemble des points de ces deux segments. Une première version permettait d'ignorer une singularité et de tester le point suivant, si le résidu était trop important alors cela signifiait qu'il y avait un changement de pente. Mais cette approche est trop conditionnée par le taux d'échantillonnage des données pour être suffisamment robuste.

2.2 Algorithme de contrôle en temps réel

Pour pouvoir appliquer notre méthode en temps réel et optimiser la valeur du couple cible, ce traitement a posteriori des données n'est pas optimal. Une seconde version de l'algorithme permettant le contrôle en temps réel des données s'avère donc nécessaire. L'idée restant sensiblement la même : à partir d'un échantillon de points donnés par la visseuse, un premier coefficient directeur est calculé. Puis l'algorithme évalue la distance du point suivant par rapport à la droite définie par le premier échantillon. Comme précédemment, si la distance est inférieure à un seuil prédéfini, le point est ajouté à l'échantillon et le coefficient recalculé. Si la distance est trop importante, le premier segment est stoppé et l'algorithme attend de recevoir suffisamment de points de la visseuse pour recommencer un nouvel échantillon. La seconde passe d'évaluation des segments successifs est en revanche conservée, cette évaluation étant rapide à effectuer et nécessitant peu de puissance de calcul.
Les différents seuils et critères de départ et de fin de l'algorithme sont présentés dans le dernier chapitre concernant la conception d'un prototype regroupant l'ensemble des résultats présentés dans le manuscrit.

3. Création d'un modèle analytique

Etablir un modèle analytique liant le couple de serrage à l'angle de rotation de la vis/écrou (ou de l'écrou/vis) répond à plusieurs objectifs. Cela permet d'établir un lien avec la littérature et de constituer une base solide pour le reste de l'étude, donnant des pentes de références pour des cas sans défaut. Les formules simples sont intégrées à une feuille de calcul et, en faisant varier les dimensions des différents éléments, les relations couple/angle peuvent être établies pour un grand nombre de configurations de diamètre, d'épaisseurs à serrer, de matériaux ou de conditions de frottements. Ce modèle analytique doit servir à valider les différentes hypothèses utilisées lors de la création du modèle éléments finis, pour vérifier que les phénomènes majeurs intervenant dans l'étude aient bien été identifiés. Enfin, ce modèle peut également servir à estimer les coefficients de frottement présents lors d'un serrage réel en analysant les valeurs de pentes obtenues.

3.1 Etablissement de la relation couple/angle

Lors du serrage, la rotation de l'écrou entraîne la création de la prétension, qui a pour effet d'étirer la vis et de comprimer les pièces une fois le contact établi. Cela se traduit par la relation :

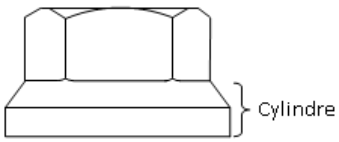
$$\Delta L_b = \frac{p\theta}{360} - \Delta L_p \qquad [13]$$

On introduit alors les souplesses du boulon S_b et des pièces S_p, qui nous permettent de lier les déplacements à la prétension, les déformations restant dans le domaine élastique.

$$P_r S_b = \left(\frac{p\theta}{360} - P_r S_p\right) donc\ P_r = \left(\frac{p\theta}{360} - P_r S_p\right)\frac{1}{S_b} \qquad [14]$$

De plus, il existe sur certains écrous une embase garantissant le non-contact entre l'écrou et le fût de la vis. La contribution de cette embase est rajoutée via la souplesse d'un cylindre S_{cyl} placé entre l'écrou et la pièce. Ce qui nous donne :

$$P_r = \frac{p\theta}{360(S_b + S_p + S_{cyl})} \qquad [15]$$



Cependant, seulement une partie de la rotation sert réellement à l'établissement de la prétension, une seconde partie se perd en torsion dans la vis :

$$P_r = \frac{p(\theta - \theta_T)}{360(S_b + S_p + S_{cyl})} \qquad [16]$$

La valeur d'angle perdue en torsion dépend de la raideur en torsion de la vis, du couple de serrage. Le couple de torsion dépend, lui, de la prétension et des frottements.

$$\theta_T = C_T S_T{}' \qquad [17]$$

Dans notre cas, l'effort tangentiel à l'origine de la torsion est créé au niveau du contact entre l'écrou et la pièce.

Ce qui nous donne pour le couple :

$$C_T = \mu_h r_m P_r \qquad [18]$$

Et, pour la prétension :

$$P_r = \frac{p(\theta - \mu_h r_m P_r S_T')}{360(S_b + S_p + S_{cyl})} \quad donc \quad P_r = \frac{p\theta}{360(S_b + S_p + S_{cyl}) + \mu_h r_m S_T' p} \qquad [19]$$

Il faut maintenant injecter la relation liant le couple à la prétension afin d'obtenir la relation couple/angle.

Il existe plusieurs formules reliant le couple à la tension, évoquées dans l'étude bibliographique lors de la présentation des méthodes de serrages. Ici est utilisée la formule de Kellermann et Klein [KER55] :

$$C = P_r(0.161p + 0.583\mu_t d_2 + \mu_h r_m) \qquad [20]$$

$$P_r = \frac{C}{(0.161p + 0.583\mu_t d_2 + \mu_h r_m)} \quad avec \quad d_2 = d - 0.6495p \qquad [21]$$

On obtient donc :

$$\frac{p\theta}{360(S_b + S_p + S_{cyl}) + \mu_h r_m S_T' p} = \frac{C}{(0.161p + 0.583\mu_t d_2 + \mu_h r_m)} \qquad [22]$$

Et, enfin :

$$C = \frac{p(0.161p + 0.583\mu_t d_2 + \mu_h r_m)}{360(S_b + S_p + S_{cyl}) + \mu_h r_m S_T' p}\theta \qquad [23]$$

Les écrous utilisés dans l'industrie aéronautique étant freinés, un couple de freinage C_f apparaît lors du serrage. Ce couple n'a pas d'expression analytique particulière et une constante est simplement ajoutée à l'expression précédente :

$$C = \frac{p(0.161p + 0.583\mu_t d_2 + \mu_h r_m)}{360(S_b + S_p + S_{cyl}) + \mu_h r_m S_T' p}\theta + C_f \qquad [24]$$

Il faut maintenant calculer les différentes souplesses mises en jeu dans cette relation.

3.2 Souplesse de la vis en traction

3.2.1 Modèle simplifié

Dans le cas général, la souplesse axiale de la vis est calculée en divisant la vis en un empilement de cylindres. Le découpage se fait en fonction des variations de diamètre de la vis. Dans un premier temps, la vis est divisée en deux parties, une correspondant à la partie filetée (l_1, A_1) et une partie correspondant au fût (l_0, A_0). Les contributions de la tête et de l'écrou sont représentées sous formes de longueurs additionnelles.
Il existe plusieurs manières de calculer ces longueurs additionnelles, notamment celle de Guillot [GUI08] reprise par Alkatan [ALK05]. Cette modélisation est facile et rapide à appliquer :

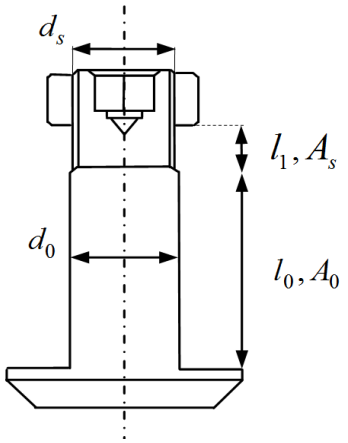


Figure 2.3-1 Découpage simplifié de la vis

La formule correspondante est la suivante :

$$S_b = \frac{1}{E_b}\left[\frac{l_0 + 0.4d}{A_0} + \frac{l_1 + 0.4d}{A_s}\right] \qquad [25]$$

3.2.2 Modèle VDI 2230

Le modèle VDI 2230 reprend cette formulation mais conduit le découpage un peu plus loin [VDI03]. Toutes les parties de la vis sont prises en compte et la contribution de l'écrou est également calculée. Cela permet de traiter des cas où l'écrou et la vis ne sont pas constitués du même matériau. Cela donne donc :

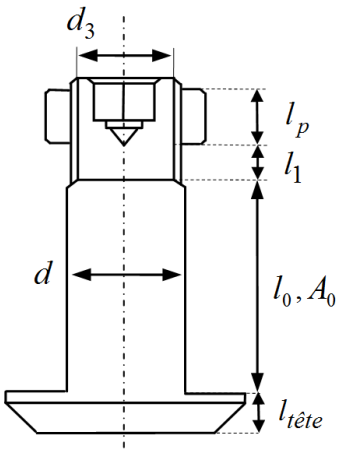


Figure 2.3-2 Découpage selon le modèle VDI

La formule générale est la suivante :

$$S_b = \sum S_i = S_{tête} + S_0 + S_1 + S_{vis} + S_{écrou} \quad [26]$$

Avec :

$$S_{tête} = \frac{l_{tête}}{E_{vis}\frac{\pi}{4}d^2}, \qquad S_0 = \frac{l_0}{E_{vis}A_0}, \qquad S_1 = \frac{l_1}{E_{vis}A_{vis}}, \qquad S_{vis} = \frac{l_{p.vis}}{E_{vis}A_{vis}} \quad [27]$$

et

$$S_{écrou} = \frac{l_{p.écrou}}{E_{écrou}\frac{\pi}{4}d^2} \qquad Où \quad A_{vis=\frac{\pi}{4}d_3{}^2} \quad et \quad d_3 = d - 1.2268p \quad [28]$$

Des longueurs équivalentes sont également utilisées pour la tête de vis et les filets en prise :

- $l_{tête} = 0.5d$ pour les vis à tête cylindrique à 6 pans creux et $l_{tête} = 0.4d$ pour les vis à tête hexagonales

- Pour les filets en prise, les longueurs sont : $l_{p.vis} = 0.5d$ et pour les associations vis/écrou, $l_{p.écrou} = 0.4d$

La différence entre ces deux modèles (en prenant le modèle VDI, le modèle le plus détaillé, en référence) est de 6 % :

Tableau 2.3-1 Souplesses obtenues pour une vis de 5,56 mm de diamètre et une longueur de 11,64 mm

	Souplesse (mm/N)
Guillot Simplifié	6,94E-06
VDI	7,34E-06

3.3 Souplesse en torsion de la vis

Le calcul de la souplesse en torsion reprend le même principe que pour la traction et la vis est découpée à nouveau en deux parties [GUI08].

La formule dans le cas général :

$$S_T{}' = \frac{180}{\pi}\sum_{i=1}^{n}\frac{32l_{bi}}{\pi G d_{bi}{}^4} \quad [29]$$

Et appliquée à notre cas avec deux parties :

$$S_T{}' = \frac{180}{\pi}\left(\frac{32l_1}{\pi G d_s{}^4} + \frac{32l_0}{\pi G d_0{}^4}\right) \quad [30]$$

3.4 Souplesse des pièces à serrer

Pour pouvoir calculer facilement la raideur de pièces prismatiques, celles-ci sont représentées par un cylindre équivalent. La section équivalente de ce cylindre est déterminée en fonction du cône de compression dans les pièces établies lors du serrage. Cette section est calculée à partir de paramètres géométriques adimensionnés :

$L_p^* = L_p$ /Da	épaisseur réduite des pièces assemblées prismatiques
X*= X/Da	abscisse réduite du trou de la pièce assemblée
Y*= Y/Da	ordonnée réduite du trou de la pièce assemblée
D_t^*= d/Da	diamètre réduit du trou de passage de la vis

L'utilisation du diamètre de la tête de vis s'explique par le fait que c'est celui-ci qui va conditionner en partie la forme du cône et pour des vis standard, il est proportionnel au diamètre nominal.

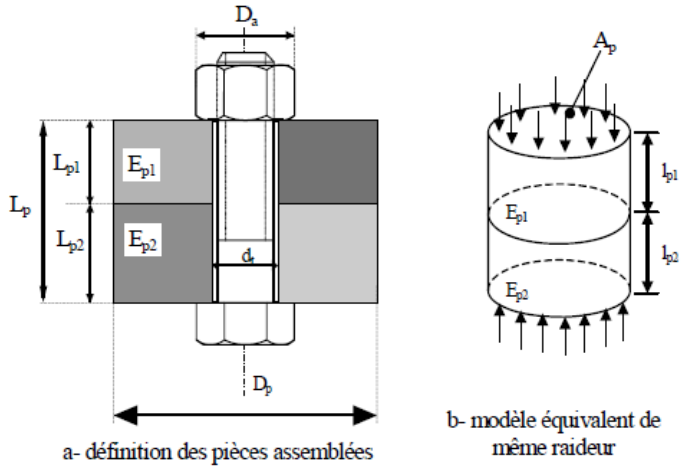


Figure 2.3-3 Modèle équivalent pour le calcul de raideur [ALK05]

Calcul du diamètre équivalent :

La formule permettant de calculer le diamètre équivalent est donnée ici dans sa forme générale qui permet de prendre en compte l'excentration du boulon par rapport aux pièces, bien que dans notre étude le boulon soit parfaitement centré.

$$D_{eq}^* = \frac{9Min(X^*, Y^*) + 2Min[Max(X^*, Y^*); 1]}{4} \qquad [31]$$

La formule permettant de relier ce diamètre à la section dans le cas d'un assemblage par boulon s'écrit [ALK05] :

$$A_{eq}^* = \frac{\pi}{4}\left(1 - D_t^{*2}\right) + \frac{1}{2}\left({D_{eq}^*}^2 - 1\right)\tan^{-1}\left[\frac{0.8\left(L_p^* - 0.2\right)}{{D_{eq}^*}^2 - D_t^{*2}}\right] \qquad [32]$$

Dans notre cas, les plaques étant d'épaisseurs identiques, on obtient pour la souplesse :

$$S_p = \frac{L_p}{E_p A_{eq}^* D_a^2} \qquad [33]$$

4. Modélisation éléments finis

4.1 Introduction

Un modèle éléments finis simulant le serrage est développé en parallèle du modèle analytique. L'objectif est de simuler les défauts et l'assemblage multifixation, et de comprendre l'interaction entre les différents éléments et l'effet des variations géométriques sur la signature couple/angle du serrage. En effet, pour tous ces cas, le modèle analytique montre ses limites.
Le modèle éléments finis permet, par exemple, d'étudier le champ d'application de la méthode proposée (diamètres limites, épaisseurs à serrer, etc.) sans avoir à multiplier le nombre d'essais réels, tant les combinaisons sont variées. Partant d'une modélisation simplifiée, afin de valider la méthode et les hypothèses, le modèle est amélioré pour inclure le freinage de l'écrou. Tous les calculs présentés ici et permettant de choisir parmi les différents choix de modélisation ont été réalisés à iso configuration sur un ordinateur domestique. Une fois les modèles validés, les calculs sont lancés sur des supercalculateurs.
Le code de calcul utilisé dans le cadre de ces travaux est le code commercial Abaqus de la société Dassault Systèmes. Ainsi, les appellations utilisées ici sont spécifiques à ce logiciel. Ce logiciel contient en réalité deux codes : Abaqus Standard, pour la résolution par un algorithme statique implicite, et Abaqus Explicit, pour la résolution par un algorithme dynamique explicite. Bien que rapide, le serrage de fixations n'est pas un phénomène dynamique et, par conséquent, le mode de résolution utilisé dans notre étude est l'implicite. Abaqus ne possède pas de système d'unité rigide, l'utilisateur doit utiliser un système d'unités cohérent parmi la liste ci-dessous :

Quantity	SI	SI (mm)	US Unit (ft)	US Unit (inch)
Length	m	mm	ft	in
Force	N	N	lbf	lbf
Mass	kg	tonne (10^3 kg)	slug	lbf s^2/in
Time	s	s	s	s
Stress	Pa (N/m^2)	MPa (N/mm^2)	lbf/ft^2	psi (lbf/in^2)
Energy	J	mJ (10^{-3} J)	ft lbf	in lbf
Density	kg/m^3	tonne/mm^3	slug/ft^3	lbf s^2/in^4

Figure 2.4-1 Correspondance des unités dans Abaqus

La plupart des articles concernant la modélisation des assemblages ne s'intéressent qu'au comportement en service et non au serrage. Ainsi, ces articles comportent des modélisations 2D dans la plupart des cas et les filets ne sont généralement pas modélisés. Or, ici, afin de reproduire le processus du serrage, le modèle doit être un modèle tridimensionnel avec modélisation des filets. La méthode la plus couramment employée consiste à utiliser un profil de référence. Ce profil est ensuite extrudé, selon une hélice, représentant directement la géométrie finale [FUK08, SHA13, YAN13].
Ici, le profil représente à la fois le filet et le corps de la vis (ou de l'écrou), il y a donc une continuité du maillage, ce qui permet d'évaluer précisément les contraintes en fond de filet.

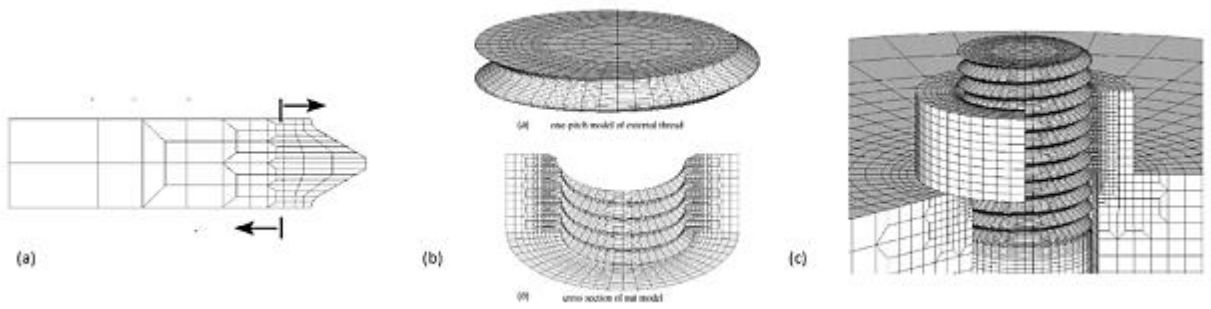


Figure 2.4-2 Maillage de la section (a), aperçu des filetages de la vis et de l'écrou (b) et assemblage complet (c) [FUK08]

Cette approche permet d'avoir une continuité dans la géométrie mais le nombre d'éléments est alors très important [FUK08], empêchant de réaliser des assemblages multifixations, ce qui est l'un des enjeux de cette étude.

Un article utilise cependant une approche différente [YU15]. Les auteurs réalisent un modèle 3D complet simulant la rotation de l'écrou afin d'évaluer les performances de ce type de modèle comparé aux modèles analytiques. Une fois validé, il leur permet également d'étudier l'effet de quelques paramètres (frottements, jeu dans l'alésage, etc.) sur la relation couple/prétension. En revanche, ils ne s'intéressent pas à la relation couple/angle. Bien que cela ne soit pas précisé dans l'article, les pièces et le filetage semblent être modélisés séparément, au vu des maillages obtenus. Le couple de serrage est introduit en utilisant un cisaillement sur les parois de l'écrou.

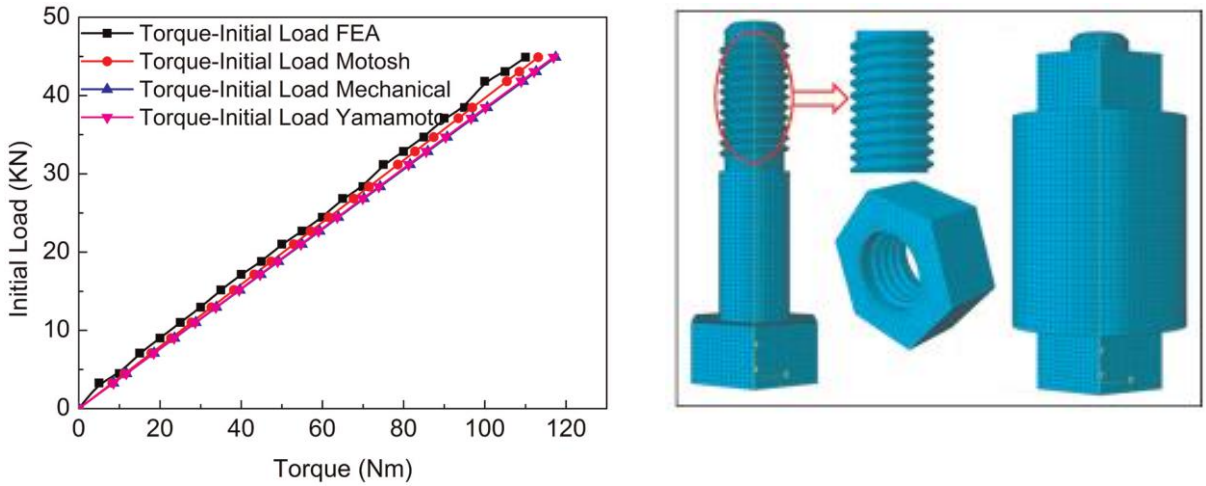


Figure 2.4-3 Comparaison des résultats obtenus avec les modèles analytiques et présentation du maillage [YU15]

4.2 Modélisation préliminaire

Dans le cadre de cette étude, nous cherchons à appréhender rapidement la loi globale couple/angle en faisant varier des paramètres afin de tester de nombreuses configurations, sans chercher à obtenir une répartition fine de la contrainte en fond de filet. Nous allons donc modéliser les parties lisses de l'écrou et de la vis, puis rajouter les filets. Les différents éléments sont tout d'abord modélisés en utilisant le logiciel de CAO Catia V5. Les géométries sont ensuite importées sur Abaqus (Figure 2.4-4) avant d'être découpées en différentes sections, ceci afin de permettre au logiciel de réaliser les maillages plus facilement.

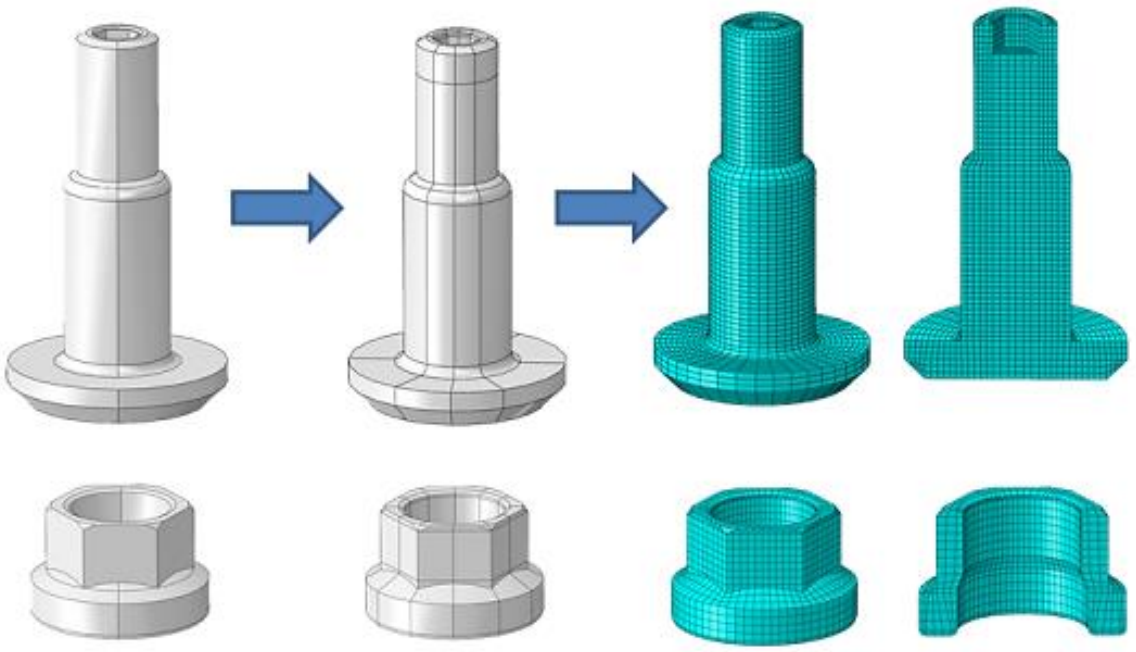


Figure 2.4-4 Import et maillage des parties lisses des fixations

Les filetages sont réalisés en extrudant un profil le long d'une hélice. Le profil suit la norme AS8879 (ou MIL 8879). Tout d'abord, la fin du filetage n'est pas modélisée, celui-ci s'arrêtant de façon abrupte afin de simplifier le maillage.

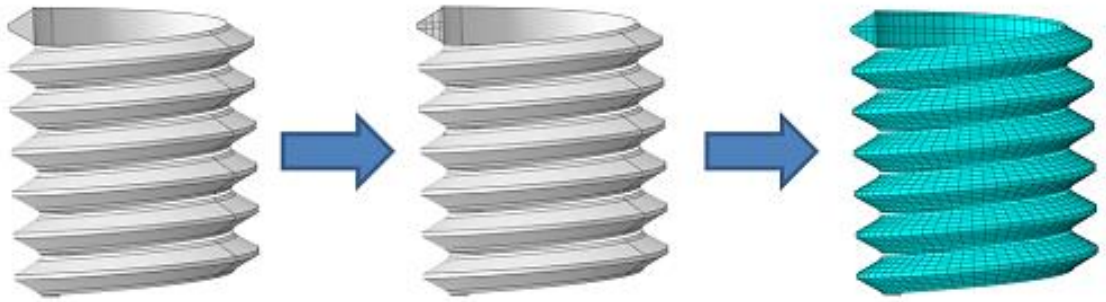


Figure 2.4-5 Import et maillage du filetage de la vis

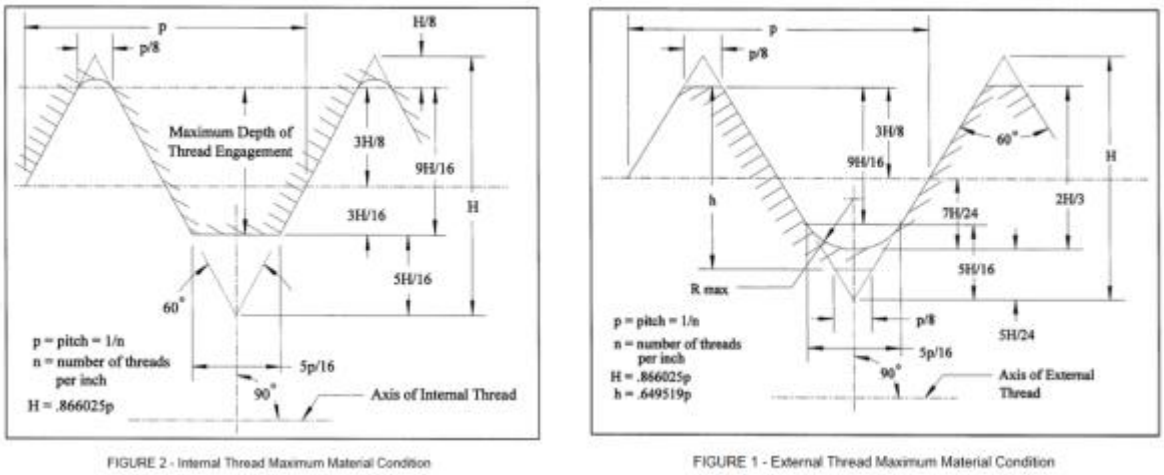


Figure 2.4-6 Norme MIL 8879

Une fois que tous les éléments sont modélisés, le modèle complet en 3D est assemblé (Figure 2.4-7).

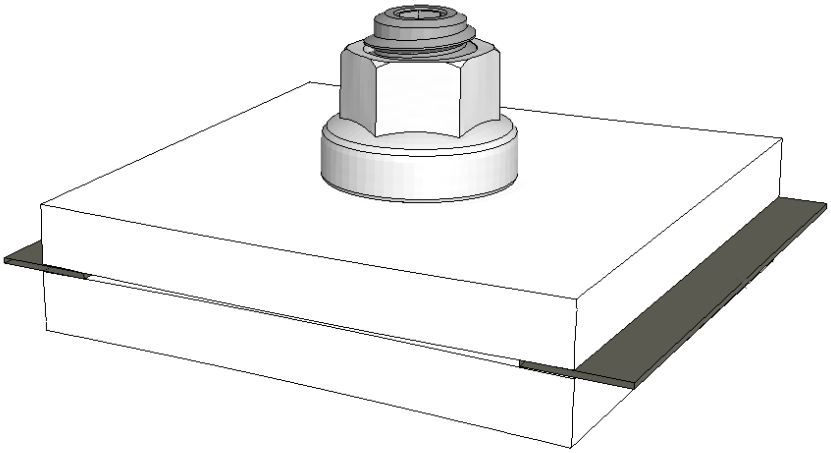


Figure 2.4-7 Vue d'ensemble du modèle

4.3 Maillage

Les éléments utilisés pour mailler les pièces sont des éléments volumiques hexaèdres (C3D8R) et prismatiques (C3D6) lorsque la géométrie requiert leur emploi. En revanche, tous les éléments sont à intégration réduite.

La taille des éléments fait l'objet d'une étude de convergence. La répartition des contraintes n'étant pas la priorité de l'étude, la taille des éléments a peu d'influence sur le résultat global. Un maillage suffisamment fin afin de permettre un contact homogène dans le filetage est suffisant. Mais il s'avère toutefois important de s'assurer que le comportement global n'est pas impacté, surtout au niveau des zones de contact sous écrou et dans le filetage. De plus, il faut surveiller l'énergie artificielle introduite dans le modèle lors de la résolution. Le temps de calcul doit être le plus court possible, dans le but d'envisager des études sur des modèles de plus grande taille ou comprenant de multiples fixations.

En prenant par exemple comme cas test un assemblage ayant des fixations de diamètre 5,56 mm et des plaques à serrer de 4,5 mm d'épaisseur, deux tailles d'éléments sont testées.

Pour le premier cas, les éléments appliqués sur les parties lisses des éléments de fixations, ainsi que sur la zone de contact au niveau des plaques, ont une taille de 0,4 mm. Les éléments constituant les filetages ont une taille de 0,2 mm. Dans le second cas, ces valeurs sont doublées mais tous les autres paramètres du modèle sont identiques.

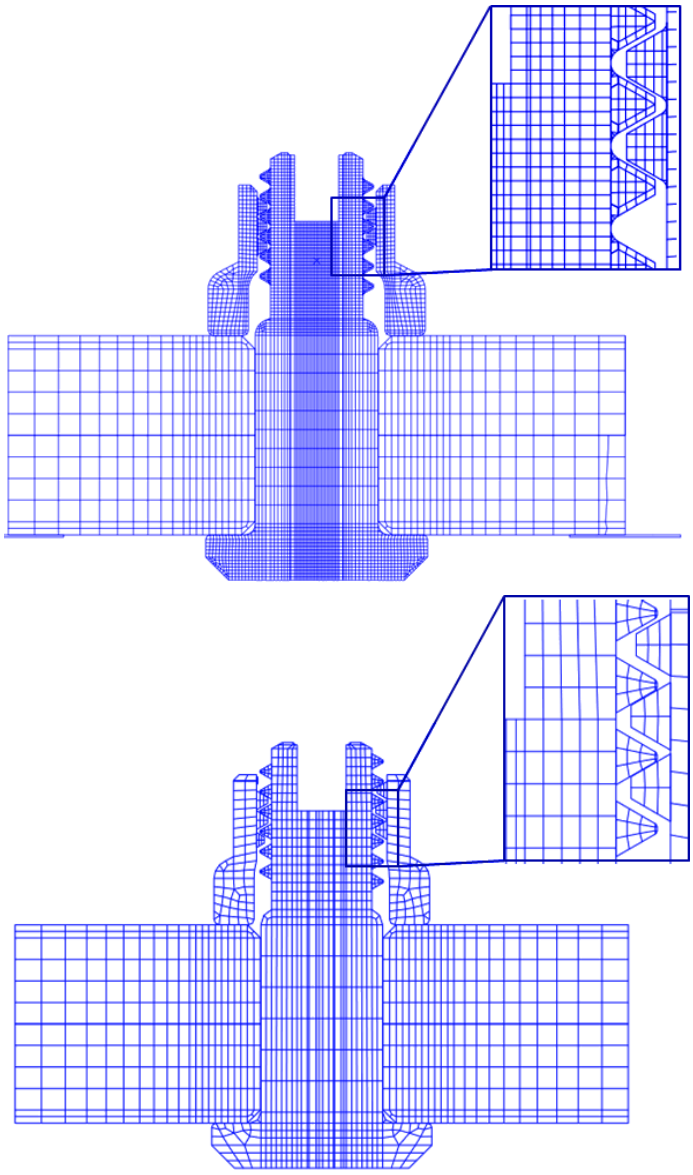


Figure 2.4-8 Maillage fin (0,2 mm) en haut et maillage standard (0,4 mm) en bas

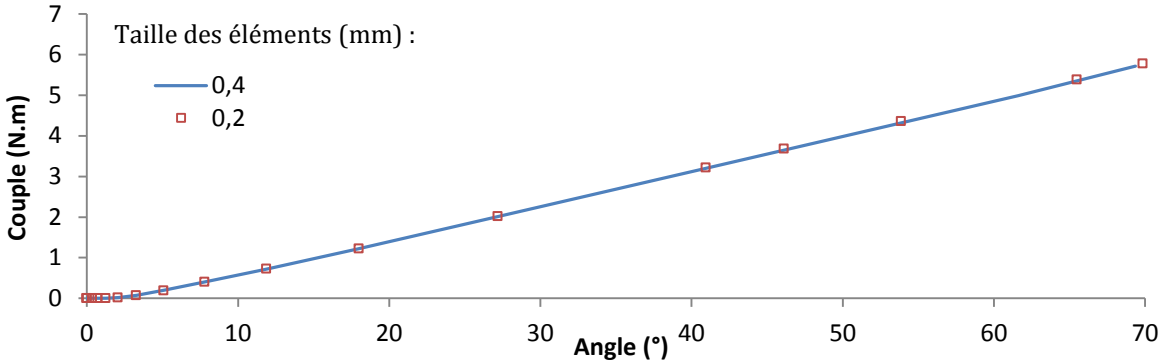


Figure 2.4-9 Courbes de serrage pour deux tailles d'éléments

L'écart sur les pentes observées est très faible puisqu'il est de 1 % (Figure 2.4-9), mais le temps de calcul est divisé par plus de 4 (97 minutes contre 21). De façon analogue, l'écart sur la répartition des contraintes est assez faible tant il existe de singularités au niveau du filetage.

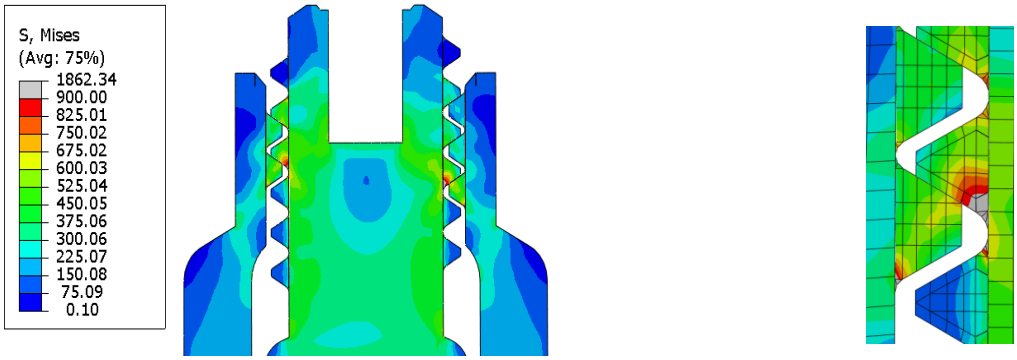


Figure 2.4-10 Répartition des contraintes de Von Mises pour un maillage fin

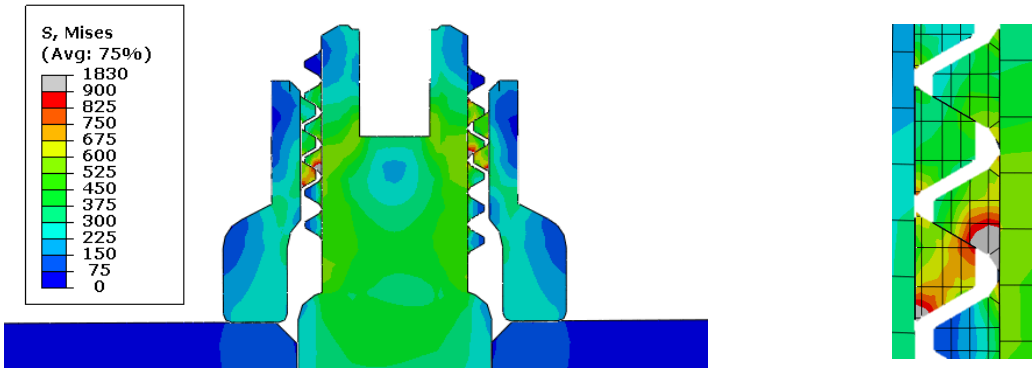


Figure 2.4-11 Répartition des contraintes de Von Mises pour un maillage standard

L'affichage des contraintes est volontairement limité à 900 MPa car les valeurs supérieures correspondent aux éléments de fond du premier filet engagé. Or, les filets étant roulés, les propriétés des matériaux utilisés ici ne sont pas pleinement réalistes. De plus, la forme de ce fond de filet ainsi que l'interaction avec le fût de la vis (fonction « *tie* ») exacerbent le défaut existant, donnant des valeurs de contraintes irréalistes.
De façon similaire, des essais comparatifs (diamètre 5,56 mm et épaisseur à serrer de 4 mm) utilisant des éléments quadratiques et linéaires donnent les mêmes résultats mais avec un temps de calcul bien plus long pour les éléments quadratiques (Figure 2.4-12), 146 contre 36 minutes, l'utilisation d'éléments quadratiques revenant à utiliser quatre fois plus de nœuds.

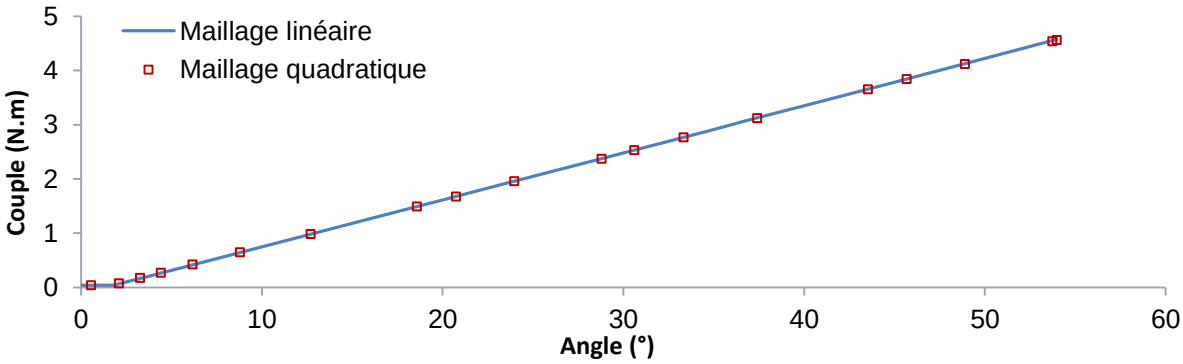
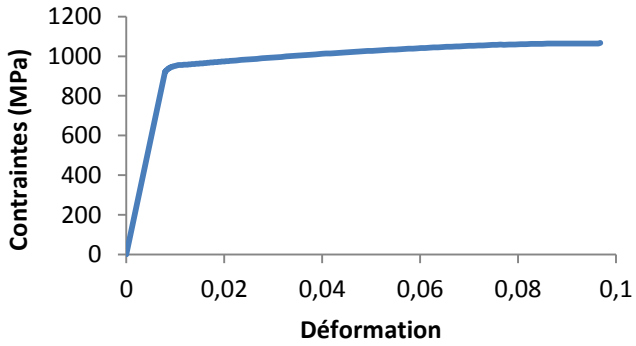


Figure 2.4-12 Comparaison maillages quadratiques et linéaires, diamètre 5,56 épaisseur à serrer de 4 mm

4.4 Matériaux

Pour se rapprocher d'un cas d'étude industriel, l'écrou est en acier, la vis en titane et les plaques en aluminium (2024). Initialement, tous ces matériaux sont des matériaux élastoplastiques. Abaqus permet l'emploi de ce type de matériaux en discernant les deux lois de comportement. Pour la partie élastique tout d'abord, il est nécessaire de renseigner le module de Young ainsi que le coefficient de Poisson. Pour la partie plastique, Abaqus a besoin des couples contraintes/déformations qui décrivent la courbe. Ainsi, la partie plastique des courbes contraintes/déformations de ces matériaux a été discrétisée. Puis il faut convertir les contraintes et déformations expérimentales en contraintes et déformations vraies. Toutes les données proviennent soit de la base de données Airbus, soit de la base de données Metallic Materials Properties Development and Standardization (MMPDS).

Tableau 2.4-1 Valeurs des données pour les différents matériaux et loi matériau Aluminium 2024



Matériau	Module de Young (MPa)	Coefficient de Poisson
Acier	200000	0.3
Aluminium	66863	0.34
Titane	116237	0.34

L'utilisation de ces lois élastoplastiques devait permettre de se rapprocher le plus possible d'un cas réel. Or, le processus de mise en forme des vis comprenant des phases de roulages pour les filets et de galetage sous la tête de vis en vue d'améliorer les performances, les lois simples utilisées ici ne rendent pas compte de l'état réel des vis. Dès lors, une plastification précoce est visible au cours de la simulation (Figure 2.4-13). En effet, sur ce type de vis, la portion de couple utile est de 5 Nm, ce qui correspond sur la courbe au début de la plastification, or le serrage à la limite élastique est proscrit afin d'éviter tout risque de casse lors de surcharge en service. De fait, des marges sont prises lors de l'établissement des couples de serrages.

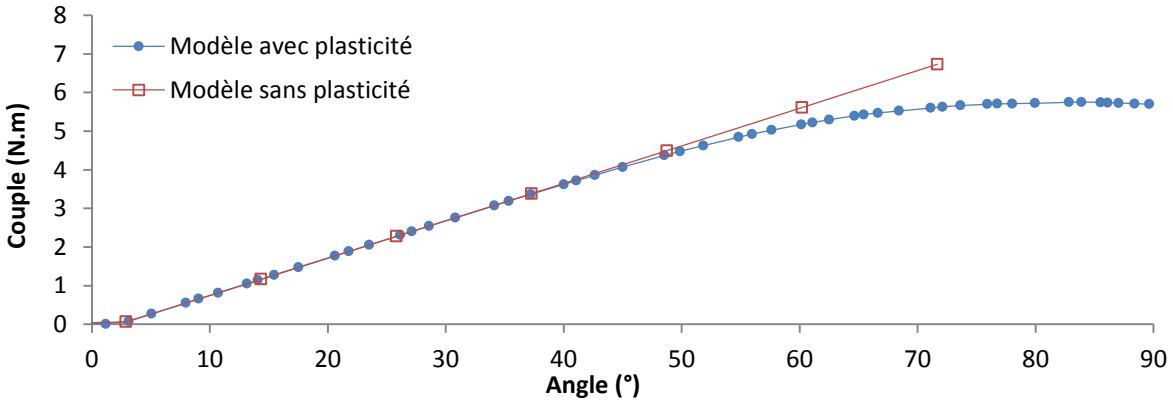


Figure 2.4-13 Comparaison des simulations avec et sans loi plastique des matériaux

Le comportement plastique des matériaux est finalement abandonné, celui-ci ne faisant que rallonger les calculs (voir le nombre de points et donc d'incréments sur la courbe) tandis que la partie linéaire demeure inchangée et qu'elle constitue l'objet de l'étude.

4.5 Gestion des contacts

La présence de nombreux contacts est en grande partie à l'origine de la non-linéarité et de la complexité de ce modèle. Les différents contacts sont spécifiés lors de la création du modèle (*contact pairs*), par opposition à la méthode *general contact*, qui implique que n'importe quelle surface peut entrer en contact avec une autre. Ainsi les paires de surfaces qui vont entrer en contact au cours du calcul sont renseignées. Dans la direction normale, la loi est de type <*hard*>, ce qui signifie qu'aucune pénétration de points esclaves dans la surface maître n'est permise. Dans la direction tangentielle, la loi de Coulomb est utilisée. Les coefficients de frottements proviennent d'une étude réalisée dans le laboratoire et correspondent à des cas lubrifiés, ces essais seront décrits dans le chapitre 3 présentant les essais.
La seule différence qui existe entre les types de contacts réside dans la formulation du glissement. Certaines surfaces resteront en contact ou localement en contact lors du calcul, nous pouvons dès lors utiliser la formulation *small sliding*. Un nœud esclave sera alors toujours en relation avec la même portion de surface, évitant ainsi le suivi de ce nœud durant le calcul. L'autre formulation plus générale est *finite sliding*, qui permet les mouvements importants ainsi que la séparation des surfaces mais entraîne un temps de calcul plus important. La répartition de ces deux formulations est représentée dans le schéma suivant (Figure 2.4-14).

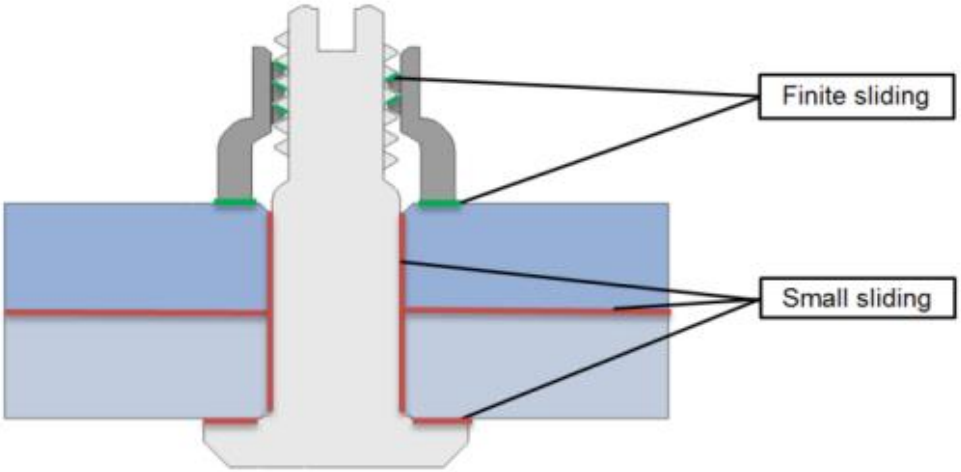


Figure 2.4-14 Répartition des contacts

La prise en compte du contact entre le fût de la vis et les parois de l'alésage s'avère nécessaire pour simuler les cas où le jeu entre les plaques est important, entraînant une rotation de celles-ci et donc un contact potentiel, comme sur la Figure 2.4-15.

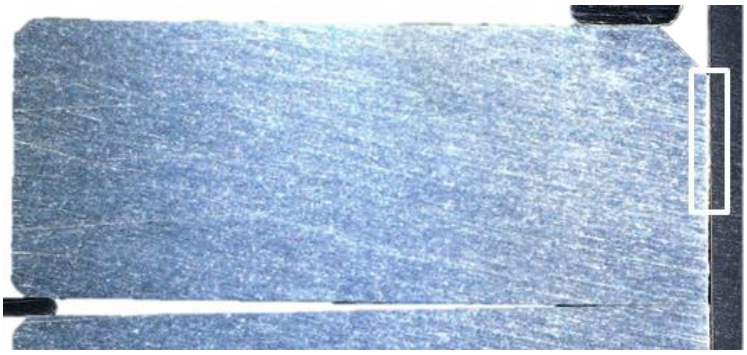


Figure 2.4-15 Zone de contact entre la plaque supérieure et le fût de la vis, entourée par le rectangle

4.6 Conditions limites

La première méthode utilisée pour introduire la rotation de l'écrou et le maintien de la vis consiste à utiliser des outils rigides. Comme les autres pièces, ces éléments sont modélisés sous Catia et importés dans Abaqus, il s'agit donc des pièces de type rigide discret et non rigide analytique. Les pièces rigides analytiques sont moins coûteuses en calcul mais doivent être créées dans Abaqus, limitant les possibilités en termes de géométrie.
Les pièces de type rigide ne sont donc pas déformables et sont utilisées lorsque l'une des pièces en contact est bien plus rigide que l'autre. Leur emploi permet de réduire la durée des calculs (Figure 2.4-16).

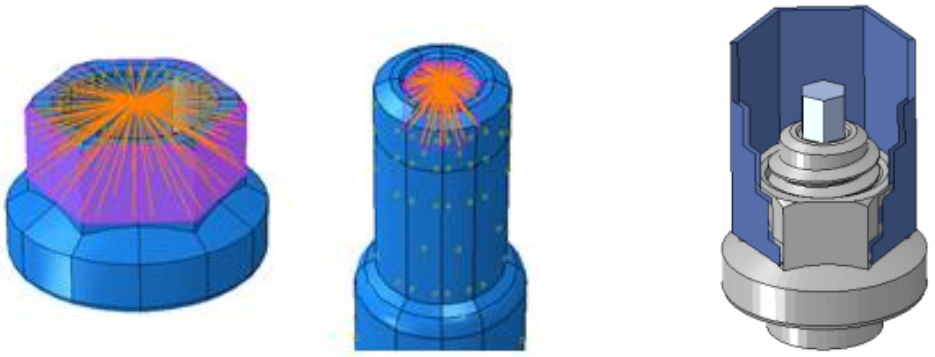


Figure 2.4-16 Utilisation d'un point rigide (écrou à gauche et vis au milieu) et outil rigide vis et outil rigide écrou (partiellement découpé, à droite)

Une seconde approche basée sur l'utilisation de points rigides est utilisée pour contraindre les déplacements de la vis et de l'écrou, ce qui permet de réduire le nombre de contacts à gérer. Ces points rigides sont couplés aux surfaces que l'on souhaite contraindre (Figure 2.4-16). Lors du calcul, les conditions limites spécifiées sur ce point seront alors appliquées à l'ensemble de la surface. Cela présente l'avantage d'avoir deux contacts de moins à gérer, mais les surfaces ainsi contraintes ne peuvent se déformer et l'ensemble est alors plus rigide que le système réel.
Cette simplification entraîne une baisse du temps de calcul de l'ordre de 42 % (56 contre 32 minutes) et entraîne une légère hausse de la rigidité lors du calcul :

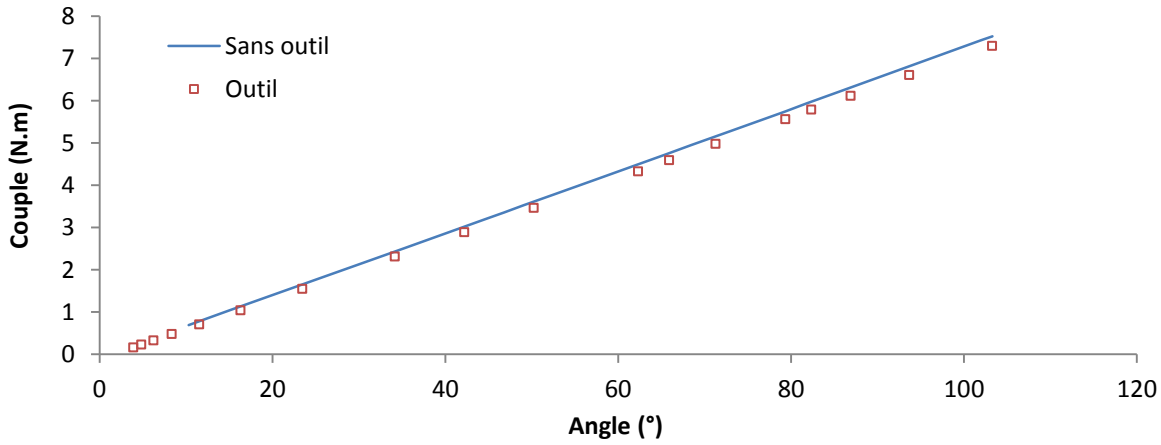


Figure 2.4-17 Comparaison de la simulation avec outil rigide et couplage cinématique

L'avantage de ces deux techniques est que le post-traitement des résultats est grandement facilité : l'information de couple et d'angle est directement disponible au point rigide.

La rotation des plaques induite par les frottements sous l'écrou est reprise au moyen de deux appuis ponctuels de part et d'autre de chaque plaque.
Quel que soit le type de modélisation d'outil choisi, les conditions limites sont donc :

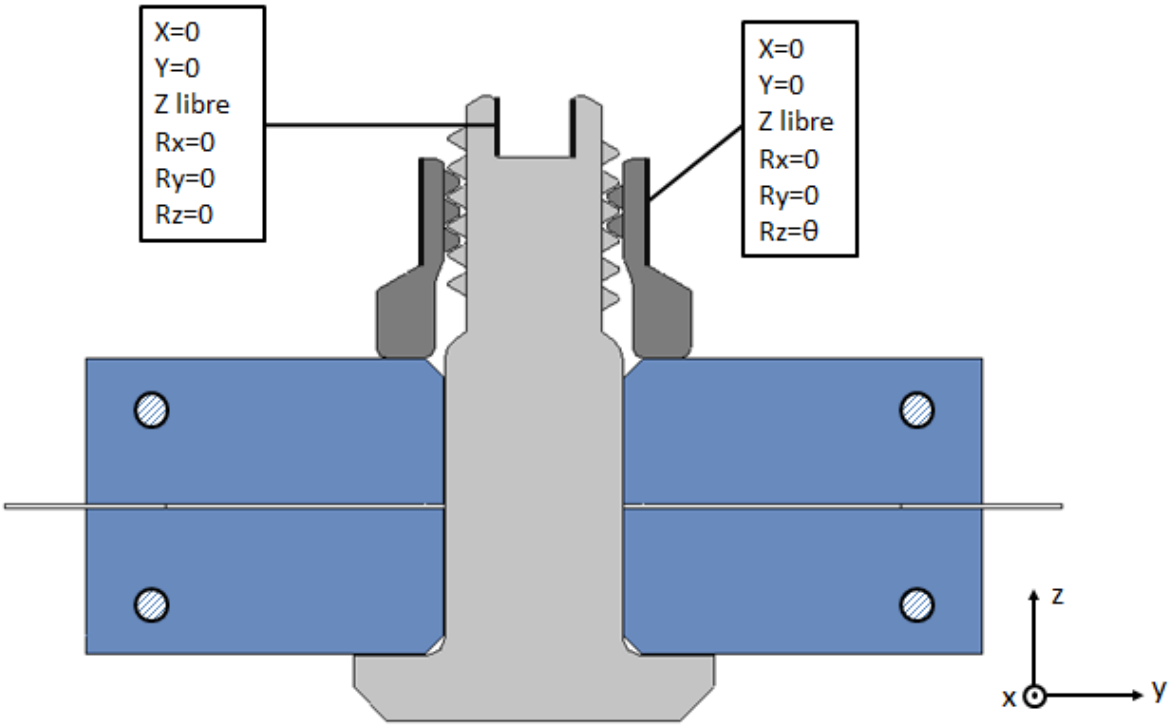


Figure 2.4-18 Conditions limites du modèle éléments finis

Enfin, les cales qui seront utilisées pour la suite de l'étude sont encastrées.

4.7 Résultats préliminaires

Les résultats donnés par les modèles éléments finis sont comparés aux résultats donnés par le modèle analytique afin de vérifier la validité des simulations. Les comparaisons vont porter sur les relations couple/angle, telles que calculées précédemment, mais également les relations couple/prétension et prétension/angle. Les cas d'étude pour ces comparaisons sont, en partie, ceux qui seront testés lors des essais, soit un diamètre de fixations de 5,56 mm et trois épaisseurs différentes à serrer : 4 mm, 9 mm et 14,2 mm qui correspondent respectivement à des rapports L/D de 0,72, 1,62 et 2,6. Le coefficient de frottement global utilisé est de 0,04.

4.7.1 Résultats épaisseur 4 mm

Les résultats donnés par les modèles éléments finis sont comparés aux résultats donnés par le modèle analytique. La différence entre les pentes obtenues pour la relation couple/prétension est de 0,6 % (Figure 2.4-19).

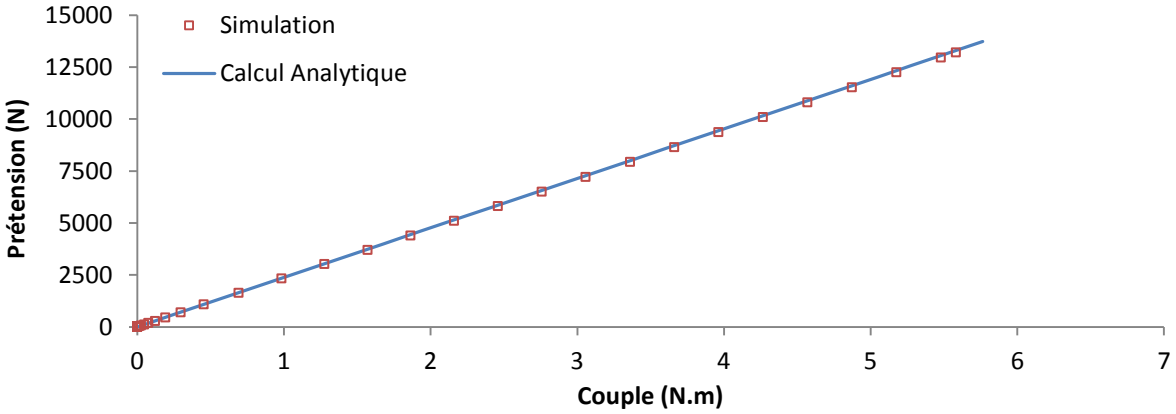


Figure 2.4-19 Comparaison des résultats prétension/couple entre modèle analytique et simulation épaisseur 4 mm

En revanche, les résultats concernant les relations basées sur l'angle de rotation de l'écrou sont nettement moins bons, soit 13,5 % d'écart pour la relation couple/angle et 14,1 % pour la relation prétension/angle. Ces deux relations ont en commun le calcul des rigidités.

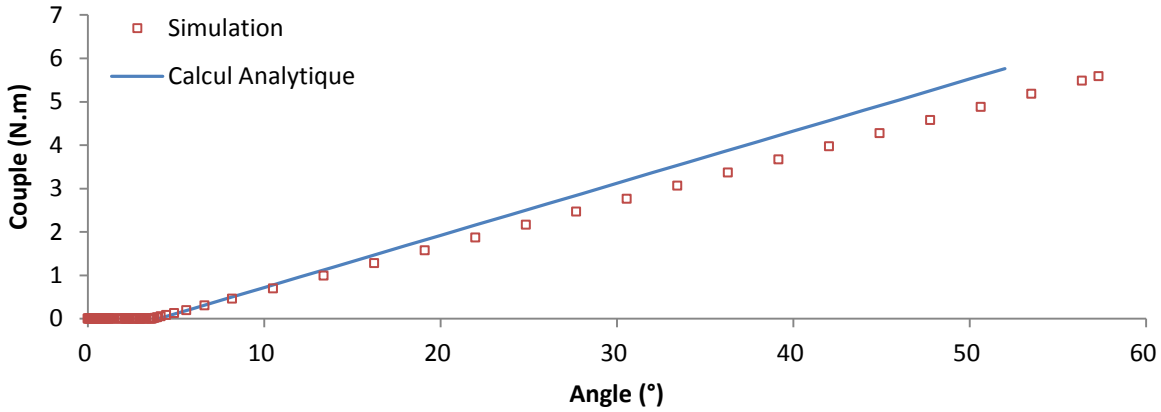


Figure 2.4-20 Comparaison des résultats couple/angle entre modèle analytique et simulation épaisseur 4 mm

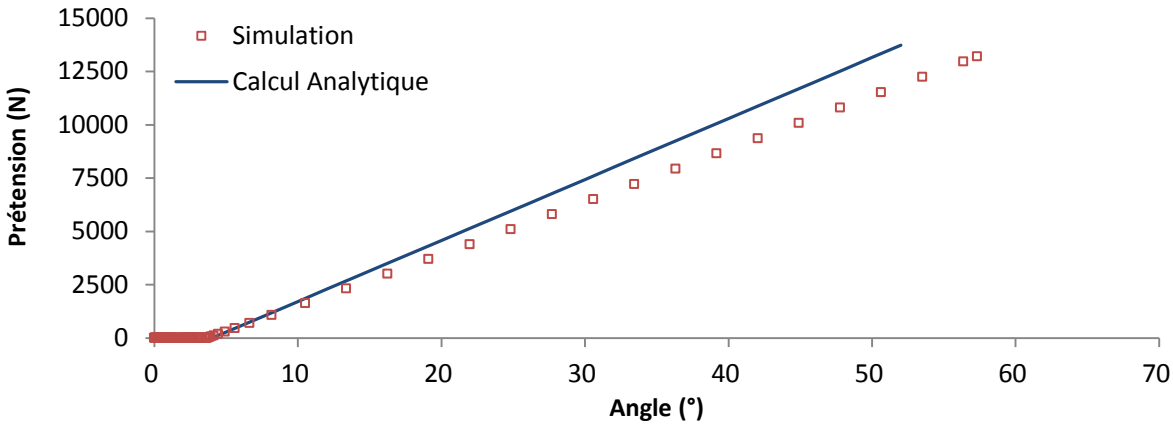


Figure 2.4-21 Comparaison des résultats prétension/angle entre modèle analytique et simulation épaisseur 4 mm

4.7.2 Résultats épaisseur 9 mm

La différence entre les pentes obtenues pour la relation couple/prétension est de 1 % (Figure 2.4-22).

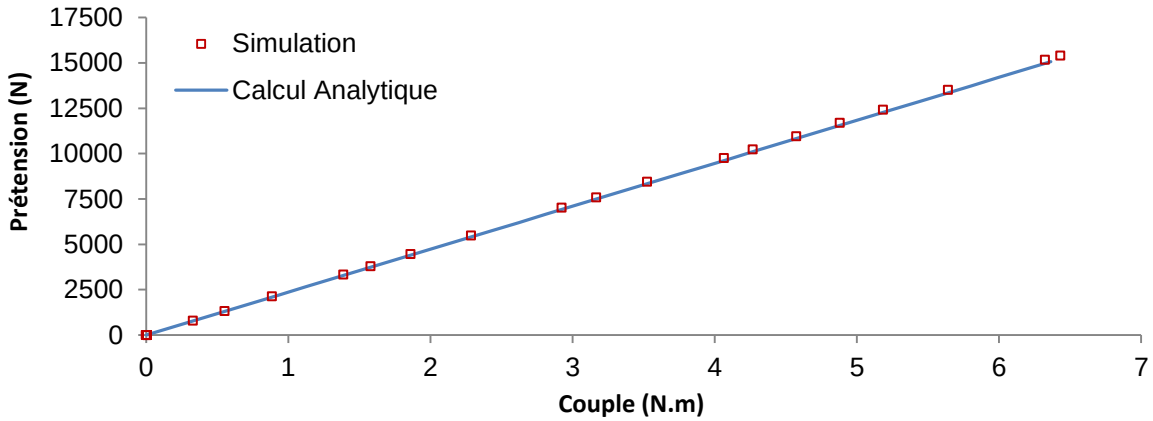


Figure 2.4-22 Comparaison des résultats prétension/couple entre modèle analytique et simulation épaisseur 9 mm

Concernant les relations ayant pour base l'angle, les résultats sont les suivants : 5 % d'écart pour la relation couple/angle et 5,6 % pour la relation prétension/angle. Là encore, les relations ayant pour base l'angle sont celles qui présentent le plus d'écart.

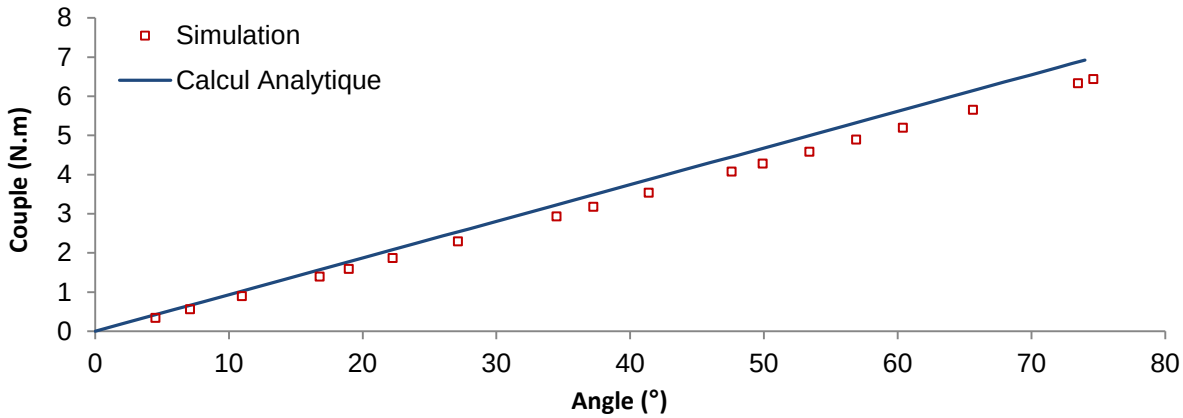


Figure 2.4-23 Comparaison des résultats couple/angle entre modèle analytique et simulation épaisseur 9 mm

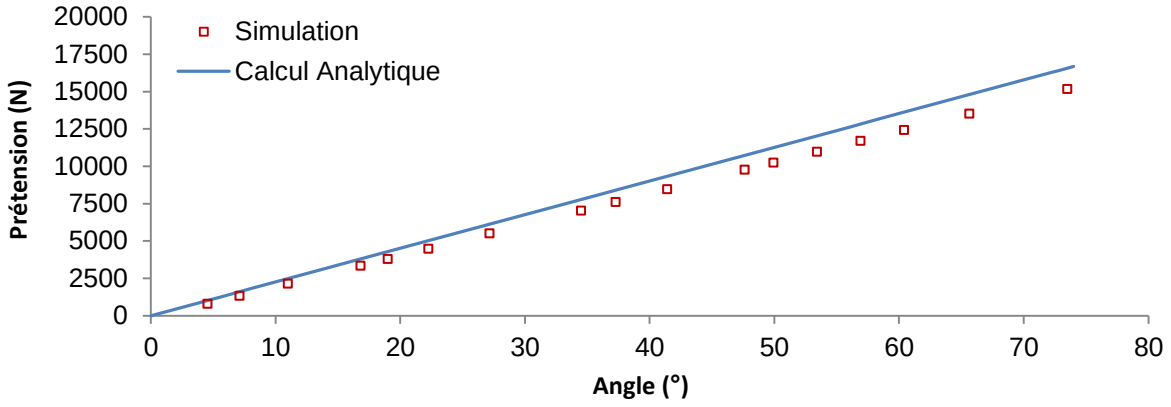


Figure 2.4-24 Comparaison des résultats prétension/angle entre modèle analytique et simulation épaisseur 9 mm

4.7.3 Résultats épaisseur 14,2 mm

Comme pour les résultats précédents, la différence entre les pentes obtenues pour la relation couple/prétension est de 3,2 % (Figure 2.4-25).

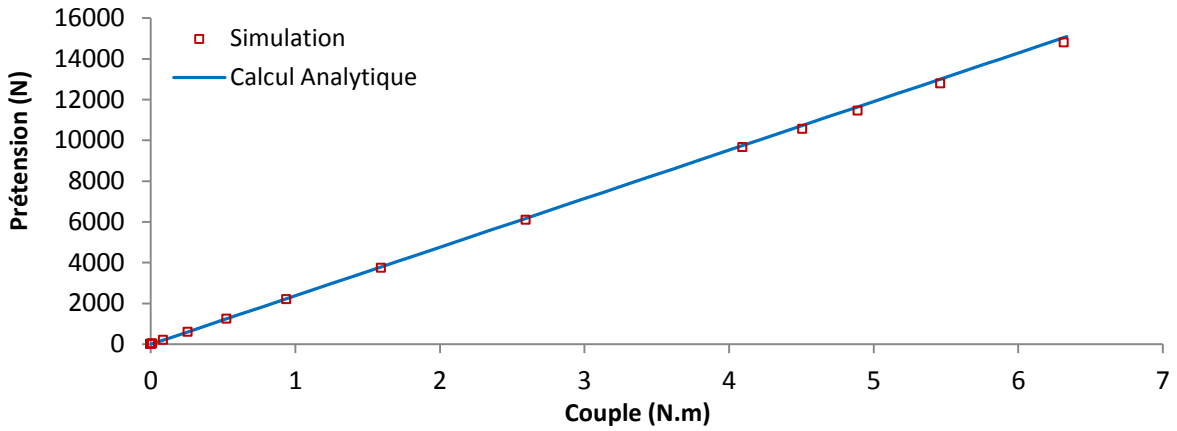


Figure 2.4-25 Comparaison des résultats prétension/couple entre modèle analytique et simulation épaisseur 14,2 mm

Cette fois-ci, l'écart entre les relations analytiques et la simulation pour la relation couple/angle n'est pas très éloigné de l'écart sur la relation prétension/couple : 4,5 %.

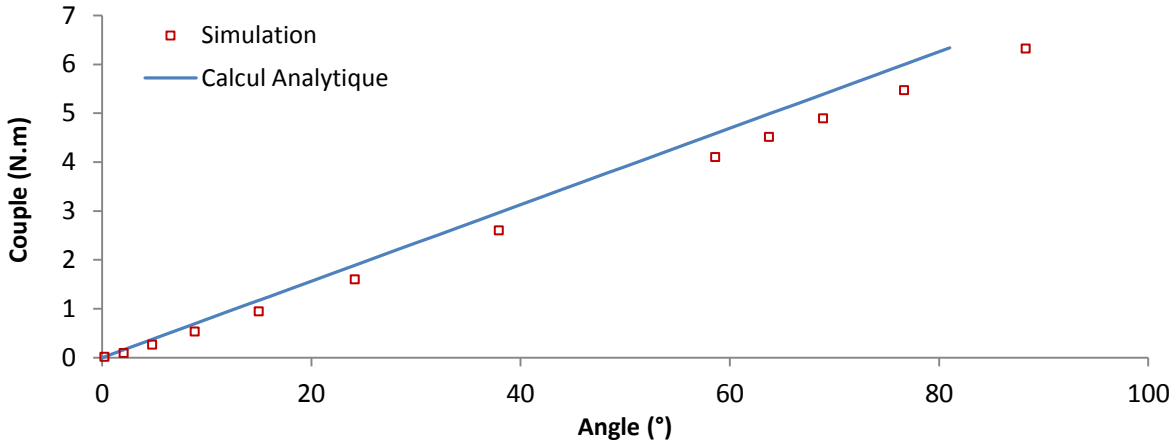


Figure 2.4-26 Comparaison des résultats couple/angle entre modèle analytique et simulation épaisseur 14,2 mm

En revanche, l'écart pour la relation prétension/angle est plus important : 8 %.

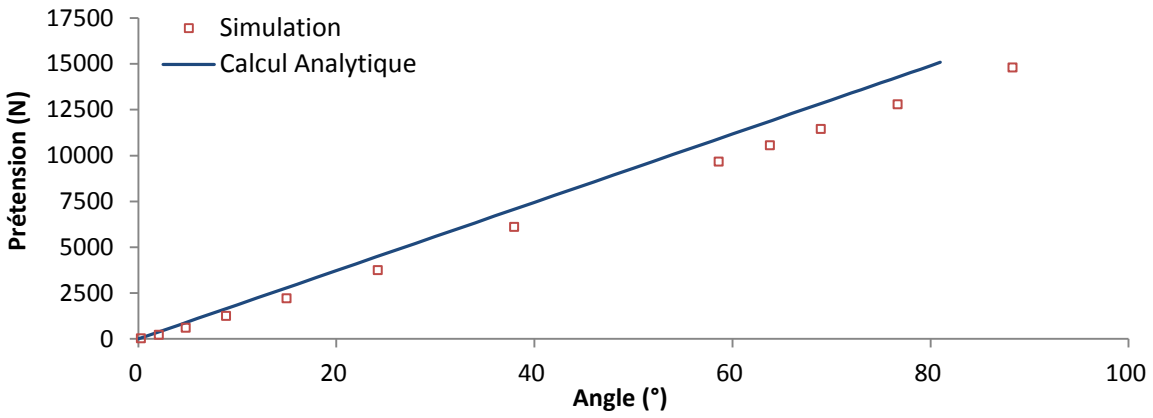


Figure 2.4-27 Comparaison des résultats prétension/angle entre modèle analytique et simulation épaisseur 14,2 mm

En conclusion, les relations mettant en jeu les rigidités calculées ont tendance à donner des résultats différents des simulations. Cela doit venir des modèles utilisés pour le calcul des rigidités des pièces prismatiques qui montrent leurs limites lorsque les plaques sont trop fines.

4.8 Influence des frottements

Le modèle éléments finis nous permet d'évaluer l'impact des frottements sur le comportement de l'assemblage au cours du serrage. Bien que la formulation des frottements soit simplifiée (loi de Coulomb isotrope et coefficient constant), cela nous donne néanmoins une idée sur la fourchette de valeur que peut prendre le coefficient directeur des droites couple/angle en fin de serrage et permet ainsi de commencer à tester la robustesse de notre méthode. De nouveau, les simulations réalisées portent sur un diamètre de 5,56 mm et une épaisseur à serrer de 9 mm. Le coefficient de frottement appliqué au niveau des différentes zones de contact est progressivement augmenté. Sans surprise, le coefficient directeur de la droite correspondant au serrage augmente également. De plus, cela illustre parfaitement la dispersion habituellement rencontrée dans les cas réels sur le serrage. Une faible augmentation des frottements, et le couple cible peut être atteint pour une valeur d'angle (et donc de prétension) insuffisante.

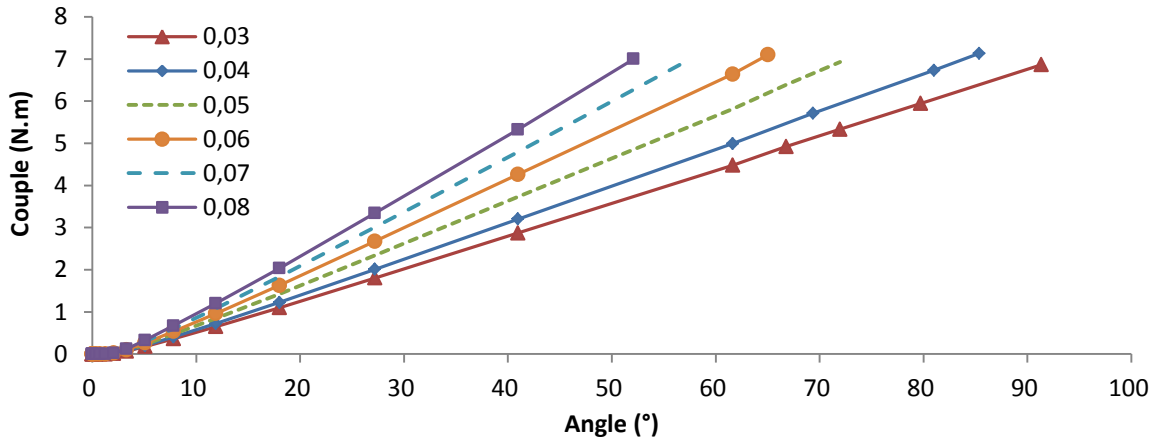


Figure 2.4-28 Impact du frottement sur la relation couple/angle

Le tableau ci-dessous présente l'évolution du coefficient directeur de la droite couple/angle, en fonction des frottements :

Tableau 2.4-2 Evolution du coefficient directeur en fonction du coefficient de frottement

Coefficient de frottement	Coefficient directeur	Différence
0,03	0,079	
0,04	0,088	10 %
0,05	0,102	23 %
0,06	0,115	31 %
0,07	0,128	39 %
0,08	0,143	45 %

En revanche, les frottements n'altèrent pas la robustesse du modèle, l'écart entre modèle éléments finis et analytique reste proche de 6,7 % en moyenne, indépendamment du coefficient.

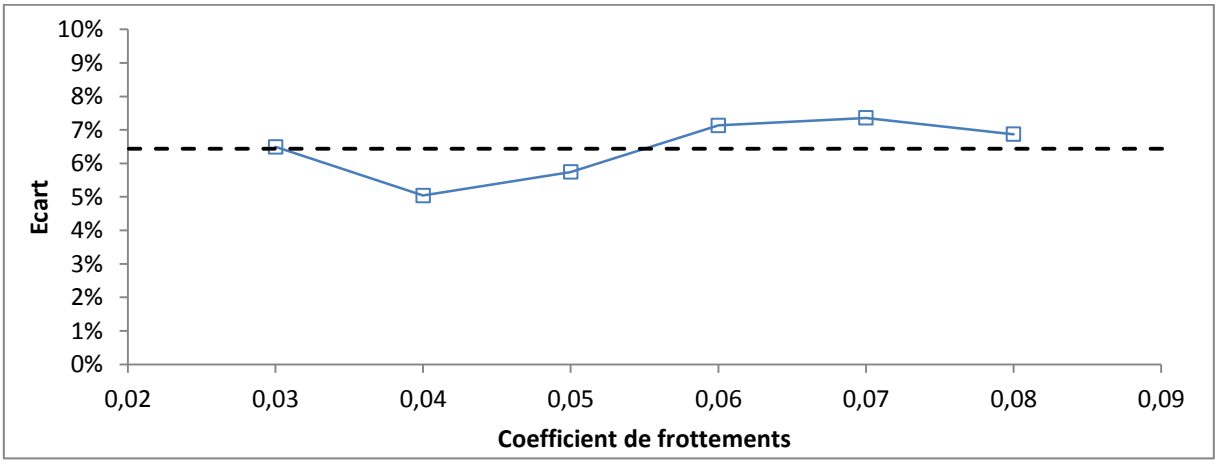


Figure 2.4-29 Evolution de la différence entre les modèles en fonction du coefficient de frottement

5. Développement d'un modèle d'écrou autofreiné sous Abaqus

Afin d'éviter un dévissage spontané sous vibration de l'assemblage, les écrous peuvent être freinés. C'est en particulier le cas des écrous utilisés en aéronautique. Il existe plusieurs méthodes pour freiner un écrou, mais les écrous utilisés dans cette étude sont freinés via une déformation plastique initiale avant pose. En effet, ceux-ci sont déformés afin d'obtenir une ovalisation du filetage entraînant un contact non homogène. Ce contact va générer un couple de freinage, visible lors du serrage. Initialement, ce freinage n'a pas été considéré mais les premiers résultats d'essais ont montré que la maîtrise du freinage pouvait avoir un impact sur la mesure des jeux ou sur la caractérisation d'autres défauts. De plus, ce type de freinage par déformation plastique conduit à une grande variabilité dans les résultats et les valeurs de freinages constatées lors des essais peuvent varier du simple au double, entraînant alors une baisse du couple disponible pour le serrage (couple utile) et, donc, une baisse de prétension à iso couple et condition de frottement. Il apparaît donc très important de simuler et de prendre en compte ce freinage.

5.1 Première approche : reconstruction à partir d'un nuage de points

La première idée pour développer un modèle éléments finis du freinage de l'écrou a été de reprendre des travaux réalisés en interne au sein d'Airbus : un modèle basé sur des mesures de l'écrou. Un écrou est découpé en quarts, puis à l'aide d'un profilomètre un nuage de points de chacun des quarts est réalisé. Une fois importés sous Catia, ces nuages de points ont permis de reconstruire l'écrou (Figure 2.5-1). L'espace laissé entre les quarts correspondant au passage du disque qui a servi à la découpe est comblé automatiquement par Catia, qui vient créer une surface le long d'un profil reliant les quarts existants.

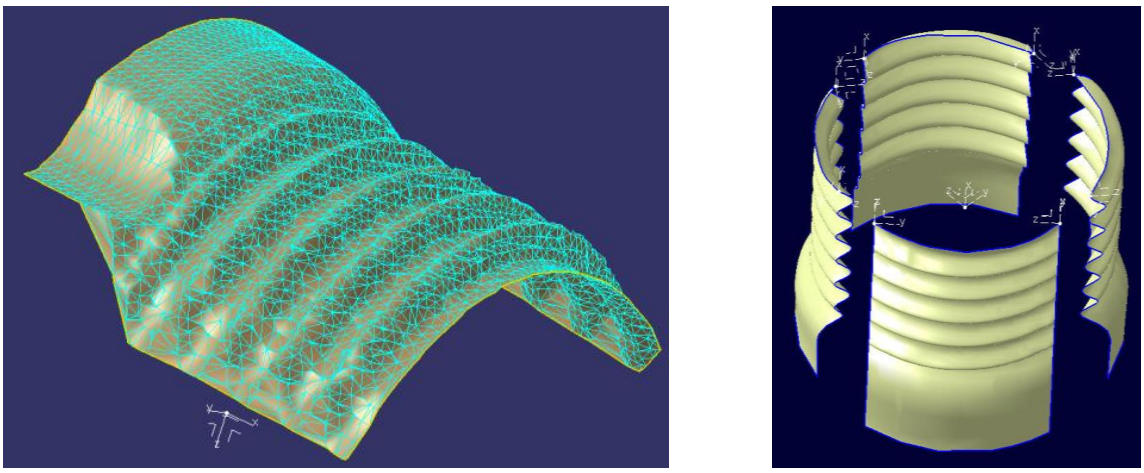


Figure 2.5-1 Reconstruction d'une surface à partir d'un nuage de points et surfaces reconstruites avant collage

Cette méthode permet a priori de reproduire de façon précise la géométrie initiale de l'écrou aux zones découpées par le disque près, lesquelles doivent être approximées. Malheureusement, une fois importé sur Abaqus, cet écrou est très difficile à mailler. Les tentatives de simplification de la géométrie via les outils proposés par Abaqus n'ont pas permis de résoudre les problèmes et les calculs bien que longs et coûteux n'ont pas abouti. Comme l'illustration ci-dessous le montre bien, les nombreuses aspérités provenant de la discrétisation de la surface sont reproduites, impliquant l'utilisation d'éléments triangulaires, peu performants pour la gestion des contacts.

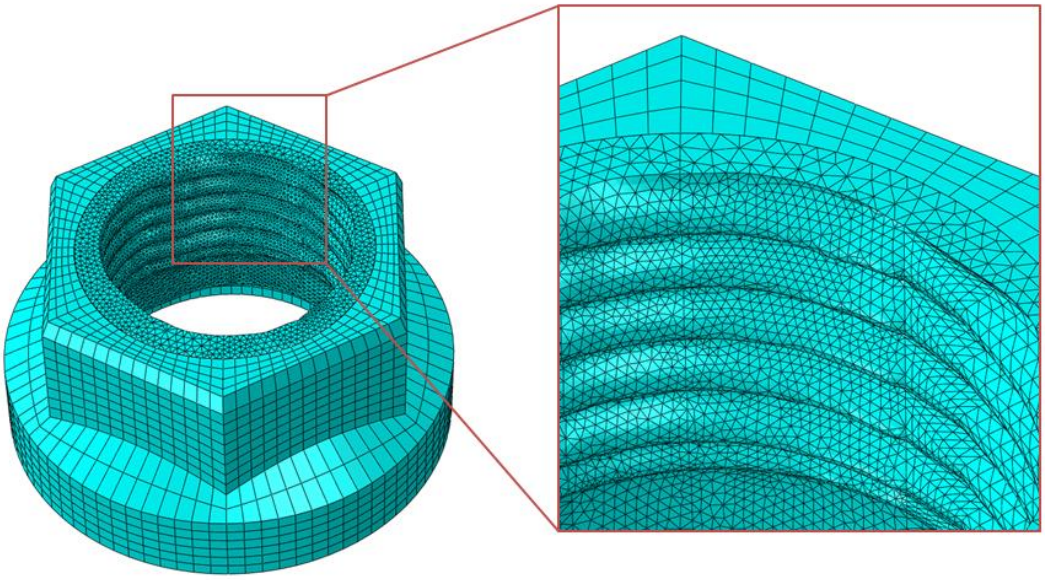


Figure 2.5-2 Pièce reconstruite et maillée sous Abaqus

5.2 Seconde approche : simuler le formage de l'écrou

Une autre approche possible consiste à reproduire la déformation tout en conservant un maillage compatible avec Abaqus. Il s'agit tout simplement de simuler le formage en « pinçant » les faces de l'écrou jusqu'à plastification du matériau puis, après une phase de relaxation, de contrôler la déformée résiduelle.
Cependant, les écrous en titane et ceux en acier ne semblent pas être déformés de la même façon. En effet, les écrous en titane présentent des empreintes localisées sur les faces déformées, laissées par les indenteurs. Ces marques étant absentes sur les écrous en acier, le processus de déformation est différent et deux stratégies seront utilisées pour la modélisation :

- Pour les écrous en titane, des éléments rigides formant les « pinces » sont en contact avec les faces déformées. Un mouvement leur est appliqué durant la phase de déformation. Puis le contact est désactivé durant la phase de relaxation.
- Pour les écrous en acier, un mouvement d'ensemble est appliqué aux faces déformées en imposant un déplacement aux nœuds. Cette condition limite est ensuite désactivée lors de la phase de relaxation.

Dans les deux cas, la base de l'écrou est encastrée.

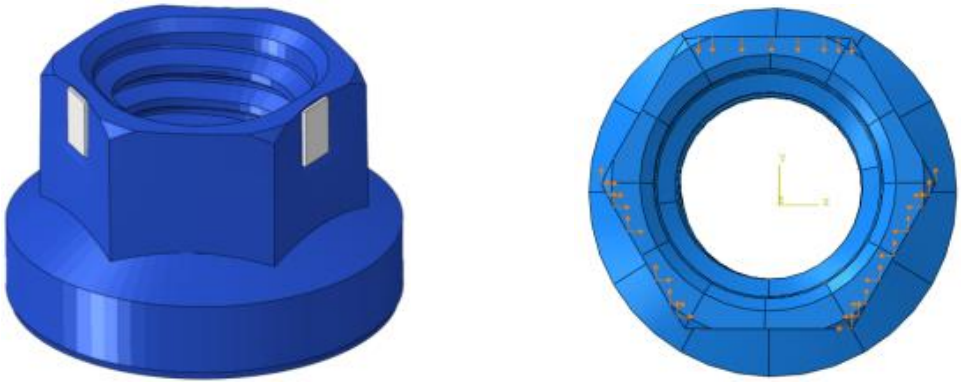


Figure 2.5-3 Stratégies de modélisation pour la déformation de l'écrou, titane à gauche et acier à droite

Il est difficile d'avoir accès aux paramètres réels (données matériaux, forme des indenteurs, etc.). Pour valider le processus, le moyen le plus simple consiste à comparer la déformée résiduelle donnée par Abaqus avec des photographies de l'écrou. Cette méthode suffit largement dans notre cas, ayant encore une fois l'intention de simuler l'effet global du serrage. Au bout de quelques itérations, une valeur de déplacement donnant des résultats satisfaisants a pu être dégagée.

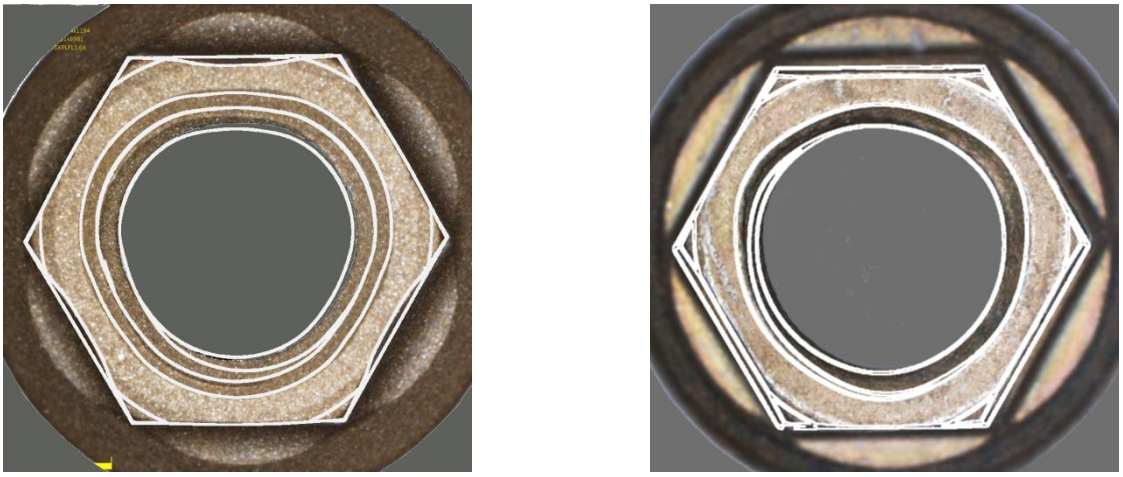


Figure 2.5-4 Comparaison entre la déformée issue du calcul et un écrou réel en titane (à gauche) et un écrou acier (à droite)

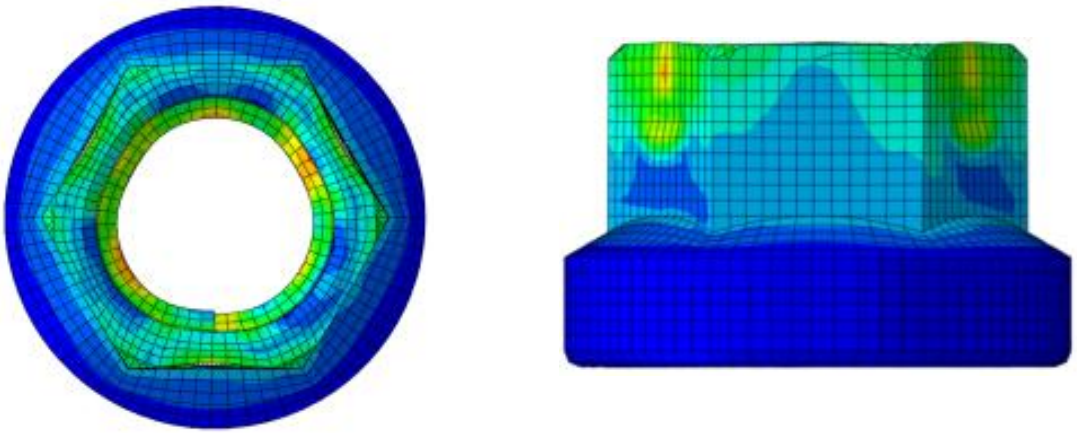


Figure 2.5-5 Ecrou titane vu de dessus et de profil après calcul

Il faut donc maintenant simuler le serrage et comprendre quelle valeur de freinage le modèle est capable de restituer.
Pour cela, il suffit de remplacer le modèle de l'écrou et du filetage dans le modèle de référence par les modèles déformés issus de la simulation du « pinçage ». Abaqus permet en effet d'importer directement les maillages déformés dans un assemblage. Contrairement à la fonction *restart*, cette méthode ne conserve pas l'état de contraintes, mais un maillage déformé. Il est donc nécessaire de spécifier à nouveau les matériaux et les interactions.
Une autre approche a également été tentée en déformant l'écrou dans un premier step et en réalisant le serrage dans un second. Cette approche s'avère intéressante si l'on s'intéresse à la répartition et à l'évolution des contraintes dans l'assemblage mais, dans ce cas, il faudrait prendre en compte le comportement des matériaux de manière plus fine (l'écrouissage en fond des filets roulés des vis, par exemple) pour être vraiment précis. Or, dans notre cas, une approche simplifiée suffit et une seule géométrie d'écrou déformée convenable est nécessaire pour chaque diamètre, sans avoir à refaire la déformation à chaque calcul.

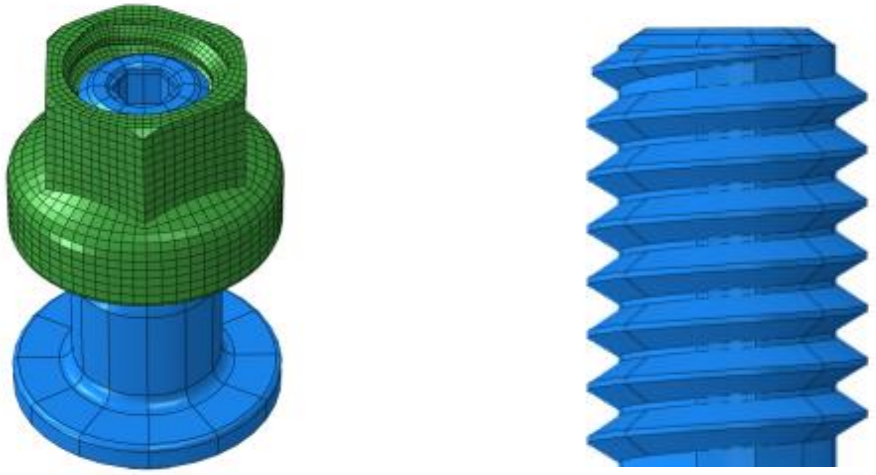


Figure 2.5-6 Ecrou déformé et vis avant serrage (à gauche), filetage complet de la vis (à droite)

Les premières tentatives ont conduit à modifier le modèle original. Les surfaces des filetages n'étant plus proches au début du serrage, le logiciel a des difficultés à les associer. De plus, la direction verticale n'étant pas contrainte, il y a des problèmes de convergences sur les premiers calculs. Une solution a été de passer le contact entre les filetages en *general contact*.

Les premiers résultats montrent des signes importants d'interpénétrations au niveau du filetage, conduisant souvent à la divergence du calcul. De plus, dans certains cas, les filets déformés entrent en contact avec le fond du filet opposé. Pour remédier à ces problèmes, les modifications suivantes ont été apportées au modèle de référence :

- Simplification du filetage en supprimant la courbure au fond du filet. Cela permet de supprimer de nombreux éléments, d'éviter le contact de fond de filet et la déformation excessive d'éléments « coins » ;
- Spécification dans la relation *general contact* d'une projection *balanced* du contact entre les filets, pour limiter également la pénétration ;
- Ajout des extrémités des filetages, afin que le contact soit progressif et d'éviter ainsi la pénétration, initialement présente sur les filets simplifiés (Figure 2.5-6).

Ces modifications ont étés validées en comparant les résultats obtenus sur un écrou non déformé avec ceux du modèle de référence : elles entraînent une perte de rigidité qui se traduit par une baisse du coefficient directeur de 3 %.

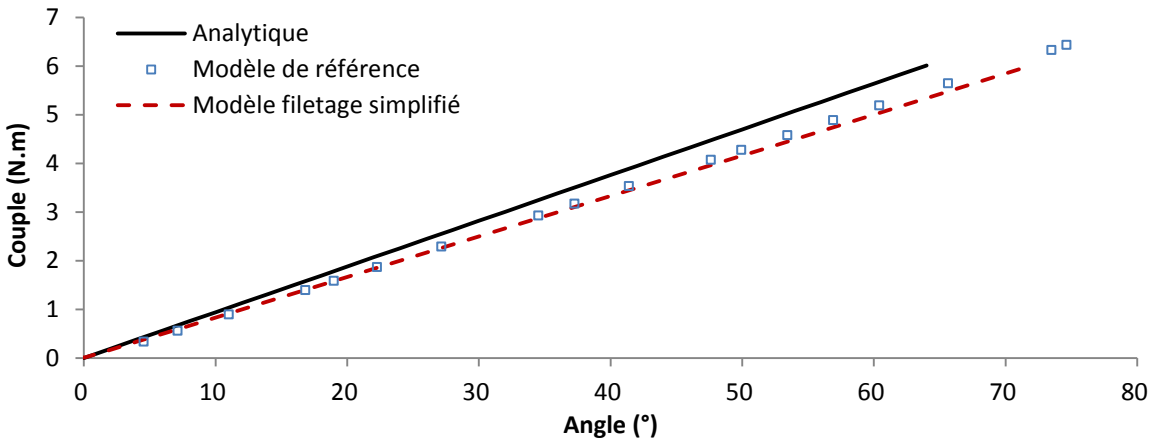


Figure 2.5-7 Evaluation des modifications apportées au modèle éléments finis

Une fois ces hypothèses validées, il est possible de simuler le serrage avec un écrou freiné, le résultat de cette simulation est présenté sur la courbe suivante (Figure 2.5-8).
Il est comparé avec un essai de référence (sans jeu ni défaut) utilisant une vis « courte », qui sera présenté dans le chapitre 3.

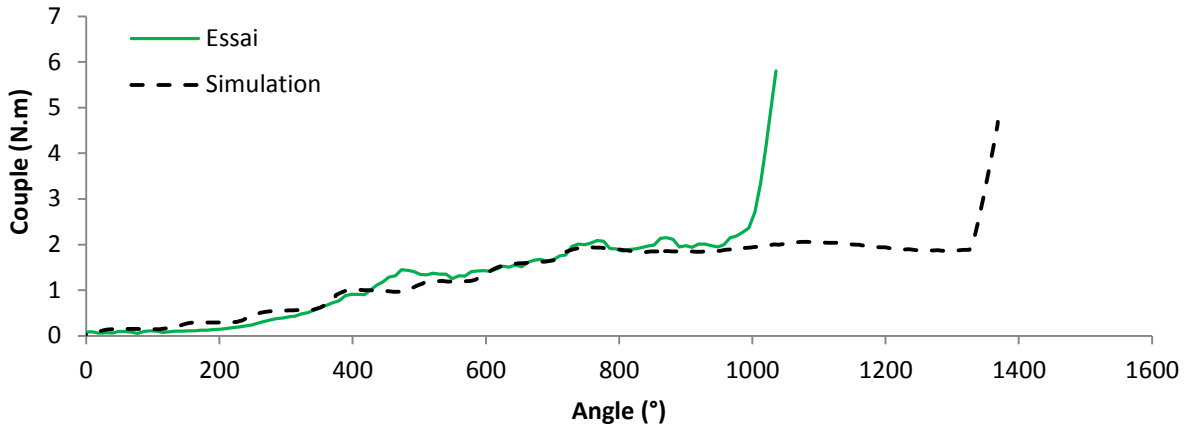


Figure 2.5-8 Comparaison Essai-simulation avec freinage, écrou acier

Les résultats sont satisfaisants et laissent voir l'augmentation progressive du couple de freinage, à mesure que des filets déformés de l'écrou sont engagés. Une fois que tous les filets sont engagés, une zone « plateau » apparaît alors, jusqu'au contact de l'écrou sur la plaque. Or, les premiers résultats montrent que dans le cas de la simulation, cette zone plateau est plus importante que dans les cas réels. Cela provient du fait que les faces de l'écrou sont déformées de manières uniformes. Il ressort que, dans la réalité, la déformation des faces est légèrement conique pour les écrous acier, tandis que les marques laissées par les indenteurs sur les écrous titane sont situées sur la partie haute de l'écrou. Dans les deux cas, seuls les filets serrés en dernier sont complètement déformés. La longueur du plateau est donc réduite.

En reprenant l'idée utilisée pour les écrous titane, le modèle de freinage est amélioré pour les écrous acier en prenant en compte cette déformation conique. Des indenteurs, plus longs que ceux utilisés pour les écrous titane, sont placés le long des surfaces à déformer de l'écrou acier, puis une petite rotation Ø est appliquée (Figure 2.5-9) avant de réaliser la translation. En faisant varier Ø, la taille du plateau peut être ajustée.

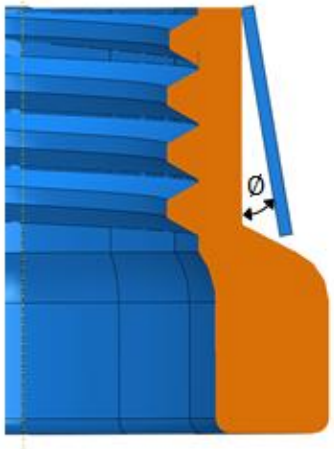


Figure 2.5-9 Décalage angulaire des indenteurs pour les écrous acier

De nouveau, après quelques itérations, le résultat est le suivant (*Ø=4°*):

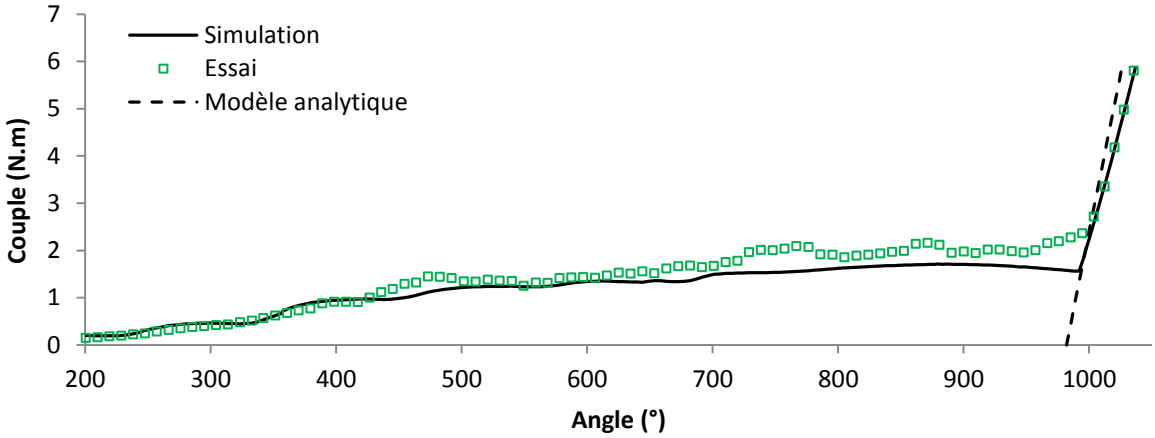


Figure 2.5-10 Comparaison Essai-simulation avec freinage, après modification des indenteurs écrou acier

Le modèle utilise les coefficients de frottements déterminés lors des essais de caractérisations et l'écart avec le modèle analytique est alors de 15 % sur la pente finale. L'allure générale de la courbe correspond bien à celle de la courbe d'un essai de référence, seul le dernier changement de pente est trop abrupt et ne suit pas la non-linéarité observable sur la courbe d'essai.

6. Conclusion

Une nouvelle méthode de serrage a été proposée en début de ce chapitre. Basée sur l'étude de changement de pente sur la courbe de serrage couple/angle, elle permet via un algorithme, de traiter séparément les différentes parties de la courbe de serrage et de retirer ainsi des informations sur la qualité du serrage. De plus, deux modèles sont maintenant prêts pour décrire le comportement de l'assemblage lors du serrage.

Le premier, le modèle analytique, permet de replacer l'étude dans la littérature et d'évaluer la performance du modèle éléments finis. Il apparaît que l'une des limitations de ce modèle déjà identifiées concerne les plaques de faibles épaisseurs. En revanche, lorsque les plaques sont suffisamment importantes, l'écart reste sous les 10 %, ce qui reste relativement convenable. Ce modèle doit également permettre d'estimer les coefficients de frottements lors des essais en utilisant un solveur. Sachant que le modèle analytique a tendance à être plus raide que la modélisation, les coefficients de frottements calculés seront donc légèrement plus faibles que les coefficients réels, lorsque le solveur cherche à égaler les valeurs des pentes.

Le second est un modèle éléments finis 3D reproduisant le serrage via la rotation de l'écrou. Les résultats qu'il procure sur la relation couple/angle et couple/prétension sont très proches de ceux donnés par le modèle analytique. Il permettra donc d'aller plus loin, en simulant la présence de défauts mais également d'affiner la compréhension des phénomènes observés lors des essais. De plus, la modélisation du freinage reproduit le comportement d'un serrage réel et nous n'avons pas trouvé de travaux similaires dans la littérature. Bien qu'il corresponde parfaitement à l'usage prévu dans cette étude, des améliorations pourraient être apportées sur les lois matériaux ainsi que sur les interactions, afin d'avoir une répartition plus réaliste des contraintes au sein de l'assemblage.

Chapitre 3 Première campagne d'essais

Ce chapitre présente la première campagne d'essais réalisée afin de développer la méthode de contrôle des assemblages via le monitoring du serrage. Après une étude portant sur la mesure des coefficients de frottements, les essais et des moyens sont présentés. Les premiers essais concernent des fixations de petits diamètres avec, pour commencer, des essais de références sans défaut. Viennent ensuite des essais avec jeux et d'autres en présence de défauts liés au perçage. Une série de serrages sur des fixations de gros diamètre et une autre sur les fixations temporaires permettent d'élargir le champ d'application de la méthode. Un dernier type de défaut est testé, le serrage dans les filets imparfaits, avant de valider les résultats sur un banc d'essai représentatif d'un assemblage réel. Enfin, les enseignements tirés de cette campagne sont présentés.

Introduction

Cette première campagne expérimentale doit permettre de valider la méthode en montrant qu'il est possible de détecter un changement de pente illustrant l'accostage entre les plaques, les modèles associés, et de commencer à évaluer le champ d'application et les potentiels points bloquants. Le cas de base est le suivant (Figure 3.0-1) :

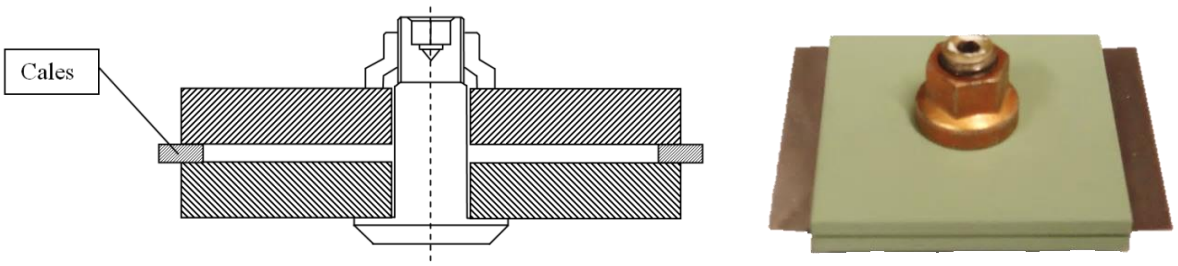


Figure 3.0-1 Schéma du montage et éprouvette réelle

Les deux plaques en aluminium sont séparées par des cales en acier rigide. La taille des cales va en croissant afin de détecter quelle taille de jeu la méthode est en mesure de détecter et quelles valeurs sont comblées pour le couple de serrage actuellement utilisé. La campagne d'essais démarre avec des fixations ayant un faible diamètre de 5,56 mm et deux épaisseurs de plaques à serrer : 4 mm et 9 mm. Les premiers essais sont des essais de référence sans défaut, afin de comparer les résultats avec ceux donnés par les modèles et d'établir une base pour la suite de l'étude. Puis les essais avec jeux tels que présentés précédemment vont faire apparaître les premières restrictions de la méthode et les premiers points bloquants. Quelques essais vont ensuite valider le réemploi des vis et des écrous afin de pouvoir multiplier plus facilement les essais. Ces tests sont aussi réalisés sur des écrous en titane, permettant de tester en partie le modèle analytique. L'influence de la couche de peinture est également testée avant de passer aux essais avec défauts. Ces défauts sont surtout liés au perçage puisque sont testées : la présence de bavures, de copeaux, et enfin l'absence de chanfrein sous la tête de vis. Finalement, des essais de serrage sur mastic frais et polymérisé clôturent cette première partie. Viennent ensuite des essais de référence et de fermeture de jeux sur des fixations de gros diamètres (25,4 mm). Une seule dimension de plaque en aluminium dans ce cas : 127 mm x 127 mm x 50 mm, mais cette fois le montage en interférence sera évalué.
Enfin, un dernier type d'essai correspondant à un défaut particulier, le serrage dans les filets imparfaits, est présenté. Une fois ces essais de base réalisés, la méthode est ensuite appliquée à des fixations temporaires puis sur un banc d'essai simulant un assemblage hybride raidi, tel que l'on peut en trouver sur les récents programmes d'avions. Finalement ces essais vont montrer tout le potentiel de la méthode proposée mais également les premiers points bloquants, qui seront adressés dans le chapitre 4.

CONTENU

1. Essais préliminaires : mesure expérimentale des coefficients de frottements 78

2. Essais sur les fixations de diamètre 5,56 mm 80

2.1 Essais de référence sans défaut 81

2.2 Essais avec jeux 84

2.2.1 Essais avec jeux sur les vis longues 84
2.2.2 Essai avec jeux sur les vis courtes 86
2.2.3 Comparaison des déformées 86
2.2.4 Conclusion préliminaire sur les essais avec jeux 87

2.3 Réutilisation des fixations 90

2.4 Essai écrous titane 91

2.4.1 Essais vis longues 91
2.4.2 Essais vis courtes 92

2.5 Essais sans revêtement 93

2.6 Essais avec défauts : bavures, copeaux, chanfrein 94

2.6.1 Essais avec bavures 94
2.6.2 Essais avec bavures « larges » 97
2.6.3 Essais avec copeaux 99
2.6.4 Essais sans chanfrein 100
2.6.5 Essais sans chanfrein sur plaques composites 101
2.6.6 Conclusion préliminaire sur l'impact des défauts 102

2.7 Essai avec mastic 103

3. Essais sur les fixations de diamètre 25,4 mm 105

4. Serrage dans les filets imparfaits 106

5. Essais sur fixations temporaires 109

6. Seconde campagne d'essais sur fixations temporaires 111

7. Banc d'essai représentatif d'un assemblage réel 114

8. Bilan de la première campagne d'essais 116

1. Essais préliminaires : mesure expérimentale des coefficients de frottements

Dans une liaison boulonnée, les frottements entre les filets et les frottements sous l'écrou (ou sous la tête de vis si le serrage se fait par la tête) ont une importance significative dans la relation couple/angle de l'écrou (ou de la tête de vis), il est donc nécessaire de déterminer leurs valeurs. Bien sûr il n'est pas possible d'affirmer que pour chaque serrage l'on connaît parfaitement les coefficients de frottements et que ceux-ci sont identiques d'un serrage à l'autre, mais l'on peut néanmoins déterminer l'ordre de grandeur de ces coefficients et pour quelques essais avoir une idée de la dispersion. De plus, ces coefficients sont utilisés dans les modélisations présentées précédemment.
La norme ISO 16047[ISO05] fixe les conditions d'essai permettant de les calculer, en utilisant un banc d'essai spécifique. Il est d'ailleurs bien précisé en introduction de cette norme, que les essais ne doivent servir qu'à des fins de comparaison. Les coefficients variant pour chaque combinaison de vis-écrou et pièces, il faut reproduire les mêmes conditions que celles rencontrées par la suite : vis titane avec revêtement anticorrosion à base de résine phénolique, minimisant les frottements et des écrous acier et titane également revêtus pour notre étude. Finalement la plaque support en aluminium est recouverte d'un traitement OAS anticorrosion et d'une peinture primaire. Le banc d'essai utilisé pour déterminer ces coefficients est le suivant (Figure 3.1-1):

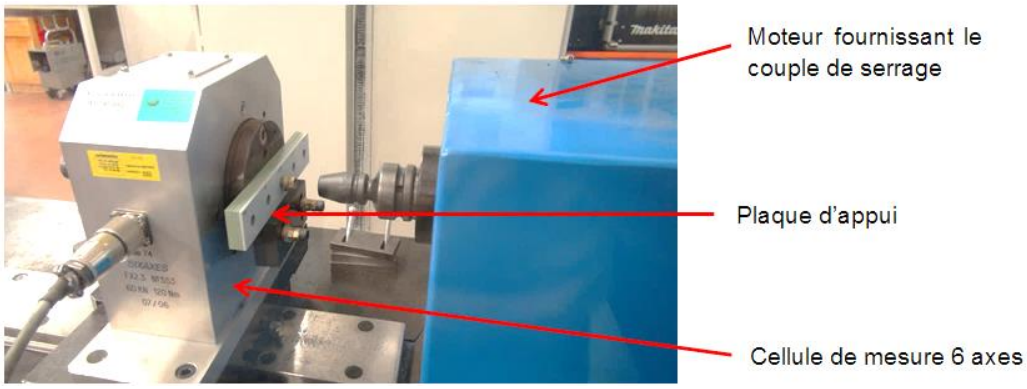


Figure 3.1-1 Banc d'essai pour la mesure des coefficients de frottements

Selon la norme ISO 16047, ce banc permet de mesurer simultanément la prétension (P_r), le couple de serrage (T) et le couple dispersé par frottement dans la plaque support (T_b). Néanmoins cette méthode a été élaborée pour des écrous standard et ne prend pas en compte l'autofreinage. Or Reiff [REI05] a démontré que si l'on applique directement ces calculs pour des écrous freinés, l'écart final sur la valeur de prétension minimale installée peut atteindre 15 %. Ici sont donc utilisées les formules, basées sur la norme, mais réactualisées par Reiff. Les coefficients de frottements sont les suivants : μ_{tot} coefficient global, μ_b coefficient de frottements entre l'écrou et la plaque, et μ_{th}coefficient de frottements dans les filets.

$$\mu_{tot} = \frac{\frac{T - T_l}{P_r} - \frac{p}{2\pi}}{\frac{d_2}{2cos\beta_{th}} + r_m} \qquad \mu_b = \frac{2T_b}{r_m P_r} \qquad \mu_{th} = \frac{2cos\beta_{th}}{d_2}\left(\frac{T - T_l}{P_r} - \frac{p}{2\pi}\right) \qquad [34]$$

Le coefficient global permet de s'affranchir de la distinction entre les coefficients de frottements sous tête et celui dans les filets en supposant que ceux-ci sont égaux. Dans les cas de l'association d'une vis titane avec un écrou acier, la courbe est la suivante (Figure 3.1-2).

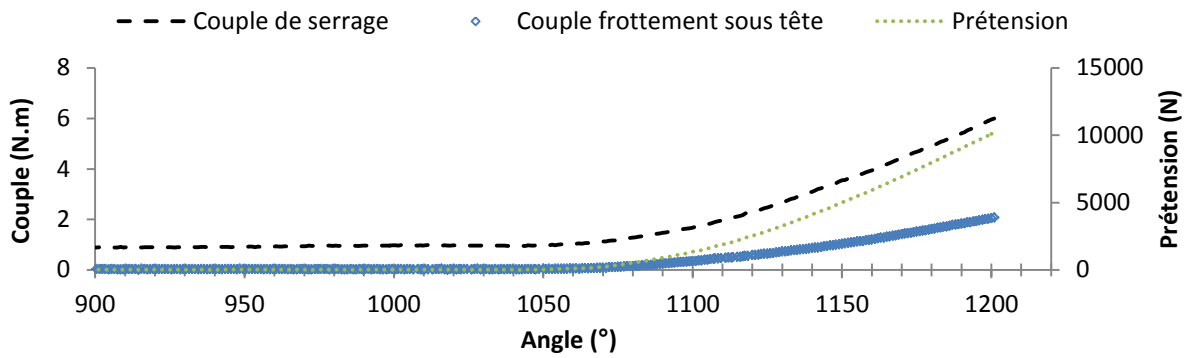


Figure 3.1-2 Evolution des couples et de la prétension lors du serrage

Les coefficients sont calculés sur la fin de la courbe (la partie linéaire) correspondant au serrage, lorsque la prétension est non nulle. Leur évolution est présentée sur le graphique suivant (Figure 3.1-3) :

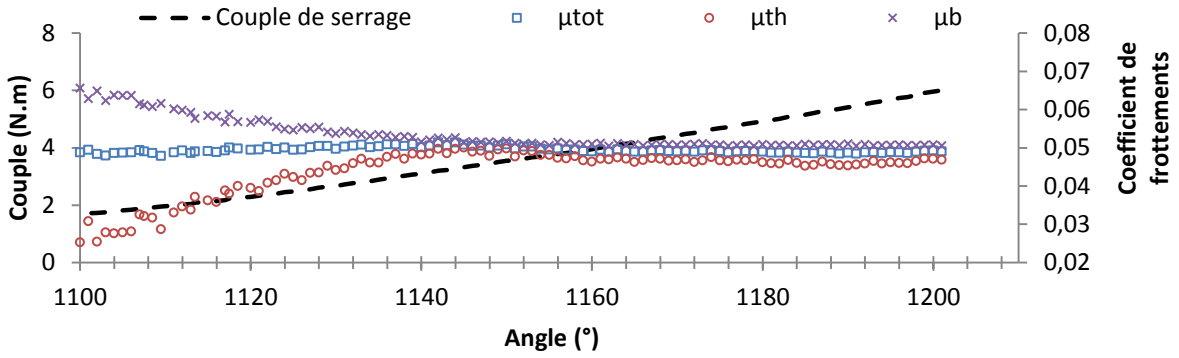


Figure 3.1-3 Evolution des coefficients de frottements en fonction de la prétension

Les valeurs moyennes obtenues pour les différents coefficients sur trois essais sont représentées ci-dessous (Tableau 3.1-1). Les valeurs prises en compte sont les vingt dernières valeurs des coefficients. En effet, sur la figure les coefficients ont des valeurs très éloignées avant de converger (vers 1140° environ) vers leurs valeurs finales. Cela est dû au fait que ces coefficients sont calculés à partir de modèles analytiques utilisant la prétension. Or celle-ci est trop faible et son évolution est non linéaire au début de la phase de serrage, ce qui donne des valeurs de coefficients de frottement erronées.
En prenant les dernières valeurs, nous sommes sûrs de nous affranchir de ce phénomène et d'obtenir des coefficients plus réalistes.

Tableau 3.1-1 Coefficients de frottements moyennés sur les vingt dernières valeurs

	µtot	µb	µth
Essai 1	0,051	0,052	0,051
Essai 2	0,062	0,081	0,046
Essai 3	0,049	0,051	0,046

L'écart entre les valeurs est relativement faible (mis à part le coefficient de frottement sous tête de l'essai 2), cela peut s'expliquer par le fait que les écrous et les vis proviennent respectivement d'un même lot, entraînant peu de variations sur le plan géométrique ou sur la qualité des revêtements. Les coefficients de frottements seront de nouveau estimés lors des essais en utilisant le modèle analytique.

2. Essais sur les fixations de diamètre 5,56 mm

Les premiers essais sont réalisés sur des fixations de diamètre 5,56 mm (Figure 3.2-1avec deux épaisseurs de plaques à serrer. Les plaques en aluminium sont des carrés dont la longueur de côté est égale à cinq fois le diamètre de la fixation. Cette longueur correspondant au pas maximal entre deux fixations, utilisé en production. Elles auront donc pour dimension : 27,8 mm x 27,8 mm x 2 et 4,5 mm. Ces deux cas seront appelés par la suite : vis courte pour l'épaisseur de 4 mm et longue pour celle de 9 mm.

Figure 3.2-1 Une vis courte à gauche et une longue à droite

Le matériel utilisé pour serrer les plus petits diamètres est une visseuse portable sans fil Atlas Copco ETP-STB32-12-10 (Figure 3.2-2) équipée d'un renvoi d'angle. Ce dispositif a été mis en place par le bureau des méthodes afin d'avoir accès à la vis pour la maintenir durant le serrage en utilisant une clé Allen. Cela permet d'éviter la casse de l'immobilisateur en cas de serrage non conforme, ce qui peut être souvent le cas lors de la phase de validation des gammes d'assemblages.

Figure 3.2-2 Visseuse sans fil utilisée lors des essais

Or dans notre cas, l'utilisation de cette clé peut causer une perte de précision, le bras de l'opérateur n'étant pas rigide le maintien n'est pas parfait, entraînant des défauts dans les mesures. Une nouvelle douille équipée d'un immobilisateur a été réalisée par la société Pneumat. L'immobilisateur également réalisé par cette société est un assemblage comprenant deux pièces : une pièce supérieure massive qui va transmettre le couple de réaction à l'outil via un hexagone et une pièce plus fine qui transmet le couple de réaction de la vis à l'immobilisateur. La pièce la plus fine faisant office de fusible en cas de dépassement du couple ou d'un serrage incorrect, un système de changement rapide au moyen d'une bague coulissante est intégré dans la pièce supérieure (Figure 3.2-3).

Figure 3.2-3 Douille et immobilisateur

Pour empêcher la rotation des plaques sous l'effet des frottements sans pour autant limiter les déplacements dans les autres directions, un support a été réalisé via impression 3D. Ce moyen permet d'obtenir rapidement la pièce à moindre coût et sans usinage complémentaire. La partie basse de ce support est prise dans un étau. Des trous sont prévus pour pouvoir fixer le support sur une cellule de mesure de couple afin de mesurer le couple passant par les plaques lors du serrage.

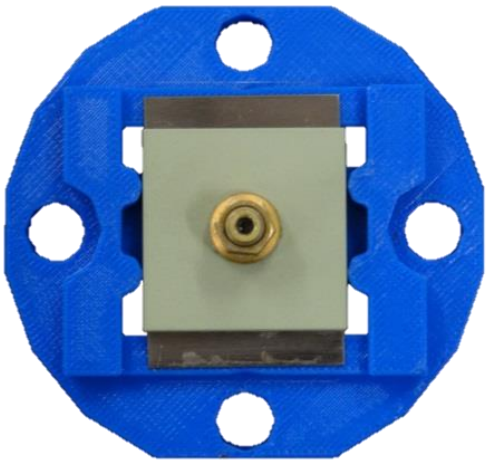


Figure 3.2-4 Echantillon placé dans son support

La vitesse de rotation (72,5 rpm) de l'outil a été réglée de façon à avoir le maximum de points sur la courbe afin de détecter les changements de pentes. L'échantillonnage étant fixé par le constructeur, il s'agit du seul moyen d'avoir une précision suffisante.

2.1 Essais de référence sans défaut

Trois essais de références (sans jeu) ont été réalisés sur une épaisseur à serrer de 9 mm. Les résultats sont présentés sur la Figure 3.2-5. Les résultats sont très proches les uns des autres, cela vient vraisemblablement du fait que les éléments de fixations proviennent d'un même lot et ont des caractéristiques proches en termes de frottements dues au revêtement, il n'y a donc pas de dispersion.

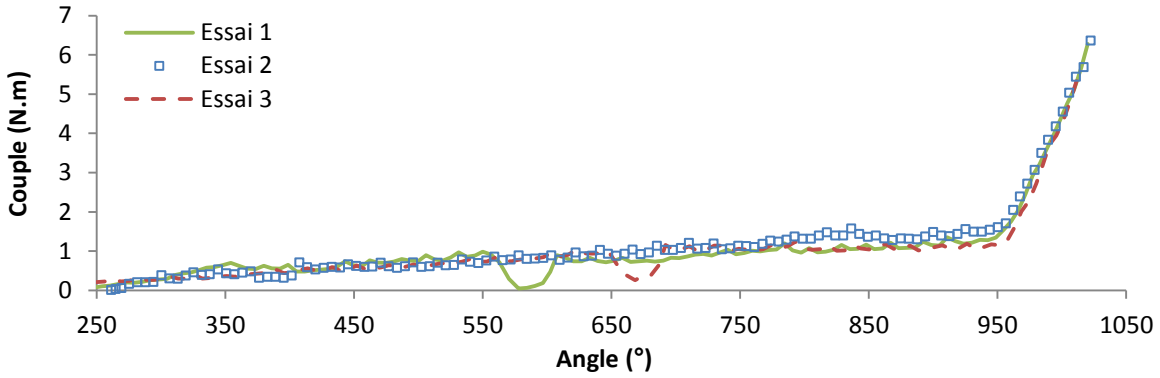


Figure 3.2-5 Essais de référence, épaisseur totale 9 mm

Les pertes de couples momentanés sont dues au fait que l'immobilisateur était situé trop en retrait à l'intérieur de la douille et que sous l'effet du couple de réaction celui-ci se désengageait, entraînant la rotation de la vis. Ce problème a été corrigé en ponçant légèrement la douille afin de réduire sa profondeur.

De la même façon, les résultats pour les vis courtes sont présentés sur la Figure 3.2-6.

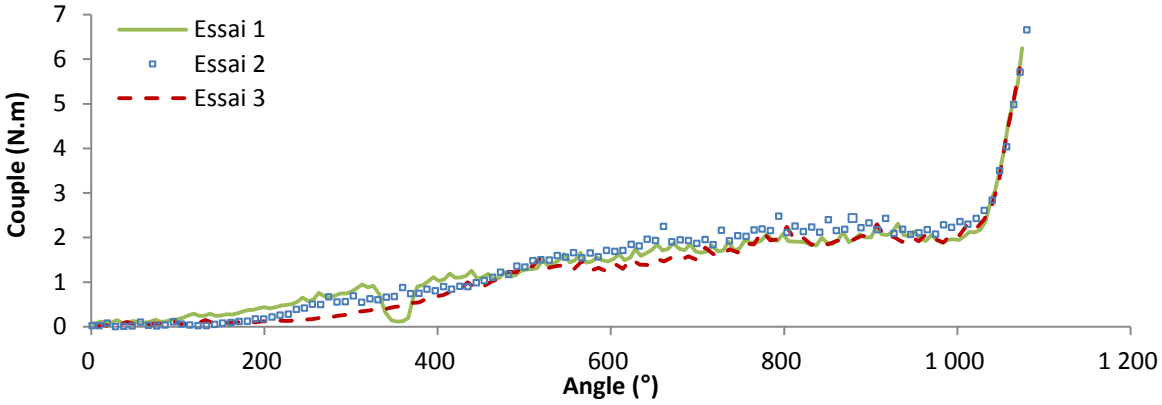


Figure 3.2-6 Essais de référence, épaisseur totale 4 mm

Le comportement est le même dans les deux cas, avec une raideur lors du serrage légèrement plus faible pour les longues vis que pour les courtes : coefficients directeurs sur la partie linéaire correspondant au serrage de 0,076 Nm/° et 0,085 Nm/° respectivement. Bien sûr ces résultats dépendent des conditions de frottements mais les valeurs données par le modèle analytique, dans le chapitre sur la modélisation, à iso coefficients, confirment cette tendance.

Bien que ces essais soient réalisés sur des éprouvettes sans défaut, il existe déjà des changements de pentes sur le graphique. Ceux-ci représentent la transition entre le freinage de l'écrou et le serrage.

La valeur de ce freinage déjà présenté dans le chapitre sur la modélisation peut être évaluée soit en regardant la valeur du plateau soit en regardant la valeur de couple correspondant entre le plateau et la partie linéaire illustrant le serrage.

La valeur du freinage pour les vis longues (1,5 N.m environ) est inférieure à celle des courtes (supérieur à 2 N.m), alors que les écrous proviennent d'un même lot (Figure 3.2-7). Les vis courtes doivent donc être légèrement hors tolérance, la valeur maximale théorique du freinage pour ce type d'association vis-écrou étant de 1,7 N.m.

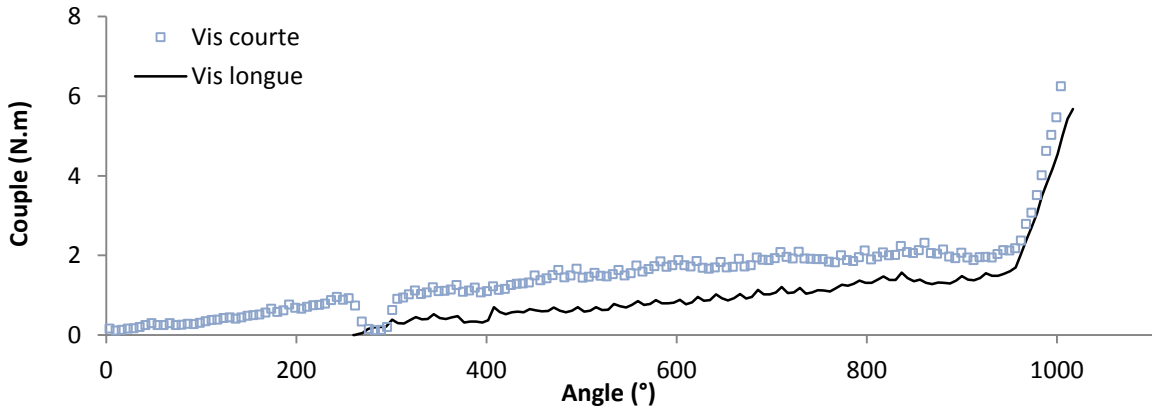


Figure 3.2-7 Comparaison des cas de référence vis courte et longue, écrous acier

Ce plateau se termine donc lorsque l'écrou entre en contact avec la plaque entraînant un changement de pente. La partie linéaire suivante correspond au serrage effectif du joint et constitue donc la zone principale d'intérêt pour cette étude, les résultats d'essais vont donc être maintenant comparés aux différents modèles utilisés pour prédire la valeur de cette nouvelle pente. Le coefficient directeur de chacune des pentes est utilisé pour calculer le coefficient de frottements global pour chacun des cas.

Puis, la valeur moyenne des coefficients de frottement global est injectée dans le modèle analytique et le modèle éléments finis (sans freinage de l'écrou). La valeur des pentes données par ces modèles est ensuite comparée à la valeur moyenne des essais.

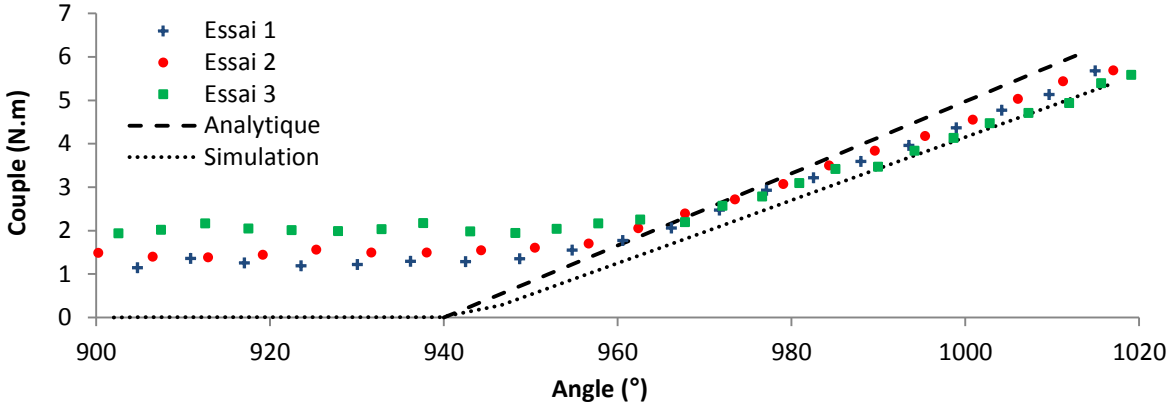


Figure 3.2-8 Epaisseur totale 4 mm

L'ensemble des résultats est présenté dans le tableau suivant (Tableau 3.2-1).

Tableau 3.2-1 Comparaison des coefficients directeurs pour des cas de références vis courtes

	Coefficient directeur Nm/°	Coefficient global frottement	Ecart analytique	Ecart simulation
Essai 1	0,093	0,027	-	-
Essai 2	0,108	0,035	-	-
Essai 3	0,101	0,030	-	-
Moyenne	0,100	0,031	4 % (0,1043)	5 % (0,0958)

Les coefficients de frottements calculés sont nettement inférieurs aux coefficients déterminés en introduction de ce chapitre. Cela provient de la trop grande rigidité donnée par le modèle analytique, le solveur va donc trouver des coefficients de frottements relativement plus faibles lorsqu'il fait l'égalité sur le coefficient directeur. Cette idée déjà introduite dans le chapitre précédent semble donc être validée ici.
La même démarche est ensuite appliquée aux vis longues.

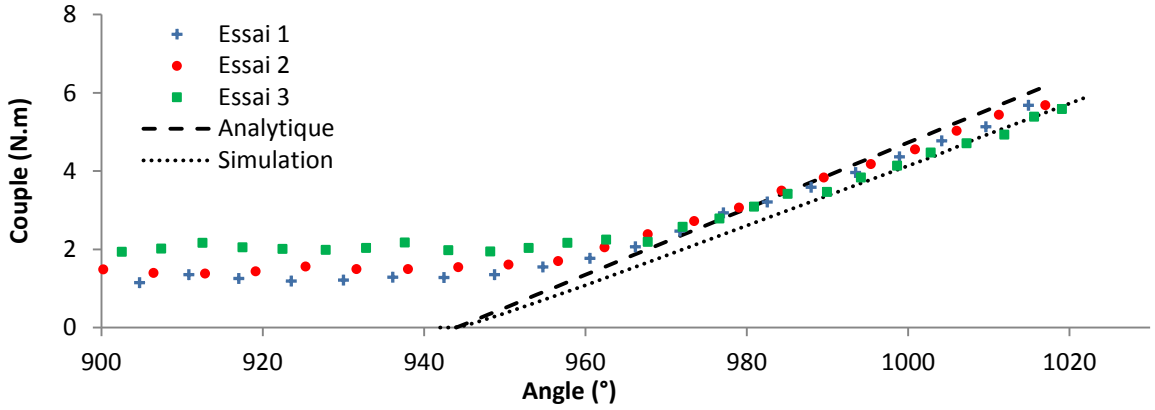


Figure 3.2-9 Epaisseur totale 9 mm

Et les coefficients directeurs correspondants sont présentés dans le tableau suivant.

Tableau 3.2-2 Comparaison des coefficients directeurs pour des cas de références vis longues

	Coefficient directeur Nm/°	Coefficient global frottement	Ecart analytique	Ecart simulation
Essai 1	0,0850	0,033	-	-
Essai 2	0,0800	0,030	-	-
Essai 3	0,0870	0,035	-	-
Moyenne	0,0840	0,033	1 % (0,0844)	6 % (0,0794)

La corrélation entre les résultats est satisfaisante. La modélisation sous Abaqus nous permettra de mieux appréhender le comportement des échantillons lors des serrages avec défauts.

2.2 Essais avec jeux

2.2.1 Essais avec jeux sur les vis longues

Les résultats des serrages des essais avec jeux sont présentés sur le graphique suivant (Figure 3.2-10). Pour chaque configuration, une série de trois essais est réalisée mais seule une courbe par configuration est présentée, par souci de clarté, très peu de variations existant sur ces essais relativement simples.

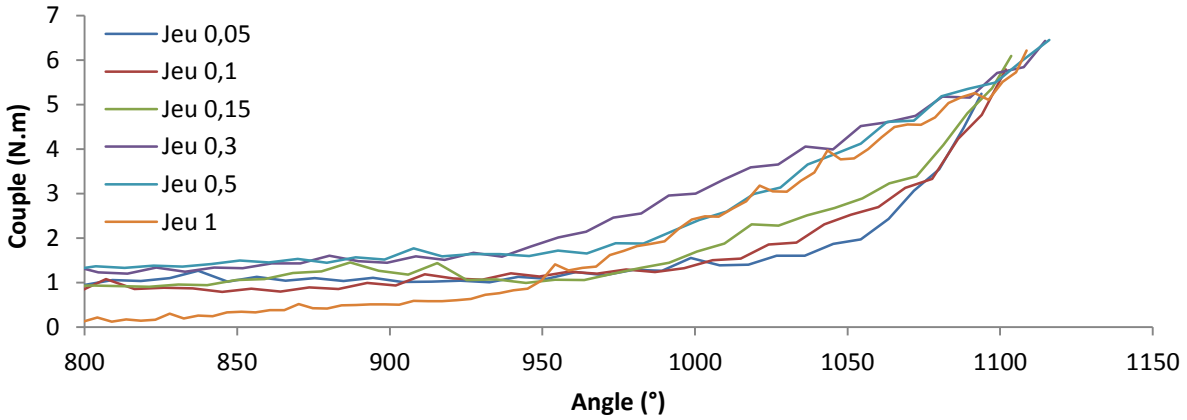


Figure 3.2-10 Essais avec jeux, longues vis

Les mesures sont fortement bruitées du fait de l'échantillonnage nécessaire pour avoir suffisamment de points de mesures. Après application d'un filtre, les résultats sont plus lisibles (Figure 3.2-11).

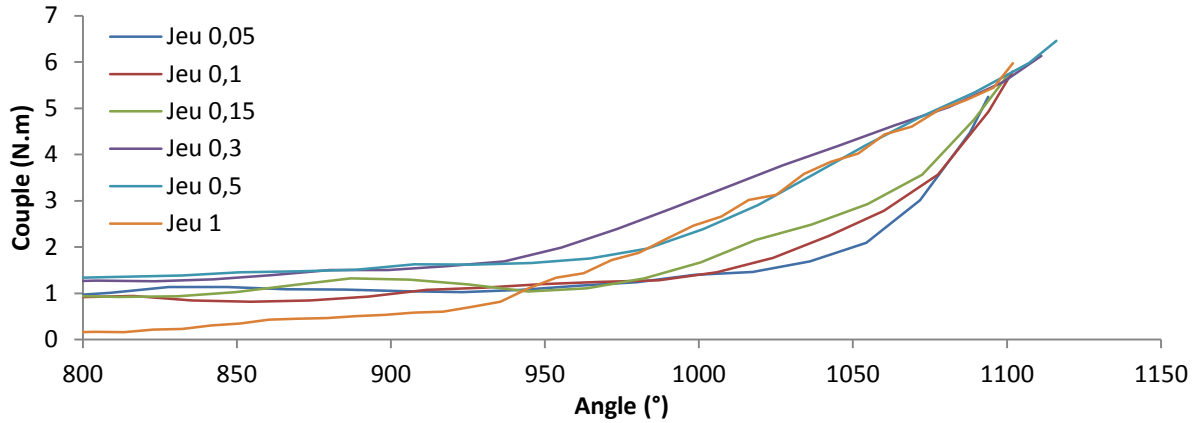


Figure 3.2-11 Essais avec jeux, longues vis filtrées

Deux comportements distincts sont visibles sur le graphique (Figure 3.2-11) :

- Les cas où le jeu est comblé au cours du serrage (0,05 à 0,3 mm) ;
- Les cas où le jeu n'est pas comblé (0,5 et 1 mm).

Les deux cas ont une pente commune qui correspond au cas où le jeu ne se ferme pas. Une fois le contact entre les plaques établi, la pente correspond alors à celle obtenue lors des essais de référence (Figure 3.2-12).
En isolant un cas où le jeu reste ouvert (0,5 mm) et un cas où le jeu est comblé (0,15 mm) avec la courbe de référence sans jeu, ce phénomène est encore plus visible.

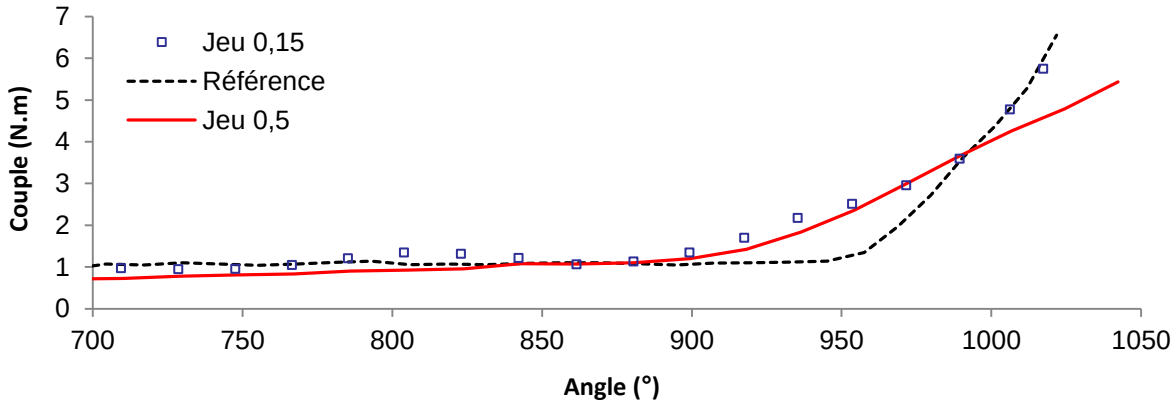


Figure 3.2-12 Comparaison entre essais avec jeu et essai de référence (épaisseur 9 mm)

Afin de valider définitivement la détection de la fermeture des jeux, un essai arrêté est réalisé pour un jeu de 0,15 mm. Issue de la courbe précédente, la valeur de fermeture est d'environ 3 Nm, l'essai est donc stoppé pour une valeur de 2,5 Nm et l'échantillon découpé afin de voir si le contact est établi ou non.

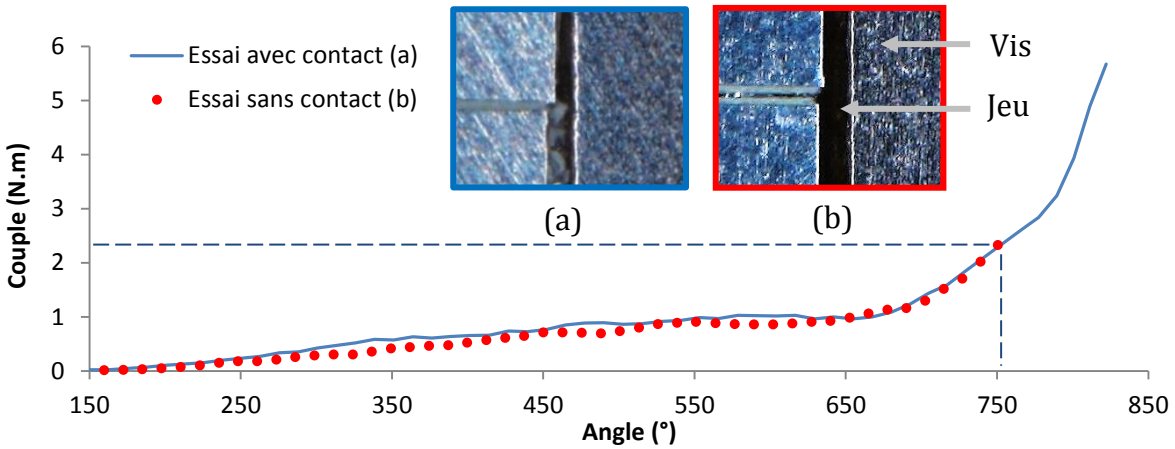


Figure 3.2-13 Résultat du serrage et coupe micrographique sur essai arrêté

Les coupes micrographiques valident les observations réalisées plus haut : le segment situé entre le plateau et le segment final correspondant au serrage, traduit la fermeture d'un jeu. Il est alors possible, connaissant le pas de la fixation, de calculer la dimension du jeu présent initialement entre les pièces.
La question se pose maintenant sur la valeur de cette pente, à savoir si elle est affectée ou non par la fermeture du jeu. Malheureusement, il n'est pas facile de s'affranchir des effets des frottements et de conclure à l'influence du jeu dans la valeur de la pente finale, mais la dimension de la zone de contact doit être affectée par ces jeux et donc affecter la raideur globale de l'assemblage.

2.2.2 Essai avec jeux sur les vis courtes

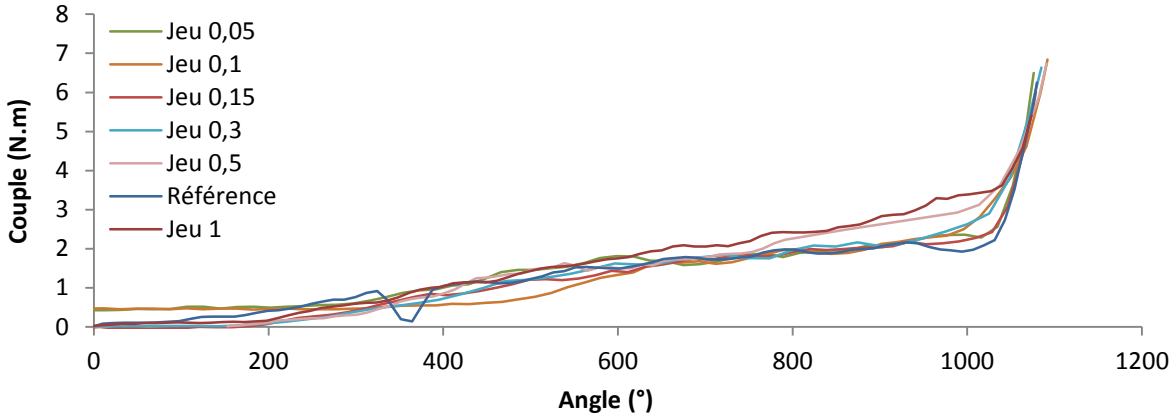


Figure 3.2-14 Essais avec jeux vis courte

Le même type d'essai avec jeu est réalisé avec des plaques fines. Dans ce cas, les jeux sont systématiquement comblés ; en revanche, le point d'accostage est quasi indétectable. En effet, les plaques étant plus fines, il est difficile de noter une augmentation de couple lorsque celles-ci se déforment (sauf pour des jeux importants 0,5 et 1 mm). Il paraît donc difficile de détecter un quelconque jeu dans cette configuration. Ceci marque un premier point potentiellement bloquant de la méthode qu'il faudra lever.

2.2.3 Comparaison des déformées

Une fois assemblées, les éprouvettes correspondant aux cas où la fermeture des jeux n'est pas clairement identifiée sont découpées et enduites de résine afin de réaliser des coupes micrographiques. Cela concerne ici les vis longues pour des jeux supérieurs à 0,3 mm. Celui-ci est d'ailleurs bel et bien comblé, bien que le changement de pente ne soit visible que sur la fin de la courbe. La zone de contact résultante est donc très petite (1,5 mm de longueur dans le plan) et localisée près de l'alésage (Figure 3.2-15). Tandis que le jeu de 0,5 mm n'est pas comblé.

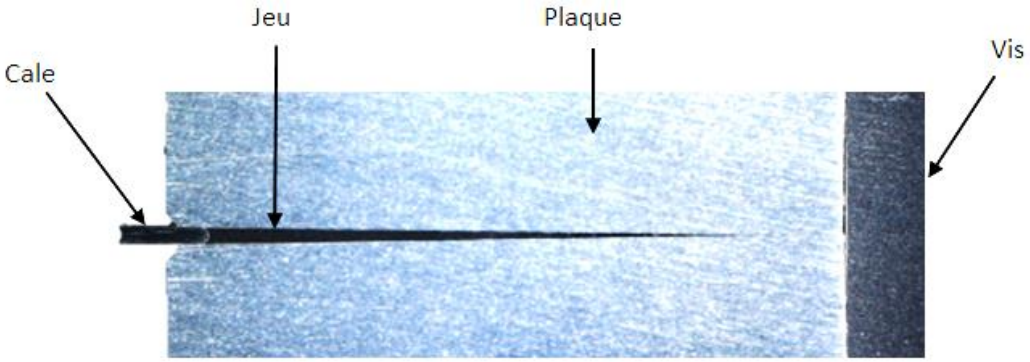


Figure 3.2-15 Coupe micrographique vis longue et jeu de 0,3 mm

Les images obtenues lors de ces coupes sont plaquées sur des coupes de simulations Abaqus, ceci afin de valider les zones en contact de façon numérique sans avoir à détruire les pièces par la suite.

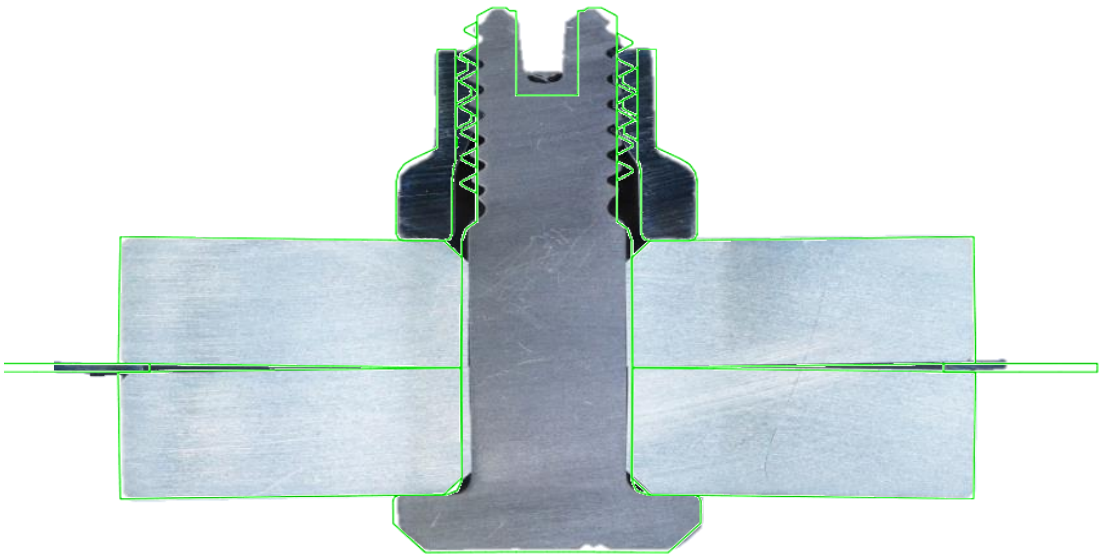


Figure 3.2-16 Comparaison entre une éprouvette découpée et la simulation vis longue, jeu de 0,3 mm

Une découpe est également réalisée sur un assemblage avec une vis courte et un jeu de 1 mm afin d'avoir une comparaison encore plus visuelle (Figure 3.2-16).

Figure 3.2-17 Comparaison entre une éprouvette découpée et la simulation vis courte, jeu de 1 mm

Bien qu'il soit très difficile de pouvoir caler parfaitement les images, notamment à cause de la précision lors du ponçage, ces images constituent une première validation très satisfaisante.

2.2.4 Conclusion préliminaire sur les essais avec jeux

En appliquant l'algorithme, il est possible de mesurer la taille des jeux et de détecter les changements de pentes. L'algorithme possède plusieurs variables qu'il est possible d'ajuster afin d'améliorer sa performance (taille de l'échantillon initial sur lequel est calculé la pente, valeur maximale du résidu…), mais à terme ceux-ci doivent être figés en vue d'une utilisation opérationnelle. Le tableau ci-après présente les résultats obtenus en paramétrant l'algorithme avec une taille d'échantillon de 3 points et un résidu de 20 % (Tableau 3.2-3).

Tableau 3.2-3 Résultats de mesure de jeux pour les essais réalisés avec la visseuse sans fil

	Jeu réel (mm)	0.05	0.1	0.15	0.3	0.5	1
Epaisseur 4 mm	Jeu mesuré (mm)	0.02 0.07 -	0.9 0.13 0.13	0.17 0.07 -	0.09 0.05 0.09	Résultats non probants	
Epaisseur 9 mm		0.09 0.07 -	0.07 0.06 0.1	0.09 0.09 0.156	0.25 0.25 0.53	Jeu non fermé	

D'une manière globale, la détermination expérimentale des jeux s'avère assez perfectible et assez éloignée de nos attentes. Les résultats non probants sont des essais pour lesquels aucun jeu n'a été détecté (0,5 et 1 mm pour une épaisseur totale de 4 mm). Les lignes vides correspondent également à ce genre de cas. Globalement les résultats sont meilleurs pour une épaisseur de pièce de 9 mm car comme cela a été montré plus haut, la transition est bien marquée entre la phase de rattrapage des jeux et la phase de serrage. Ceci est dû au fait que les pièces sont plus rigides et vont donc nécessiter plus d'effort pour être fléchies.

Une seconde explication pour ces résultats peu satisfaisants vient de l'outil. En effet, il n'est pas possible sur ce genre d'outil de régler la fréquence d'acquisition des données et donc peu de points de mesures sont disponibles (en moyenne 1 point de mesure tous les 10°) en utilisant ce modèle de visseuse. Cet aspect est bien illustré dans l'exemple ci-dessous. Deux pièces de 4,5 mm d'épaisseur séparées initialement par un jeu de 0,15 mm. La dernière phase de serrage ne comporte que 3 points de mesures avant la phase de réduction du jeu qui en compte une dizaine. L'algorithme étant sensible au bruit, un écart trop important sur un point peut entraîner l'arrêt de l'algorithme qui va passer au segment suivant, bien que la suite des points soit correcte.

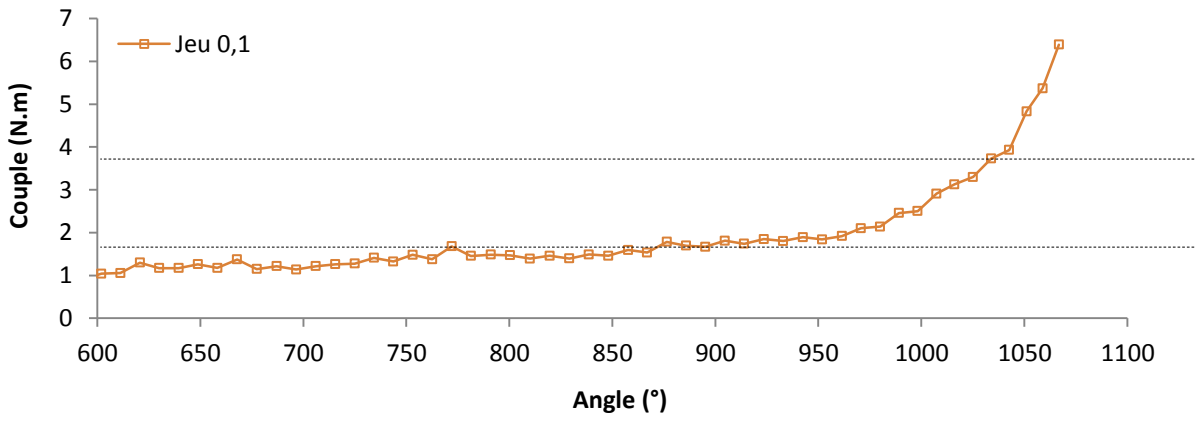


Figure 3.2-18 Répartition des points de mesures

En conséquence, plusieurs actions découlent de ces observations :

- Améliorer l'algorithme pour prendre en compte les erreurs ponctuelles ;
- Changer d'outillage pour avoir un meilleur taux d'échantillonnage ;
- Etablir un premier critère basé sur l'épaisseur des pièces pour la détection des jeux.

Pour la partie matérielle, le laboratoire dispose de visseuses filaires (Figure 3.2-19) provenant du même fournisseur et donc compatibles avec notre boîtier, mais qui ont une fréquence d'acquisition bien plus élevée (1 point de mesure tous les 2°) (Figure 3.2-20). Ce type de visseuse est utilisé pour une partie des essais à venir.

Figure 3.2-19 Visseuse filaire Atlas Copco

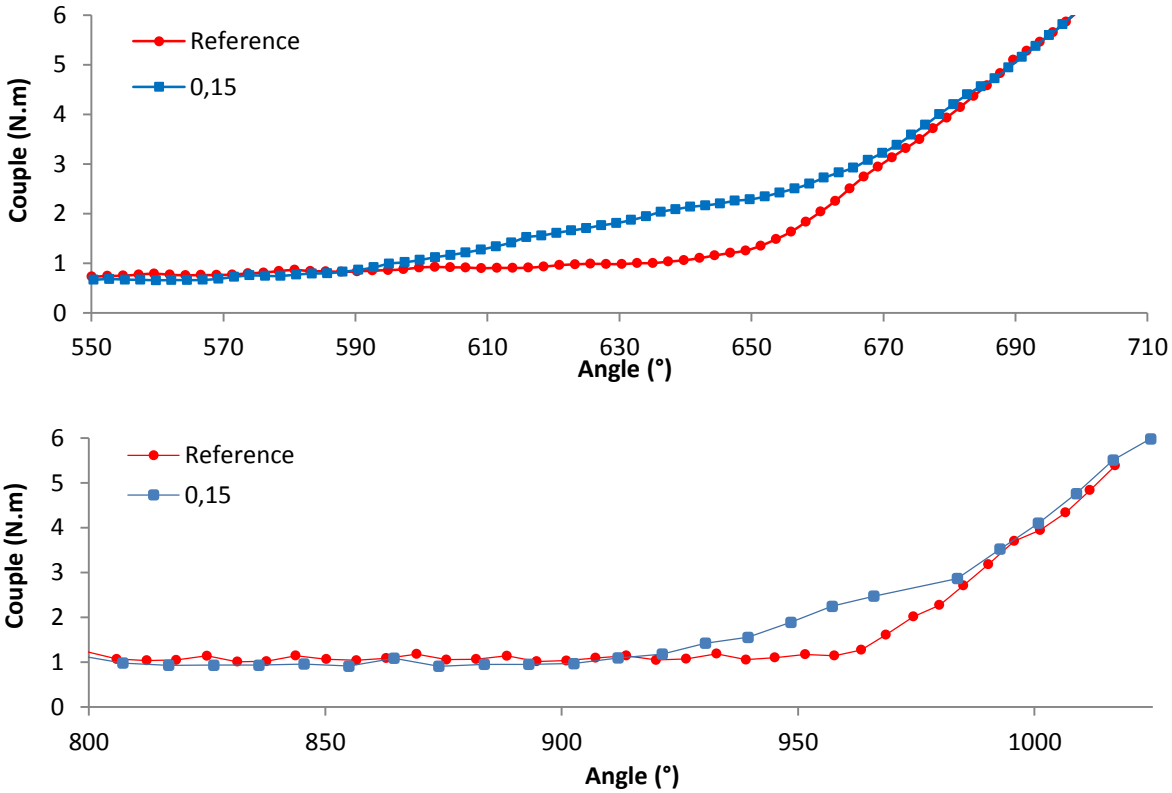


Figure 3.2-20 Essais réalisés avec la visseuse filaire (en haut) et avec la visseuse sans fil (en bas)

En utilisant cette visseuse, l'algorithme donne déjà des résultats bien plus probants, détaillés sur le Tableau 3.2-4 :

Tableau 3.2-4 Résultats de mesure de jeux pour les essais réalisés avec la visseuse filaire

Epaisseur 9 mm	Jeu réel (mm)	0,05	0,1	0,15	0,3
	Jeu mesuré (mm)	0,072	0,108	0,197	0,329
		0,056	0,129	0,165	0,312
		0,061	0,088	0,162	0,323

Les jeux sont dans la majorité des cas légèrement surestimés, cela vient du fait que la détection de l'accostage est encore incertaine, la transition étant nettement non linéaire. Finalement, une étude utilisant le modèle éléments finis permettra de défricher le champ d'application de la méthode en faisant varier, pour un diamètre de fixation donné, l'épaisseur des pièces à serrer.

2.3 Réutilisation des fixations

Le but de ces essais est d'évaluer la réutilisation des vis et écrous dans les essais à venir. En effet, ces écrous et vis ne sont normalement utilisés qu'une seule fois afin de garantir un freinage efficace et d'éviter un desserrage durant la durée de vie de l'assemblage. Dans le contexte global de l'étude, la valeur du freinage étant évaluée à chaque fois et les coefficients de frottements estimés, il est possible de réutiliser ces éléments tout en s'assurant que cela n'affectera pas le reste de la courbe. Une série de serrages-desserrages est réalisée sur un couple vis-écrou neuf, tout d'abord avec un écrou acier, l'étude sur un écrou titane étant détaillée dans un chapitre suivant. La vis est une vis courte et la plaque est une plaque simple en aluminium de 4 mm d'épaisseur (une plaque seule normalement utilisée pour les essais sur les vis longues). Les courbes correspondantes sont les suivantes :

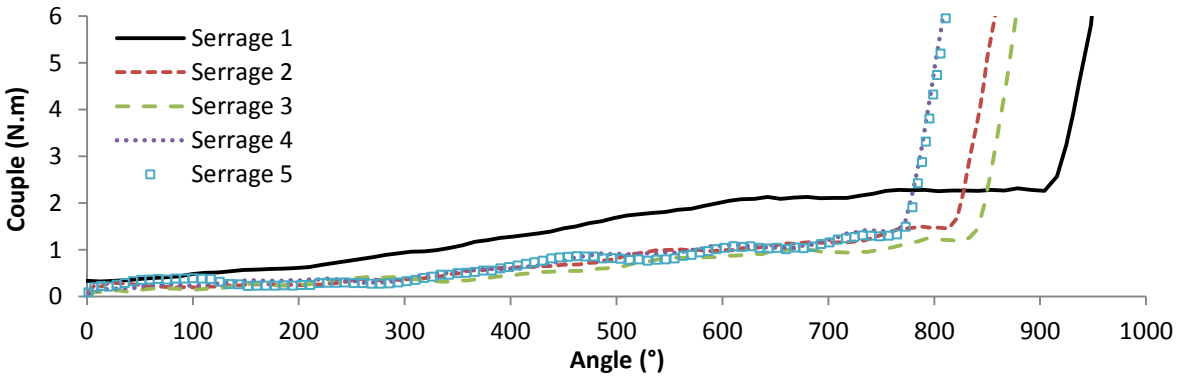


Figure 3.2-21 Réutilisation écrou acier

Concernant les écrous acier, une forte baisse de la valeur du freinage est observée dès le second serrage. Il est important de noter que la valeur initiale est très importante et même hors tolérance (freinage maximal de 1,7 N.m pour ce diamètre) comme démontré précédemment lors du serrage des cas de référence. Cette valeur de freinage évolue peu par la suite, il y a sans doute eu une déformation plastique des filets de l'écrou. Concernant l'évolution du coefficient directeur de la pente correspondant au serrage, celui-ci varie peu après une augmentation de 33 % entre le premier et le second serrage. La valeur initiale de 0,088 Nm/° est proche de la valeur moyenne obtenue lors des essais de référence 0,085 Nm/°.

Tableau 3.2-5 Coefficients directeurs correspondant à la réutilisation d'écrous acier (à gauche) et Coefficients de frottements resserrage (à droite)

Essai	Serrage 1	Serrage 2	Serrage 3	Serrage 4	Serrage 5
Coefficient directeur Nm/°	0,088	0,132	0,129	0,128	0,124

	µtot	µb	µth	Ecart µtot
Essai 1	0,056	0,070	0,037	
Resserrage 1	0,059	0,074	0,040	6 %
Resserrage 2	0,061	0,076	0,040	9 %
Resserrage 3	0,061	0,079	0,051	17 %

Un essai de caractérisation des coefficients de frottements sur un écrou réutilisé montre en effet une augmentation de ceux-ci (17 % au troisième resserrage), sûrement due à l'endommagement du revêtement de la vis ou de l'écrou. Cependant, cela n'entraîne qu'une augmentation de 12 % sur la valeur de la pente lorsque ces coefficients sont introduits dans le modèle analytique.

2.4 Essai écrous titane

Pour des raisons de poids, de nouveaux écrous en titane sont parfois utilisés. Leur utilisation ne devrait pas remettre en cause les phénomènes décrits précédemment sur la fermeture des jeux, mais elle peut permettre d'évaluer la robustesse du modèle analytique.

2.4.1 Essais vis longues

En considérant une vis longue de diamètre 5,56 mm, le changement de matériau dans le modèle analytique fait passer le coefficient directeur de la droite de 0,083 Nm/° à 0,077 Nm/°, soit une diminution de 7 % à iso coefficients de frottements. Les essais de serrage sur des cas de référence sans défaut donnent des résultats visuellement similaires sur les pentes finales mais dont les valeurs numériques sont sensiblement différentes. Contrairement à ce qu'indique le modèle analytique, les valeurs de pentes sont plus importantes pour les écrous titane (Figure 3.2-22). De plus, la valeur du freinage est sensiblement réduite, passant de 1,8 à 1 N.m. Cela provient des coefficients de frottements nettement supérieurs pour les écrous titane, en particulier le coefficient de frottement entre l'écrou et la plaque.

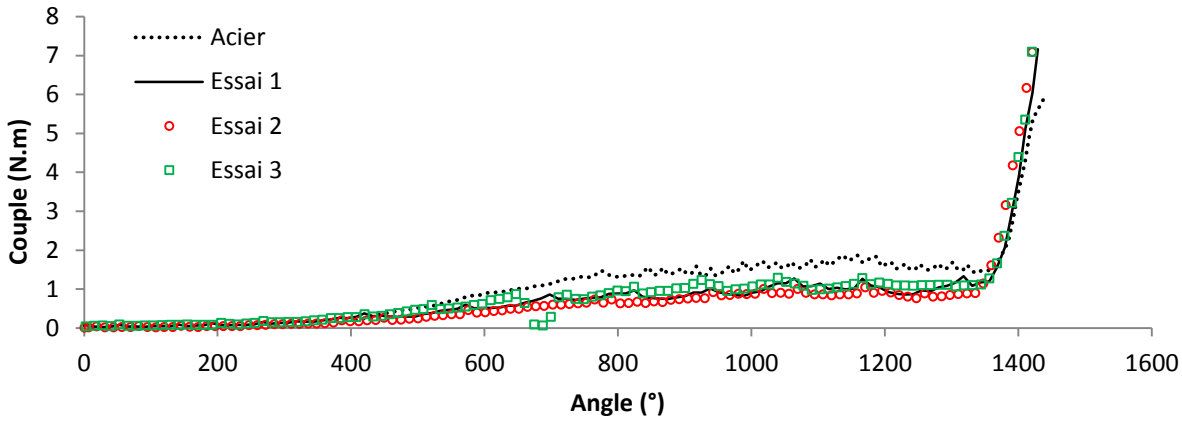


Figure 3.2-22 Comparaison entre écrou acier et titane pour des vis longues

Tableau 3.2-6 Evolution du coefficient directeur pour des essais de serrages sur écrou titane et vis longues

	Acier	Essai 1	Essai 2	Essai 3
Coefficient Nm/°	0,087	0,108	0,090	0,113
Différence	-	19 %	3 %	23 %

Tableau 3.2-7 Comparaison des coefficients de frottements entre écrou acier et titane

Essais écrou acier				Essai écrou titane			
Essais	µtot	µb	µth	Essais	µtot	µb	µth
Essai 1	0,056	0,070	0,037	Essai 1	0,083	0,099	0,062
Essai 2	0,062	0,081	0,046	Essai 2	0,072	0,10	0,034
Essai 3	0,049	0,051	0,046	Essai 3	0,080	0,103	0,050

2.4.2 Essais vis courtes

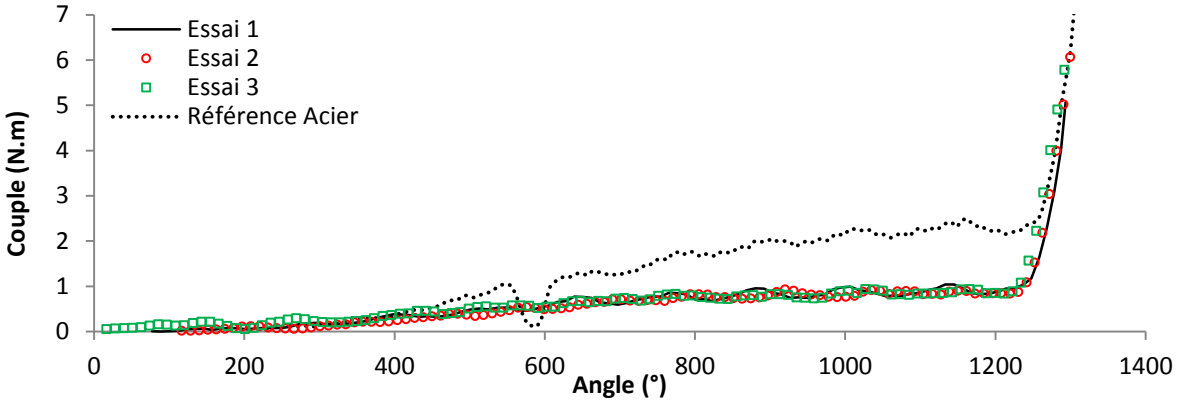


Figure 3.2-23 Comparaison entre écrou acier et titane pour des vis courtes

La tendance est la même que pour les vis longues avec cette fois une différence encore plus importante sur la valeur du couple de freinage, passant de 2,2 N.m pour les écrous acier à environ 0,8 N.m pour les écrous titane.

Tableau 3.2-8 Evolution du coefficient directeur pour des essais de serrages sur écrou titane et vis courtes

	Acier	Essai 1	Essai 2	Essai 3
Coefficient	0,100	0,108	0,101	0,099
Différence	-	8 %	1 %	1 %

De plus, des essais de serrage successifs des écrous titane sont réalisés afin de valider, là encore, leur réutilisation (Figure 3.2-24). La réutilisation des écrous ne pose pas de problème, l'influence du second serrage sur la valeur du freinage est moindre avec une diminution de l'ordre de 0,3 N.m sur la valeur du couple de freinage. Cette valeur n'évolue plus avec les serrages successifs.

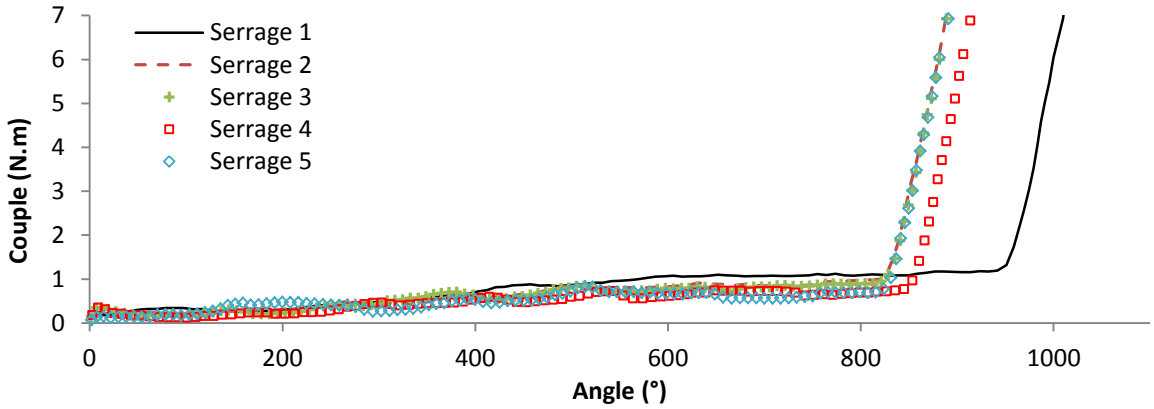


Figure 3.2-24 Réutilisation écrou titane vis courtes

En conclusion, l'utilisation et la réutilisation d'écrou titane n'aura aucune influence sur la méthode proposée. Au contraire, ceux-ci étant moins soumis à l'usure que les écrous acier avec moins de variations sur les valeurs de freinage et de frottements, il sera possible de multiplier les essais en conservant des conditions proches et d'isoler ainsi d'autres phénomènes.

2.5 Essais sans revêtement

Il apparaît sur les coupes micro que l'épaisseur de peinture au droit des fixations est relativement importante (0,04 mm après serrage Figure 3.2-25). Afin de vérifier l'influence de cette couche de peinture sur la raideur finale, une série de plaques a été poncée afin de retirer cette couche et de laisser apparaître l'aluminium. Une fois le serrage effectué, les valeurs ont été comparées avec un essai de référence. Ces essais sont réalisés sur des vis courtes.

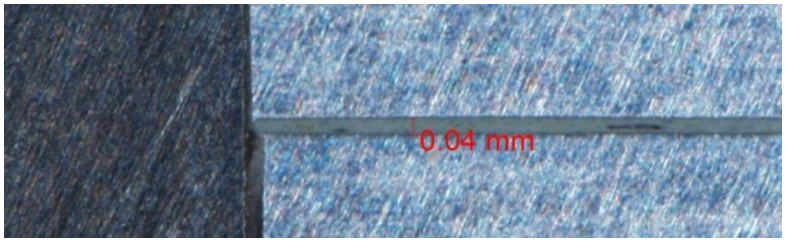


Figure 3.2-25 Mesure de l'épaisseur de peinture à l'interface

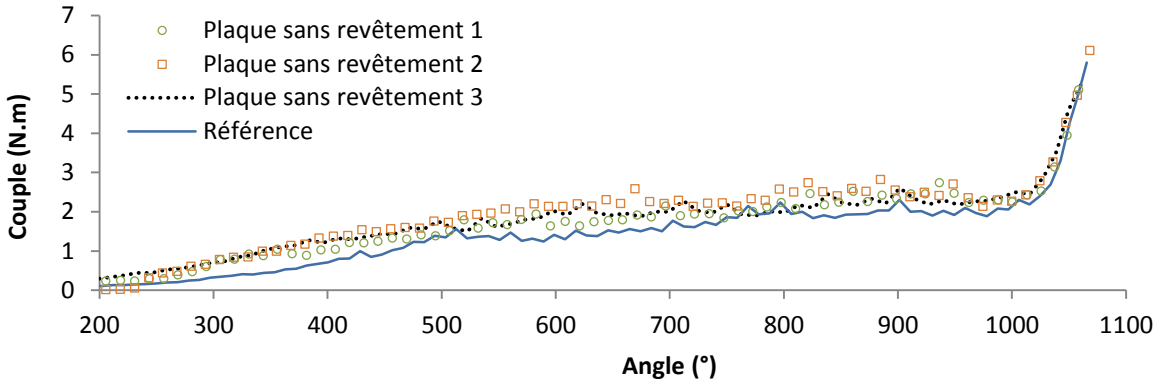


Figure 3.2-26 Résultats d'essais réalisés sur des plaques sans peinture

Le comportement global ne semble pas être affecté par la couche de peinture. Un zoom sur la partie linéaire montre la même tendance (Figure 3.2-27).

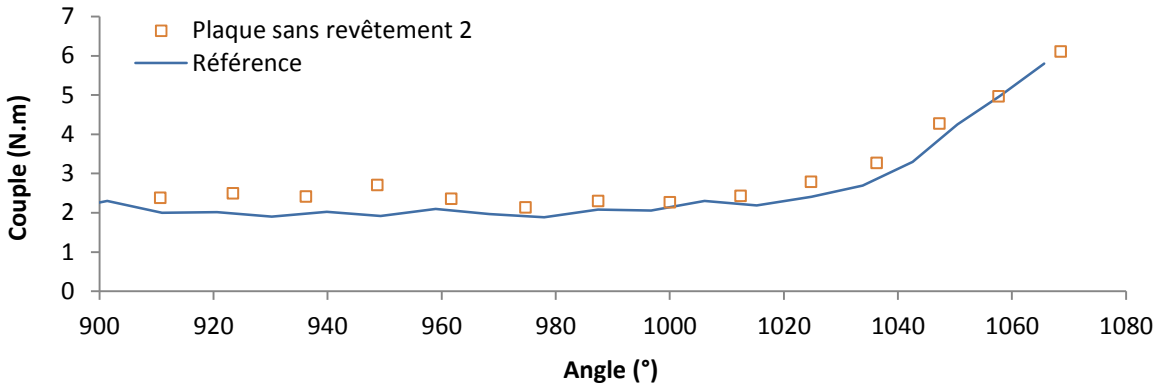


Figure 3.2-27 Résultats d'essais réalisés sur des plaques sans revêtement, zoom sur la partie linéaire

La couche de peinture ne semble pas avoir d'impact sur la rigidité de l'ensemble lors du serrage, ni sur la transition non linéaire entre le plateau et le serrage effectif. Il n'est donc pas nécessaire de la prendre en compte dans les simulations.

2.6 Essais avec défauts : bavures, copeaux, chanfrein

Une fois les essais de références réalisés, une nouvelle série d'éprouvettes a été commandée afin de tester de nouveaux types de défauts. Ces essais préliminaires doivent permettre d'évaluer l'impact de différents défauts sur la pente finale. Les défauts testés sont : une bavure entre les deux pièces, la présence de copeaux et, enfin, l'absence de chanfrein sous tête de vis.

2.6.1 Essais avec bavures

Pour réaliser les éprouvettes avec bavures, deux choix sont possibles : soit percer une série de trous en dégradant volontairement les paramètres de coupe pour obtenir des bavures naturelles, soit en usinant une bavure artificielle avec les dimensions désirées. C'est cette seconde solution qui est retenue ici, bien que l'on perde alors le caractère naturel de ces bavures, cette solution permet de contrôler précisément les dimensions des bavures.
Deux cas sont testés :

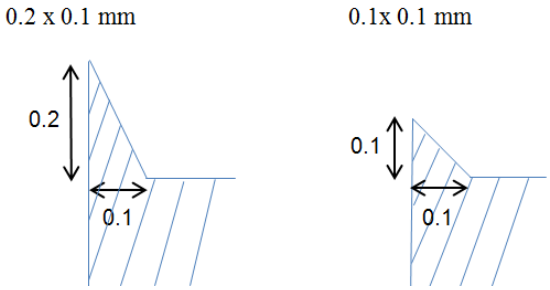


Figure 3.2-28 Géométries des bavures

Avant serrage, les deux lots sont mesurés en utilisant un profilomètre afin de valider les dimensions des bavures.

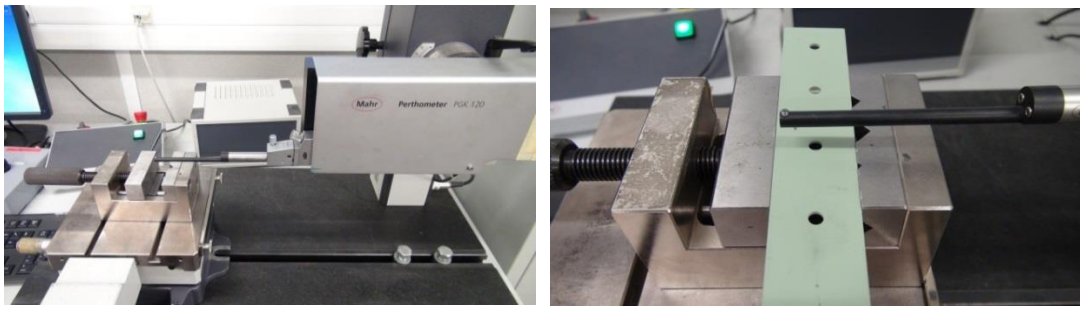


Figure 3.2-29 Mesure des bavures au profilomètre

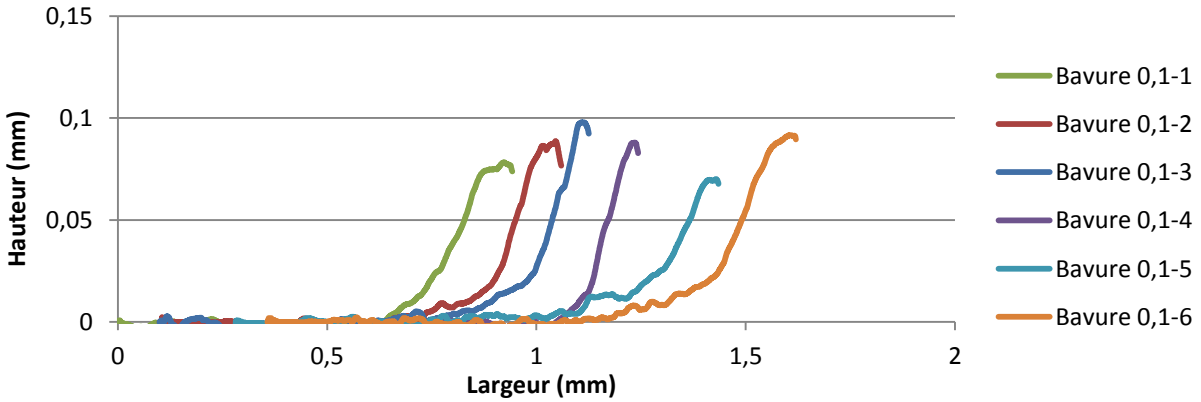


Figure 3.2-30 Mesures des bavures pour le cas 1

Dans les deux cas, les bavures reçues sont légèrement moins hautes que prévu (Figure 3.2-30 et Figure 3.2-31).

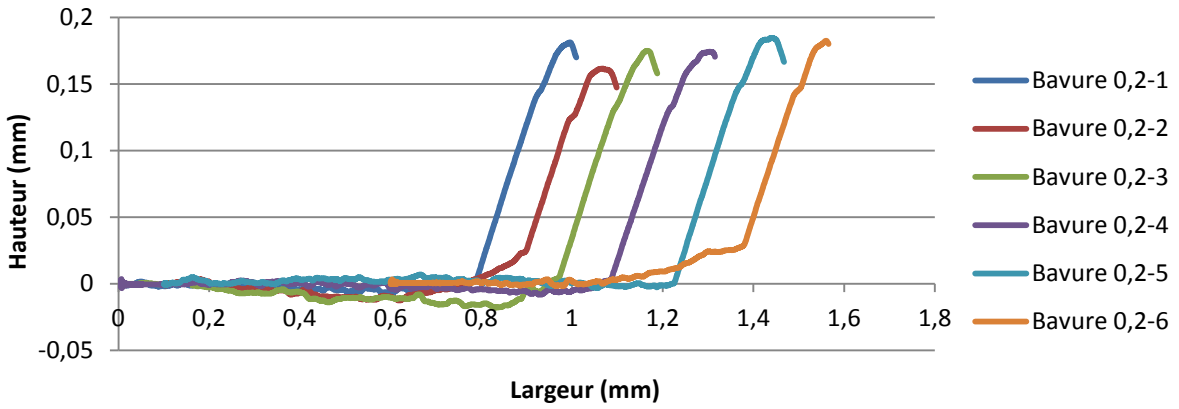


Figure 3.2-31 Mesures des bavures pour le cas 2

Les plaques avec bavures sont alors serrées contre des plaques sans défauts. L'idée étant de simuler une bavure qui se serait créée à l'interface due à un microjeu. Le jeu restant sur la photo avant serrage correspond à la taille de la bavure (Figure 3.2-32):

Figure 3.2-32 Eprouvette prête à être serrée

Une fois le serrage effectué, les courbes couples/angles sont comparées avec un cas de référence pour détecter les déviations (Figure 3.2-33).

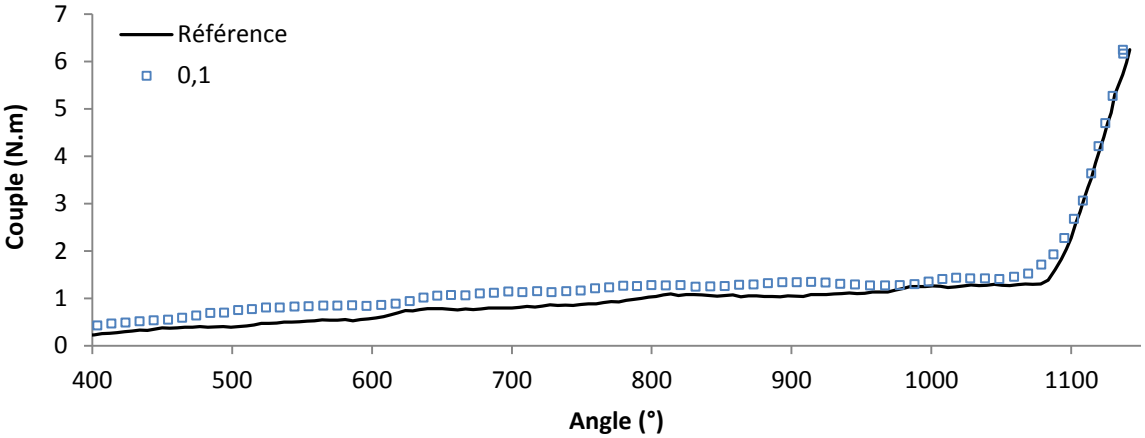


Figure 3.2-33 Serrage d'une plaque avec bavure 0,1 mm comparé à un cas de référence

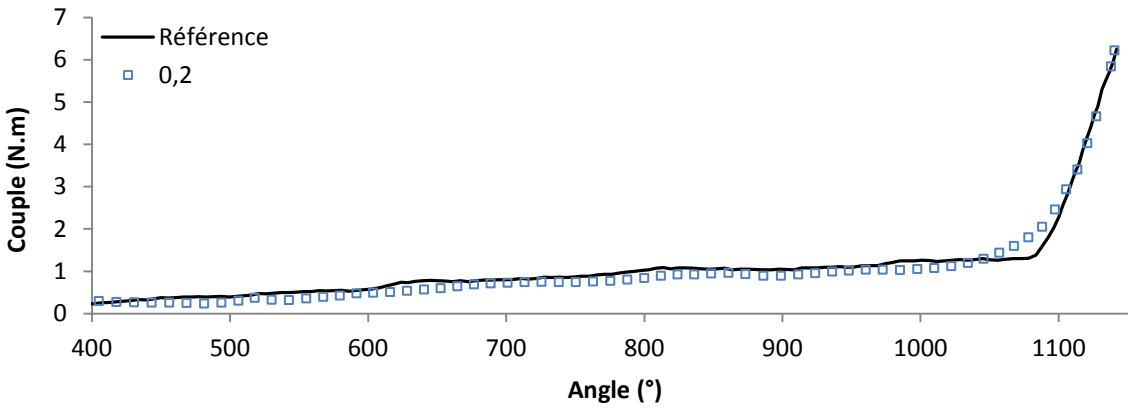


Figure 3.2-34 Serrage d'une plaque avec bavure 0,2 mm comparé à un cas de référence

Deux faits sont nettement visibles sur les graphiques. Le premier étant que la bavure ne semble pas modifier la valeur de la pente finale. Le second est une deuxième pente intercalée entre la pente finale et le plateau correspondant au freinage dans le cas de la bavure de 0,2 mm. Pour la bavure de 0,1 mm, la transition est non linéaire mais une seconde pente est difficilement discernable.
Le premier point s'explique facilement si l'on regarde une coupe micrographique réalisée sur ce type d'assemblage (Figure 3.2-35).

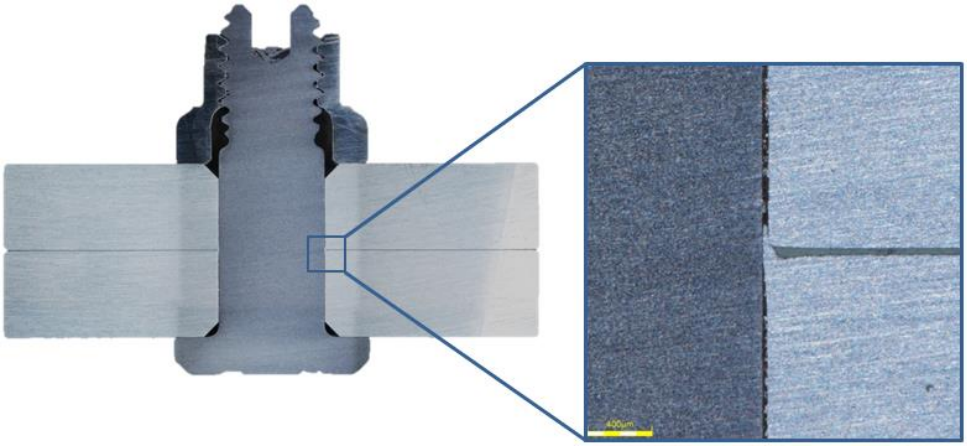


Figure 3.2-35 Coupe micrographique d'un essai avec bavure

La bavure s'est légèrement déformée et s'est glissée dans l'espace libre de l'alésage. Ainsi la zone de contact entre les plaques n'est pas affectée par la bavure, d'où l'abscence d'impact sur la raideur finale. Ce comportement doit pourtant correspondre au pire cas possible : un faible impact sur la courbe et donc une probabilité de détection faible, alors que l'impact sur la tenue en fatigue de l'assemblage pourrait être important.
Ce premier point doit être complété par une nouvelle série d'essais sur un nouveau type de bavures afin de forcer la déformation de celles-ci et leur écrasement lors du serrage.
Un second point concerne la détection de ce type de défaut. Là encore, ce type de défaut pose problème car ce type de changement de pente est celui que l'on observe lors de la fermeture de jeux. Se pose alors une question cruciale : comment dissocier deux types de défauts qui ont une même signature. En effet, bien que la réduction d'un jeu soit quasiment sans conséquence sur la durée de vie de l'assemblage, la présence de défauts comme les bavures ou les copeaux ne le sera sûrement pas. Il faut donc trouver un moyen de dissocier les défauts afin d'écarter ceux qui présentent un impact sur la durée de vie de l'assemblage et signaler ceux qui n'ont pas d'impact mais qui doivent être quantifiés dans un souci de suivi qualité (les jeux par exemple).

2.6.2 Essais avec bavures « larges »

Une nouvelle série de serrage sur bavures est réalisée avec cette fois-ci des bavures légèrement décalées par rapport au bord du trou afin d'empêcher celles-ci de glisser dans le trou (Figure 3.2-36). L'objectif est de forcer la bavure à se déformer et empêcher le contact entre les plaques.

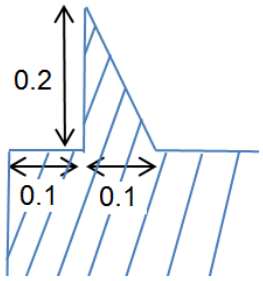


Figure 3.2-36 Décalage de la bavure par rapport au perçage

Les autres dimensions restent inchangées par rapport aux cas précédents, avec une hauteur de bavure de 0,2 mm (Figure 3.2-37), bien qu'elles soient nommées bavures « larges ».

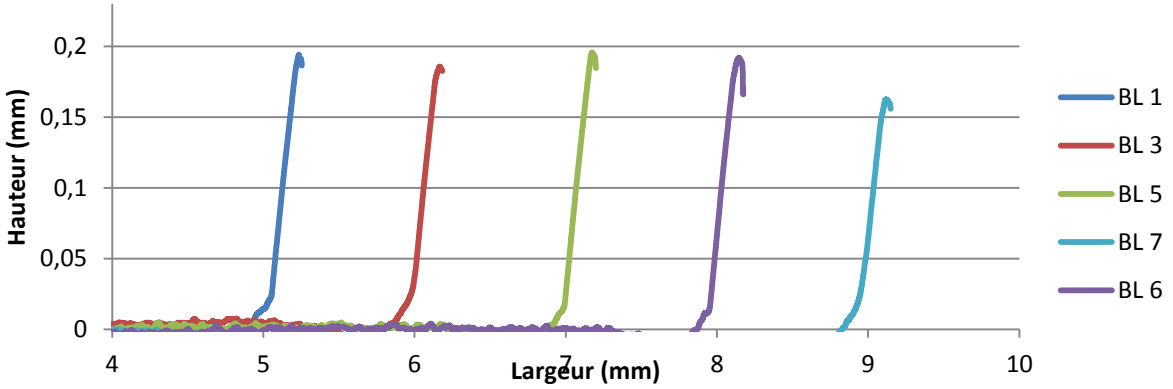


Figure 3.2-37 Mesures des bavures « larges »

Après serrage, une nouvelle coupe micrographique est réalisée pour valider l'écrasement de la bavure entre les plaques (Figure 3.2-38).

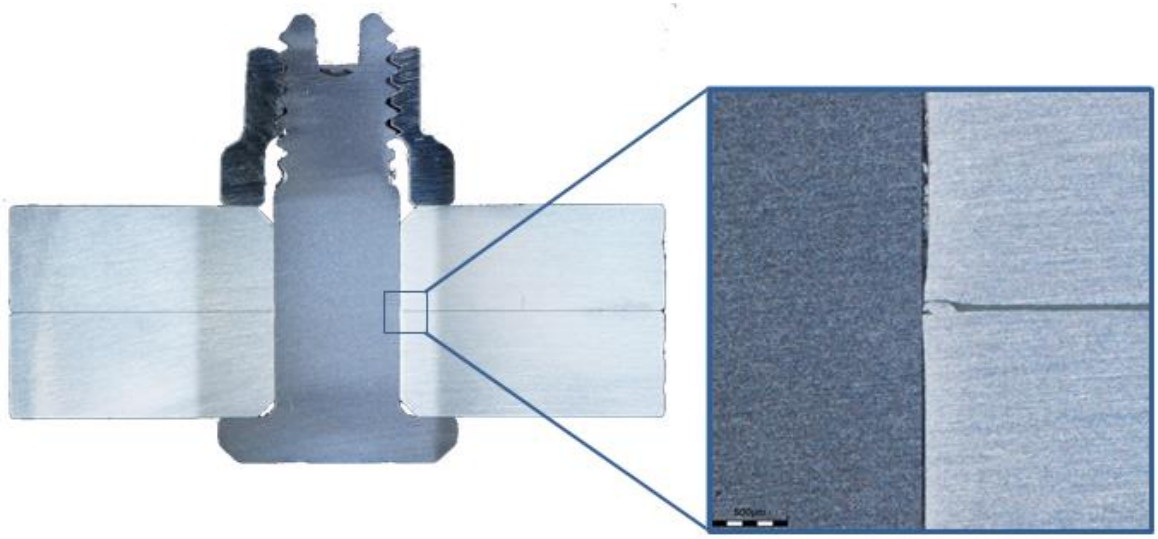


Figure 3.2-38 Coupe micrographique d'un essai avec bavure « large »

Les résultats sont alors bien plus probants, quant à la détection de ce type de défauts. On retrouve une transition non linéaire bien visible sur la courbe, entre le plateau et le serrage ainsi qu'une réduction de la raideur (coefficient directeur de 0,081 Nm/° contre 0,1 Nm/°, soit un abattement de 18 %).

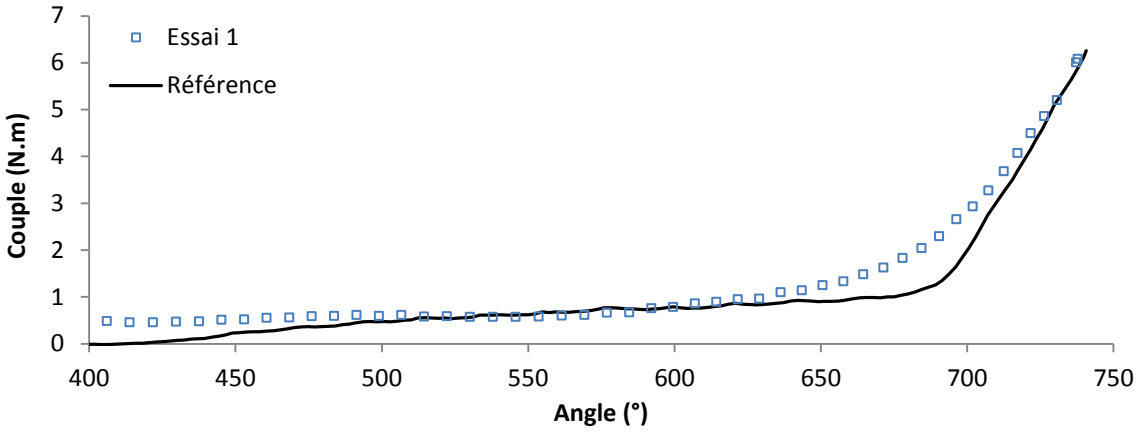


Figure 3.2-39 Comparaison entre un essai de serrage sur bavure large et un essai de référence

Mais le résultat le plus intéressant est obtenu en augmentant le taux d'échantillonnage. En effet, pour les essais 2 et 3, la vitesse de serrage est diminuée afin d'obtenir plus de points sur la courbe. Il en résulte l'apparition d'une perte brutale de couple qui doit correspondre au flambage de la bavure en compression (Figure 3.2-40).

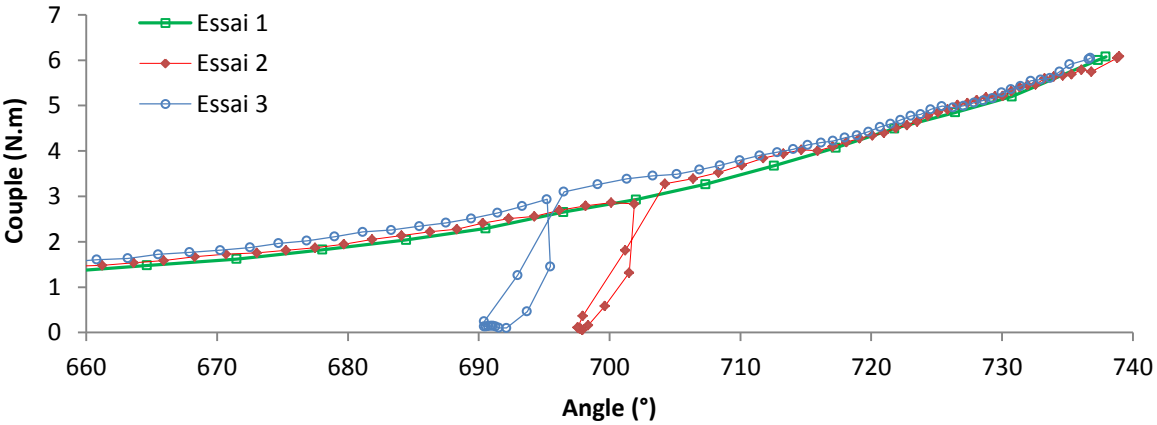


Figure 3.2-40 Comparaison entre essais de serrages sur bavures larges

Il y aurait donc deux façons de détecter ce type de bavures, soit en détectant une perte brutale du couple soit en comparant la valeur de pente finale. De plus, ce résultat donne une condition sur le taux d'échantillonnage minimal nécessaire à la détection des défauts. En effet, pour un point de mesure tous les 5 degrés ou plus, comme c'est le cas pour l'essai 1, ce type de défaut est invisible. En revanche, si les points de mesures sont donnés tous les 2 degrés, alors le flambage de la bavure est détectable. Cette observation vient renforcer celle réalisée en conclusion de la première partie, à la suite des essais préliminaires avec jeux.

2.6.3 Essais avec copeaux

Le moyen le plus simple pour réaliser ces essais est de collecter des copeaux provenant des stations de perçage, afin d'avoir le même type de matériaux que ceux générés lors du perçage. Les copeaux sont ensuite disposés au bord du trou, de façon aléatoire tout d'abord pour les essais préliminaires (Figure 3.2-41). L'essai présenté ici correspond à celui où la taille des copeaux est la plus importante.

Figure 3.2-41 Plaque inférieure avant serrage

Il apparaît ici que même cette taille relativement importante de copeaux n'a que peu d'impact sur la droite finale (coefficient directeur de 0,0895 Nm/° contre 0,0840 Nm/° en moyenne pour les essais sur cette épaisseur). En effet, les copeaux sont non contraints et ont tendance à s'écarter du trou lors du serrage. De plus, ceux-ci étant très fins, leur présence affecte peu la zone de contact entre les pièces.
Finalement, seule une petite zone non linéaire sur la courbe traduit leur présence, mais comme pour les bavures, cette zone peut être confondue avec un rattrapage de jeu, étant donné qu'il n'y a aucun impact sur la raideur globale lors du serrage. Il faut donc, de nouveau, trouver un moyen pour dissocier ce type de défaut d'un serrage avec jeu.

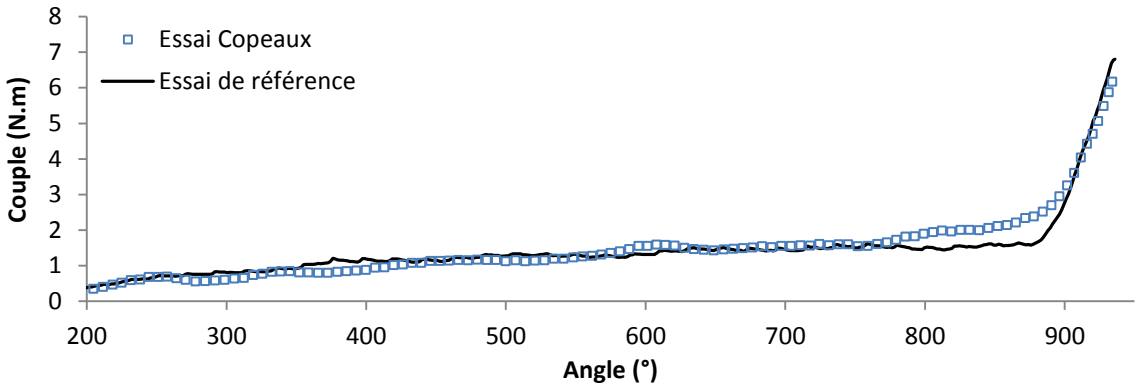


Figure 3.2-42 Serrage d'une plaque avec copeaux comparé à un cas de référence

Figure 3.2-43 Aperçu des éprouvettes après démontage

2.6.4 Essais sans chanfrein

Par fabrication, il existe un congé de raccordement entre le fût et la tête de vis. Les alésages comportent donc un chanfrein du côté de la tête de vis afin de garantir qu'il n'y a pas de contact entre cette zone de transition et les plaques. L'absence de chanfrein est donc un défaut qui, s'il n'est pas correctement contrôlé, peut avoir de lourdes conséquences, la tête de vis ne reposant pas sur la pièce.

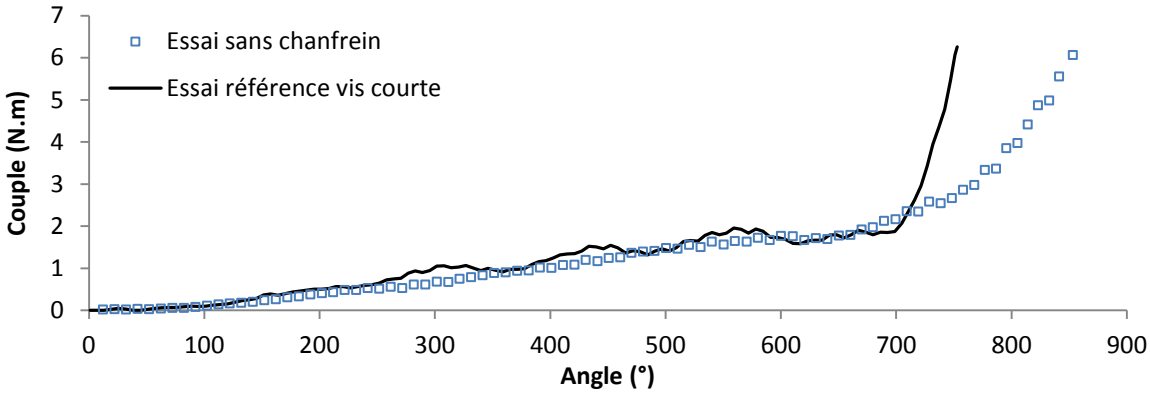


Figure 3.2-44 Résultat d'essai pour un serrage sans chanfrein

La courbe de serrage sans chanfrein est comparée à un essai de référence et les courbes sont présentées sur la Figure 3.2-44. Il existe une différence significative sur la fin du serrage : un écart de 76 % sur la valeur des pentes. Sur la coupe micrographique (Figure 3.2-45), la tête de vis ne repose pas sur la plaque. Cela explique cet écart sur la raideur observé.

Ce type de défaut peut être détectable à condition d'avoir une pente de référence et que l'écart entre la pente de référence et celle sans chanfrein soit supérieur à la tolérance autour de la pente de référence nécessaire pour la prise en compte de la dispersion liée aux frottements.

Figure 3.2-45 Coupe micrographique d'un essai sans chanfrein

Un essai complémentaire est réalisé sur des plaques en matériau composite (carbone epoxy), afin de voir quel est l'impact de ce type de défaut lorsque le matériau utilisé est plus facilement poinçonnable.

2.6.5 Essais sans chanfrein sur plaques composites

Une série d'essais de référence est tout d'abord réalisée afin d'obtenir la pente moyenne de référence. Les plaques sont des plaques de composite de 2 mm d'épaisseur, correspondant donc aux vis courtes. Les écrous utilisés ici sont des écrous titane.

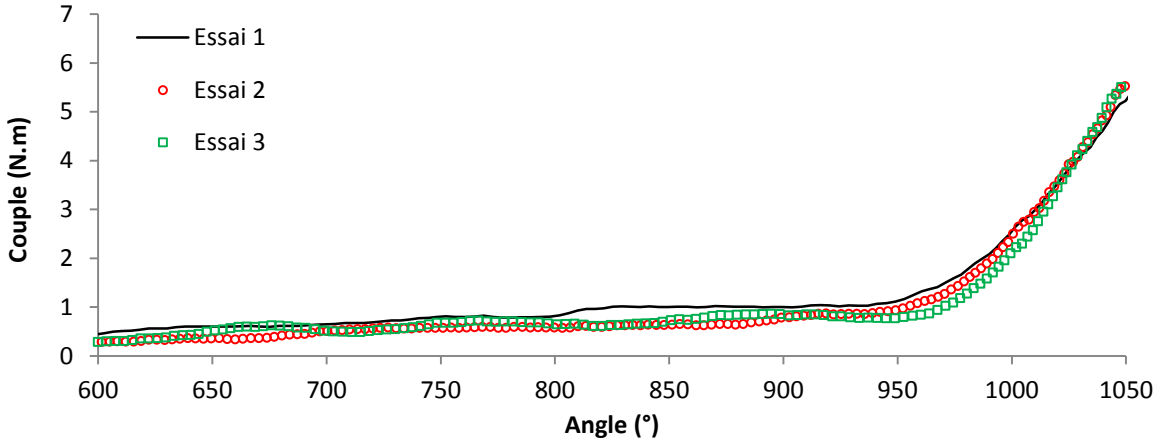


Figure 3.2-46 Courbes de référence, serrage sur matériaux composites

Le coefficient directeur moyen pour ces essais est de 0,0617 Nm/°, bien inférieur au serrage sur plaques aluminium, mais ces essais ne servant que de base pour les essais à venir, aucune étude sur les coefficients de frottement n'est réalisée.

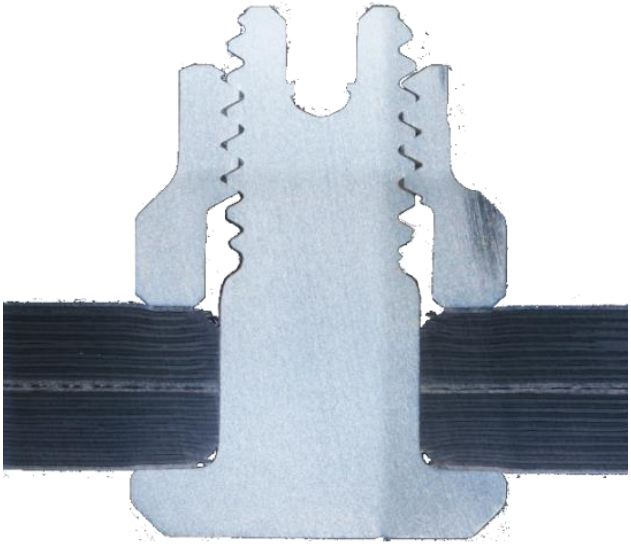


Figure 3.2-47 Coupe micrographique d'un essai de référence sur plaque composite

En retournant une de ces plaques, un serrage sans chanfrein sous la tête de vis est réalisé, puis l'éprouvette est découpée pour réaliser une coupe micrographique (Figure 3.2-48).

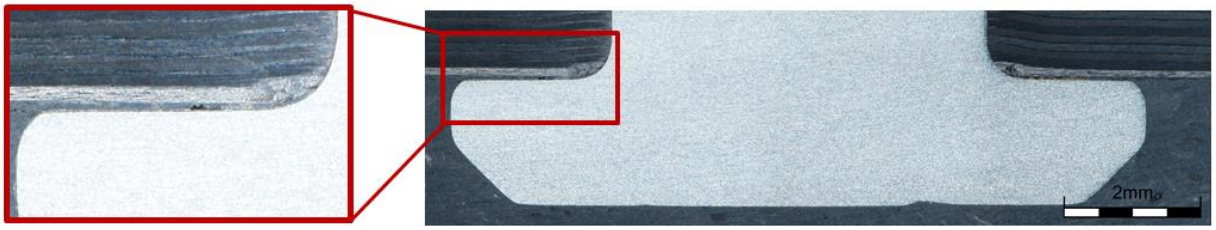


Figure 3.2-48 Coupe micrographique d'un essai sans chanfrein sur une plaque composite

Le résultat est sensiblement le même que pour les essais sur plaque d'aluminium, la tête de vis ne repose pas sur la pièce et le composite est endommagé au niveau du contact. L'influence sur la pente de serrage est également notable, avec une perte de rigidité de l'ordre de 38 % (Figure 3.2-49).

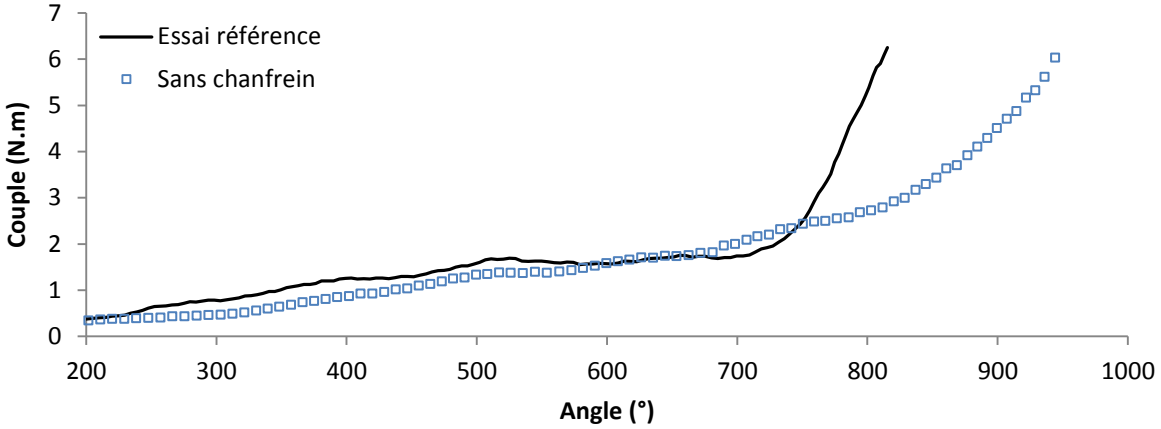


Figure 3.2-49 Résultat d'essai pour un serrage sans chanfrein sur une plaque composite

La valeur de cette différence peut servir à borner la dispersion acceptable due aux frottements. Pour être détecté, ce type de défaut va nécessiter de comparer la valeur de la pente obtenue avec une pente de référence et un écart supérieur à 30 % pourrait donc indiquer l'absence de chanfrein.

Les écarts correspondant aux variations liées aux frottements obtenus durant les essais se situent plutôt autour des +-15 %.

Tableau 3.2-9 Coefficients directeurs pour un essai de référence et un essai sans chanfrein sur plaque composite

	Coefficient directeur Nm/°	Différence
Référence	0,061	
Sans chanfrein	0,038	38 %

2.6.6 Conclusion préliminaire sur l'impact des défauts

Les essais avec défauts n'ont pas permis d'établir un critère universel permettant de les détecter. Une réponse adaptée à chaque défaut doit donc être définie. Pour les essais avec bavures simple et copeaux, la méthode ne permet pas en l'état leur détection et doit être enrichie afin de pallier ce manque. Pour les bavures « larges », les essais ont montré que leur détection est dépendante du taux d'échantillonnage, ce qui permet de préciser encore un peu plus le taux nécessaire à la bonne application de la méthode et donc les spécifications d'un prototype. Finalement l'absence de chanfrein entraîne une perte de rigidité (entre 38 et 70 % suivant les matériaux) détectable à condition d'avoir une pente de référence.

2.7 Essai avec mastic

Comme énoncé dans l'introduction de ce chapitre, dans une utilisation aéronautique, l'étanchéité de l'assemblage est garantie en partie par la présence d'un mastic entre les pièces. Suivant la zone dans laquelle se situe l'assemblage, ce mastic peut avoir une fonction supplémentaire et il existe donc une variété de mastics différents sur un avion. Pour réaliser les essais de serrage sur du mastic frais et polymérisé, le choix s'est porté sur un mastic standard situé dans une zone courante, c'est-à-dire qu'il n'a d'autre rôle que d'assurer l'étanchéité. C'est ce type de mastic qui est le plus couramment utilisé lors de l'assemblage. Le mastic frais est donc déposé à l'aide d'une spatule sur l'une des plaques. Deux lots différents ont été enduits, l'un devant être serré avant que la polymérisation ne débute et l'autre devant être serré une fois le mastic polymérisé. Les courbes de serrage du mastic frais sont les suivantes :

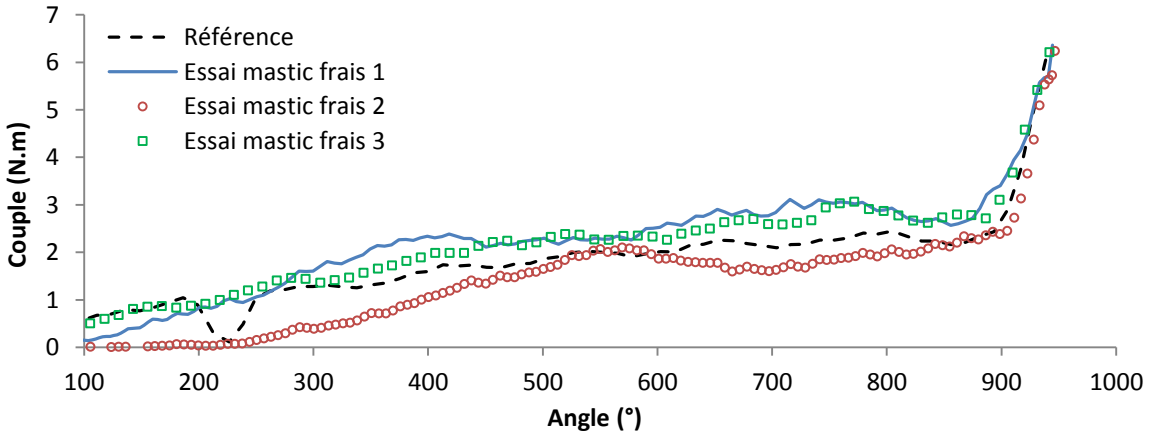


Figure 3.2-50 Résultats d'essai de serrage sur mastic frais

La plus grande partie du mastic flue hors de l'assemblage sans avoir un effet sur la raideur finale lors du serrage, tout au plus une légère non-linéarité au début de la phase de serrage. Une coupe micrographique doit permettre de valider cette observation.

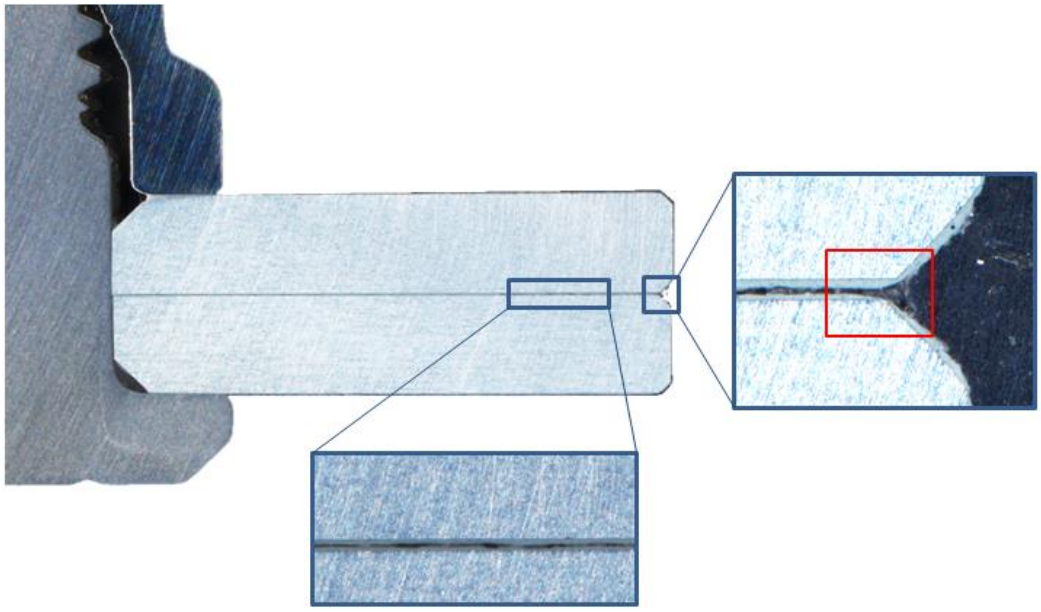


Figure 3.2-51 Poche de mastic à l'interface et en bordure des plaques

La Figure 3.2-51 montre bien que le mastic a flué au droit de la fixation avec un contact métal/métal et qu'il existe une poche de mastic en bordure des plaques.
Le second lot d'éprouvette est serré avec le mastic polymérisé.

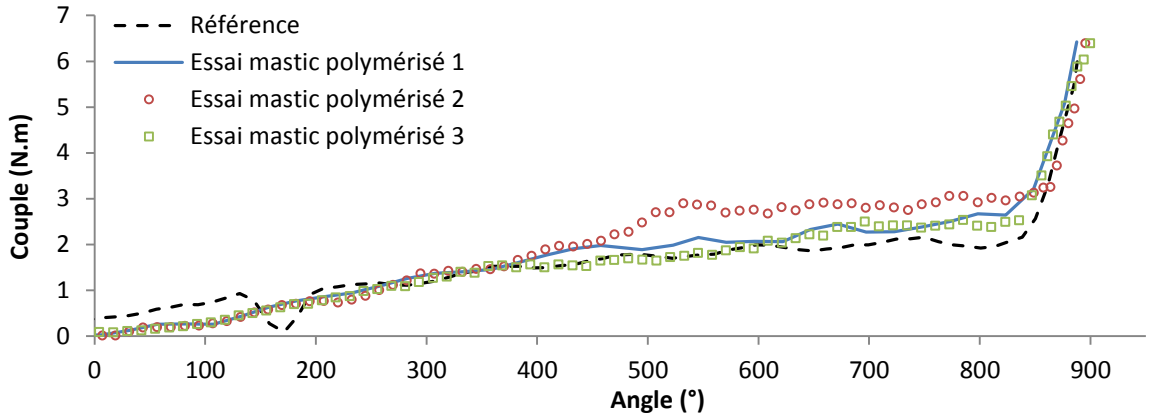


Figure 3.2-52 Résultats d'essai de serrage sur mastic polymérisé

Bien que le mastic soit normalement polymérisé, il n'offre aucune résistance lors du serrage et flue dans les cavités restées ouvertes (indiquées par des flèches Figure 3.2-53). Le mastic a même continué à fluer après la découpe et le polissage comme cela est visible sur le côté droit de la coupe micrographique (Figure 3.2-54).

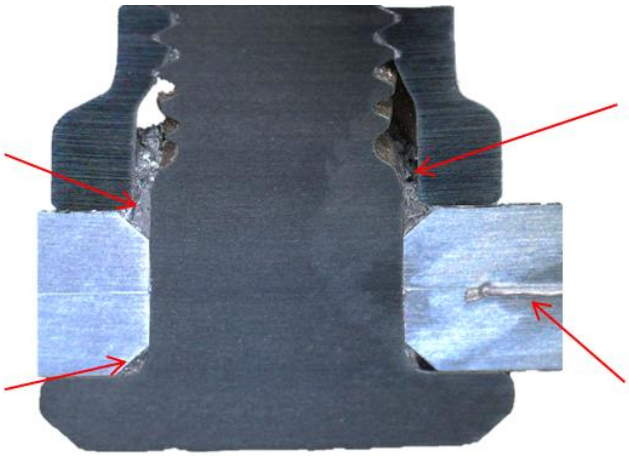


Figure 3.2-53 Répartition du mastic après découpe de l'échantillon

Un zoom sur la zone de contact entre les pièces montre que le contact a bien lieu dans une zone proche de la fixation. Il est cependant difficile d'estimer la fin de cette zone, le contraste entre le mastic et la peinture n'étant pas suffisant.

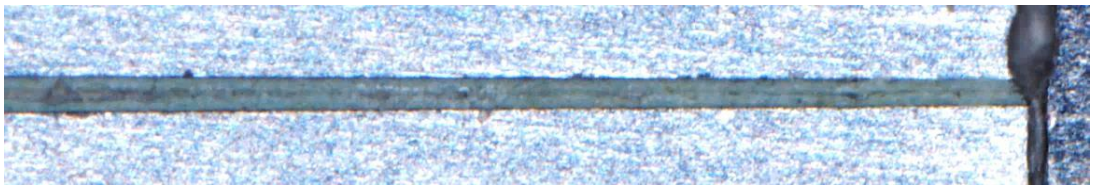


Figure 3.2-54 Zoom sur la zone de contact entre les pièces (alésage et fût de la vis à droite)

En conclusion, la présence de mastic polymérisé ou non ne semble pas avoir une influence sur la raideur de l'assemblage. En effet, la prétension fait fluer le mastic jusqu'à obtenir un contact métal/métal au niveau de la fixation et la raideur de l'ensemble ne semble pas être affectée. Des essais complémentaires visant à mesurer l'impact du fluage du mastic sur la prétension seront présentés lors de la seconde campagne d'essais.

3. Essais sur les fixations de diamètre 25,4 mm

A l'opposé, sur l'échelle des fixations utilisées au sein d'Airbus, les fixations diamètre 25,4 sont utilisées sur des pièces massives, comme la jonction entre la voilure et le fuselage par exemple, et elles sont généralement montées en interférence. Les essais réalisés ici représentent une telle jonction en reprenant les mêmes ratios pour les dimensions que les essais précédents. Ainsi les plaques d'aluminium à serrer font 127 mm x 127 mm x 50 mm. Un support a été spécialement usiné pour empêcher la rotation des pièces sans toutefois les contraindre, comme pour les essais précédents. Les vis ont préalablement été mises en position en utilisant une presse. Il n'y a pas cette fois d'immobilisateur maintenant la vis, l'interférence étant suffisante pour empêcher la rotation de celle-ci.

Figure 3.3-1 Eprouvette serrée (à gauche) et moyen de serrage (à droite)

La visseuse filaire utilisée dans ce cas nécessite un bras de réaction afin de ne pas blesser l'opérateur en cas de serrage non conforme ou de couple de réaction trop important. La courbe de serrage d'un essai de référence présentée ci-dessous présente déjà des changements de pentes. Le premier après le plateau correspond à la mise en position de la vis. Cette non-linéarité se retrouve sur toutes les courbes de serrage sur ces fixations. La fin de la partie linéaire montre un petit plateau. Cela correspond à un retour élastique en fin de serrage des différentes pièces soumises à de la torsion. Là aussi cet effet se retrouve sur toutes les courbes.

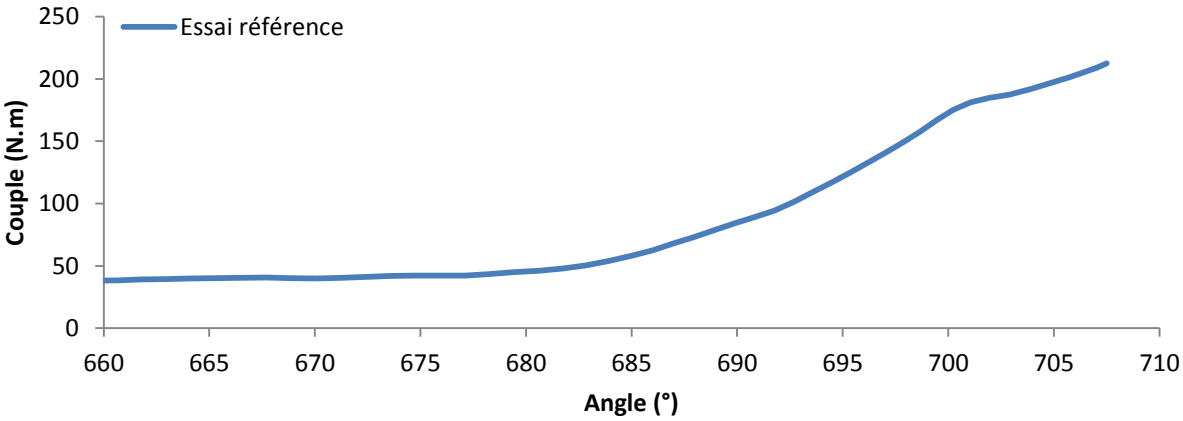


Figure 3.3-2 Essai de référence fixation de diamètre 25,4 montée en interférence

Les essais avec jeux ont été également réalisés à l'aide de cales comme pour les essais précédents, le montage à la presse n'ayant pas permis de les fermer. Les courbes de serrage correspondantes sont présentées sur la figure suivante.

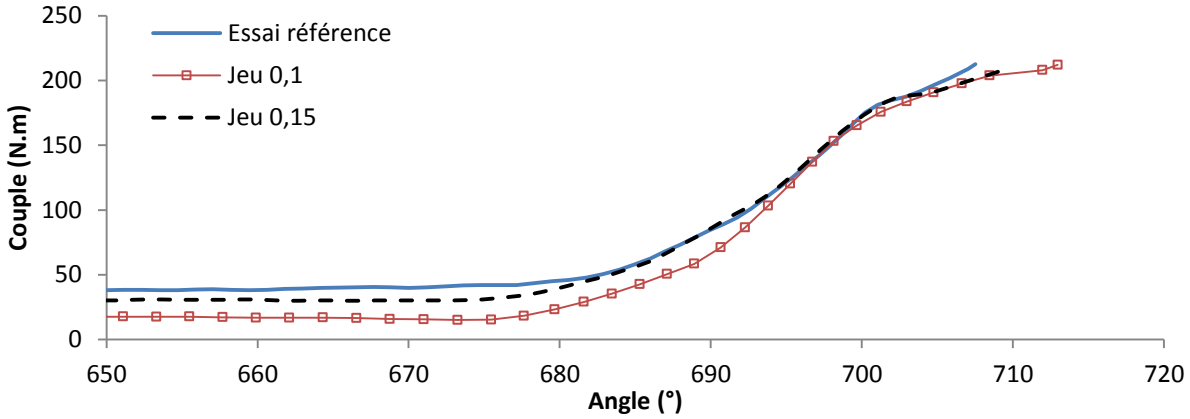


Figure 3.3-3 Comparaison entre un essai de référence et des essais avec jeux, fixations de 25,4 de diamètre en interférence

Il n'y a pas de différence notable entre les différents essais alors que les jeux ne sont pas comblés. Cela peut venir soit de l'influence de l'interférence qui empêche les plaques de se déformer, soit de la rigidité trop importante de l'empilage. Mais n'ayant pas à disposition un outillage permettant de serrer ce type de vis sans interférence (un outillage permettant d'empêcher la rotation de la vis sous l'effet du couple de réaction) il n'est pas possible de pousser plus loin l'étude sur ce diamètre. Des essais complémentaires sur un diamètre différents mais avec un empilage de pièces conséquent seront présentés dans le chapitre 4.

4. Serrage dans les filets imparfaits

Un dernier type de défaut est testé lors de cette campagne : le serrage dans les filets imparfaits. En effet, le type de vis utilisé dans le cadre d'application aéronautique n'est en général pas fileté sur l'ensemble du fût. Certains assemblages permettant une transmission des efforts par matage, le fût doit être lisse et déboucher hors de l'alésage afin qu'aucun filet n'entre en contact avec la pièce. Il existe donc une zone de transition entre le fût lisse et la partie filetée de la vis, où les filets ne sont pas complètement formés, ils sont alors appelés les filets imparfaits. La longueur des vis est choisie lors du serrage afin d'éviter que les filets de l'écrou entrent en contact avec la partie lisse du fût ou viennent usiner les fonds de filet des filets imparfaits. Lorsque ces conditions ne sont pas remplies, les filets de l'écrou peuvent s'endommager ou alors, endommager le fût de la vis, comme le montrent les images ci-dessous (Figure 3.4-1 et Figure 3.4-2). Ce type de défaut fait l'objet d'une étude séparée car il entraîne un contrôle systématique des assemblages qui sont souvent chronophages, surtout dans le cas où la fixation doit être déposée alors que les filets sont complètement grippés. Il existe donc un réel intérêt d'arrêter le serrage dès que ce type de défaut est détecté afin de préserver le matériel et de gagner du temps. Tout d'abord sur la première illustration (Figure 3.4-1), des copeaux sont visibles sur la pièce après démontage. Ils proviennent de la vis et résultent de l'usinage du fond de filet des filets imparfaits par l'écrou.

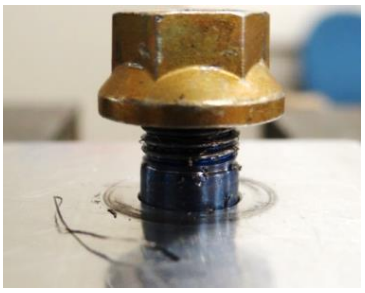


Figure 3.4-1 Copeaux résultant d'un serrage dans les filets imparfaits

La seconde illustration est une coupe micrographique montrant le contact entre le premier filet de l'écrou et la zone de transition du fût de la vis.

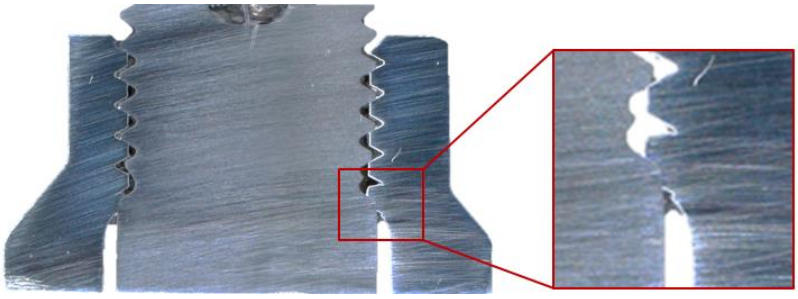


Figure 3.4-2 Contact entre les filets de l'écrou et la zone de transition de la vis

Si le contact dans les filets imparfaits a lieu, une grande partie du couple de serrage introduit par la visseuse va alors être reprise par l'immobilisateur, entraînant la déformation, voir la casse de celui-ci due à la torsion (Figure 3.4-3).
Les visseuses sont équipées d'un système permettant le changement rapide de l'immobilisateur en cas de vrillage mais malheureusement, en cas de casse, une partie peut se retrouver dans l'empreinte de la vis, la rendant difficile à démonter. Cela peut entraîner le perçage de la vis, et dans le cas de vis en titane, cette opération peut être chronophage. Pour éviter toute casse les immobilisateurs sont donc remplacés régulièrement. Il y a donc un réel intérêt à détecter le serrage dans les filets imparfaits pour pouvoir arrêter l'opération avant que les conséquences soient irréversibles.

Figure 3.4-3 Immobilisateur endommagé à la suite d'un serrage dans les filets imparfaits

Afin de reproduire ce défaut, nous allons utiliser un cas qui pourrait être rencontré en milieu industriel. Deux plaques, l'une fine et l'autre épaisse, séparées par un jeu important et non détecté. L'opérateur, pour sélectionner la bonne longueur de vis, va mesurer l'épaisseur à serrer en utilisant une jauge (Figure 3.4-4).

Figure 3.4-4 Jauge utilisée pour la sélection de vis

Le jeu n'étant pas visible, l'opérateur va sélectionner une vis trop longue et ainsi entraîner un serrage dans les filets imparfaits, illustré par la courbe suivante (Figure 3.4-5). Les plaques utilisées correspondent aux plaques fines et épaisses des essais précédents, la vis est une vis longue en titane et l'écrou est en acier.

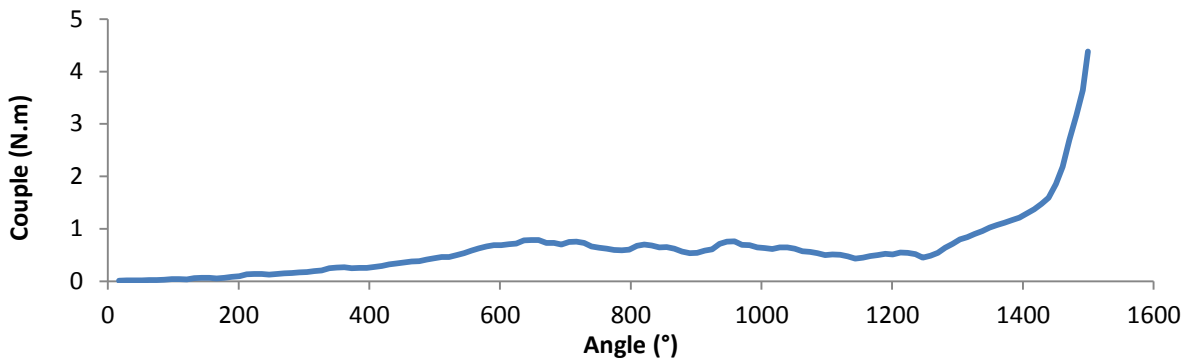


Figure 3.4-5 Essai de serrage sur jeu et filets imparfaits

Comme pour les essais avec jeu réalisés précédemment, deux pentes sont visibles après le plateau. Si l'on s'arrête à la forme générale de la courbe, on pourrait penser que le serrage a été correctement effectué et qu'un jeu initial a bien été comblé. Notons que la consigne est fixée à 4,5 Nm maximum afin de tenter de préserver l'immobilisateur. Malgré cette précaution, celui-ci a été endommagé, avec un vrillage nettement visible (Figure 3.4-6).

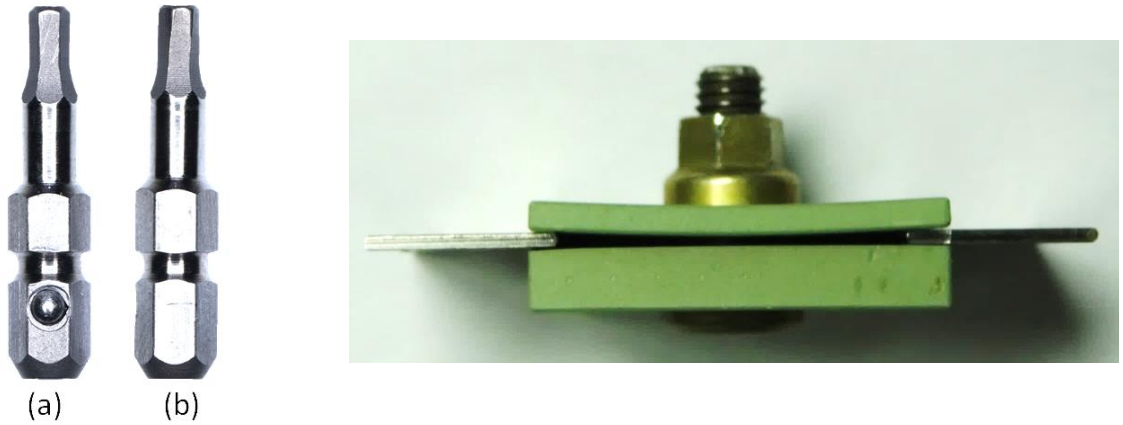


Figure 3.4-6 Immobilisateur avant serrage (a), immobilisateur vrillé (b) et éprouvette après serrage

Bien que la courbe ressemble à une courbe où le jeu a été fermé, celui-ci est resté ouvert. L'opérateur aura probablement détecté un problème en voyant le nombre de filets dépassant de l'écrou après le serrage mais sans information plus précise sur la valeur de la pente, ce défaut peut passer inaperçu. On retrouve, une fois encore, la nécessité de différencier les défauts critiques d'un simple cas de fermeture de jeu, totalement acceptable.

5. Essais sur fixations temporaires

Dans la seconde partie de ce chapitre, l'application de l'algorithme a permis de mesurer les jeux présents initialement au droit des fixations. Cette mesure de jeux en temps réel peut servir à établir une première cartographie des jeux présents dans la zone avant assemblage. Bien entendu, ceux-ci doivent être comblés au cours du serrage afin de mesurer la taille du segment complet compris entre le plateau et le segment correspondant au serrage. S'ils ne le sont pas, alors le moyen sera en mesure de signaler la valeur maximale mesurée et de prévenir l'opérateur que le jeu n'est pas comblé.
En complément de son intérêt lors du serrage des fixations définitives, l'approche proposée pourrait être avantageusement exploitée lors de l'épinglage (la mise en contact pièces), en utilisant des fixations temporaires. C'est durant cette phase qu'un opérateur muni d'un jeu de cales paillettes va mesurer les jeux entres les pièces. Si cette opération peut être réalisée lors de l'épinglage, le gain de temps est conséquent. De plus, le fait de s'assurer que les jeux sont bien fermés lors de la mise en contact va améliorer la qualité des perçages. En effet, ce sont dans les jeux entre les pièces que les bavures se développent et que les copeaux peuvent se nicher.
Les épingles sont constituées d'une tige centrale comprenant deux parties : une partie filetée et une partie formée par deux demi-becs. Cette tige centrale peut se déplacer axialement à l'intérieur d'un corps cylindrique creux. Solidaire de ce corps creux, un écarteur va, lors du mouvement de la tige, écarter les deux demi-becs. La translation de la tige est assurée par la rotation d'un écrou prenant appui sur un ressort, lui-même reposant sur le corps cylindrique.

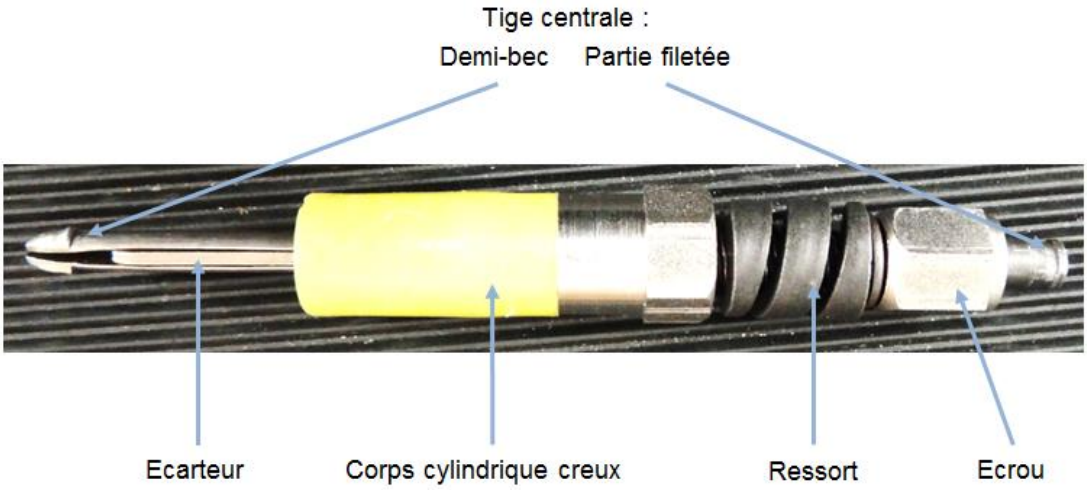


Figure 3.5-1 Eléments constitutifs d'une épingle au repos

Lors de la mise en place dans le perçage, la partie en jaune du corps cylindrique est en contact avec la pièce supérieure de l'assemblage. Puis, lors du serrage de l'écrou, la tige centrale effectue un mouvement de translation. De ce mouvement résulte le déplacement axial des becs vers la pièce inférieure mais également leur écartement. Ce mouvement se poursuit jusqu'à ce que le bec complètement écarté entre en contact avec la pièce inférieure et commence alors soit la réduction des jeux initialement présents, soit le serrage des deux pièces.

Le ressort doit servir à maintenir un certain niveau de prétension dans l'assemblage pour faire fluer un éventuel mastic d'interposition entre les pièces.

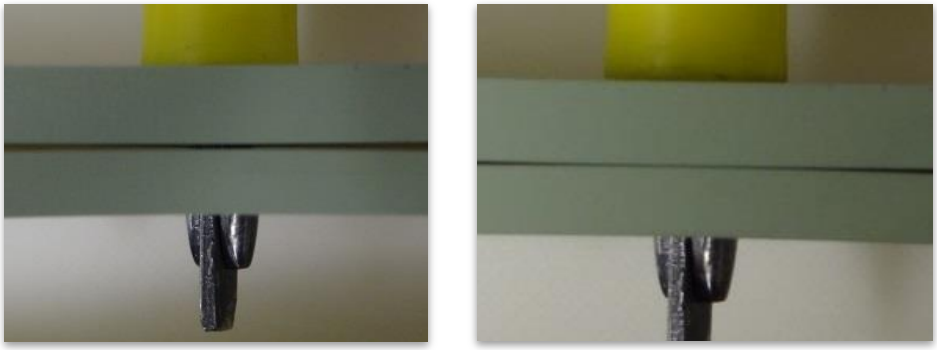


Figure 3.5-2 Fermeture d'un jeu en utilisant une fixation temporaire (non fermé à gauche)

Les essais préliminaires réalisés sur ce type d'épingles ne sont pas très concluants. Les avant trous n'étant pas correctement percés, les becs ont tendance à marquer le bord de trou, voire à le faire basculer dans l'alésage, ceci donne des courbes très accidentées où il est difficile d'interpréter les événements.

Figure 3.5-3 Pénétration du bec dans l'alésage

De plus, le jeu se ferme de concert avec la compression du ressort, sur la courbe n'est visible alors que la rigidité de celui-ci. Il est alors impossible de distinguer les cas avec jeu, les cas où les jeux sont comblés et les cas, volontairement très rigides, où les jeux restent ouverts.

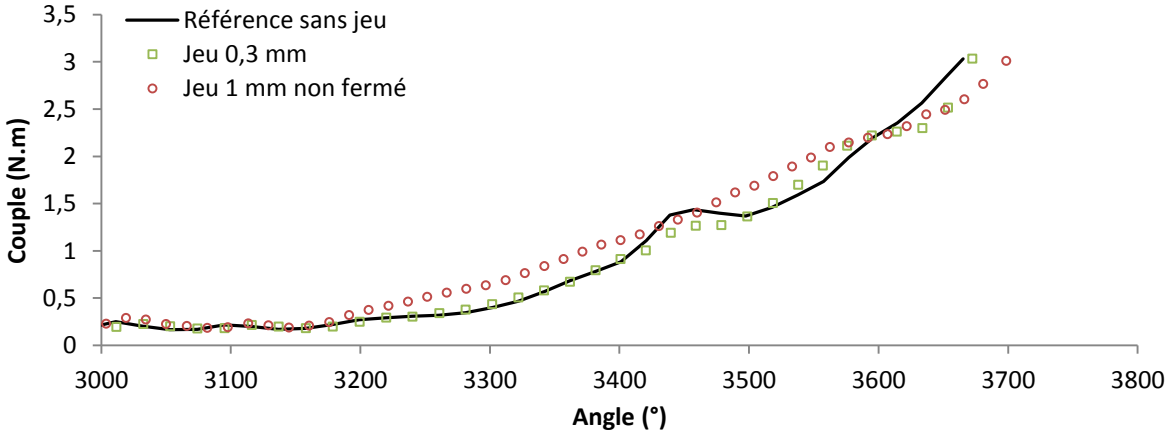


Figure 3.5-4 Courbes de serrage sur épingles

Pour pallier ces défauts, de nouveaux essais sont réalisés en enlevant le ressort (Figure 3.5-5), pour se rapprocher du cas plus courant d'un système vissé. Cette modification n'est pas envisageable en production car le fluage du mastic doit être assuré.

Figure 3.5-5 Fixation temporaire sans ressort

Les serrages suivants adoptent un comportement similaire à celui observé pour des fixations définitives, mais le filetage de ce type d'épingles n'a pas la même qualité que ceux des fixations définitives et l'algorithme n'arrive pas à retrouver les jeux initiaux. Ce manque de précision est également dû au mode de serrage, les becs endommageant la surface et bruitant la courbe.

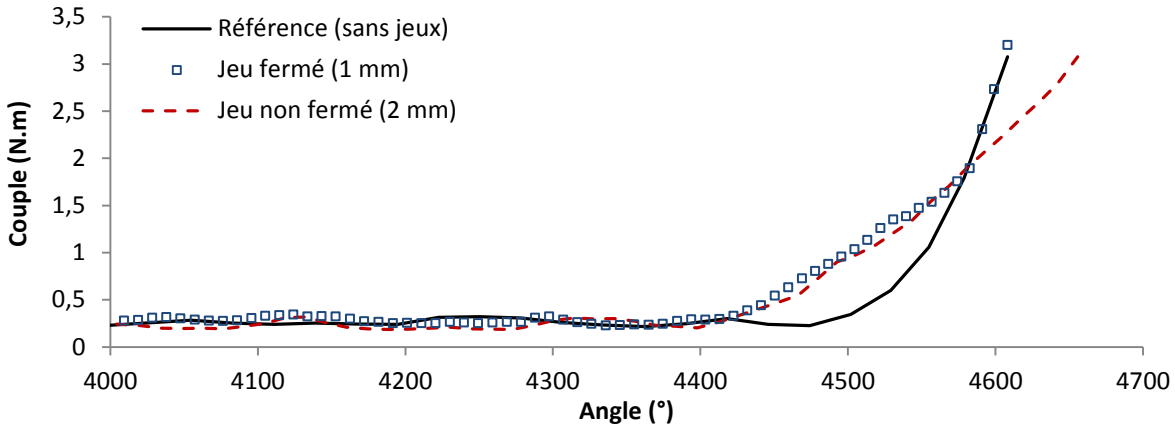


Figure 3.5-6 Courbes de serrage sur épingles modifiées

6. Seconde campagne d'essais sur fixations temporaires

La première campagne d'essais menée sur des fixations temporaires a montré que le type de fixation utilisé n'était pas idéal pour appliquer la méthode. La présence d'un ressort, le système à deux becs et la vulnérabilité du filetage apparent entraînent du bruit sur les courbes de serrage.

Une nouvelle campagne est donc réalisée sur un nouveau type de fixation temporaire également utilisée sur les chaînes de montage, mais ayant des propriétés plus intéressantes. Ces fixations ne comprennent pas de ressort et le système de mise en œuvre est différent.

Figure 3.6-1 Fixation temporaire Centrix®

Les fixations comprennent deux filetages. Le premier est un filetage inverse entre un axe central et la « tête » qui va entrer en contact avec les pièces. En début de serrage, l'axe central va effectuer une translation vers l'avant de la tête, écartant ainsi les becs jusqu'au diamètre nominal, supérieur au diamètre de l'alésage. Cette fois-ci, la tête comprend six becs, permettant une meilleure répartition de la pression et permettant ainsi d'éviter d'endommager les pièces. Cette étape de mise en place s'effectue alors que la tête n'est pas en contact avec la pièce. S'ensuit alors une translation de la tête lorsque le second filetage est engagé. Cette translation va amener la tête au contact de la pièce et fermer les jeux.
Comme pour la première campagne, une série d'essais est réalisée, en utilisant des cales de différentes épaisseurs. Deux positions de cales sont testées pour évaluer l'impact de celles-ci sur la rigidité.

Figure 3.6-2 Essai avec cales en position proche (à gauche) et essai avec cales en positions éloignées (à droite)

Un exemple du type de résultats obtenu est présenté sur la figure suivante.

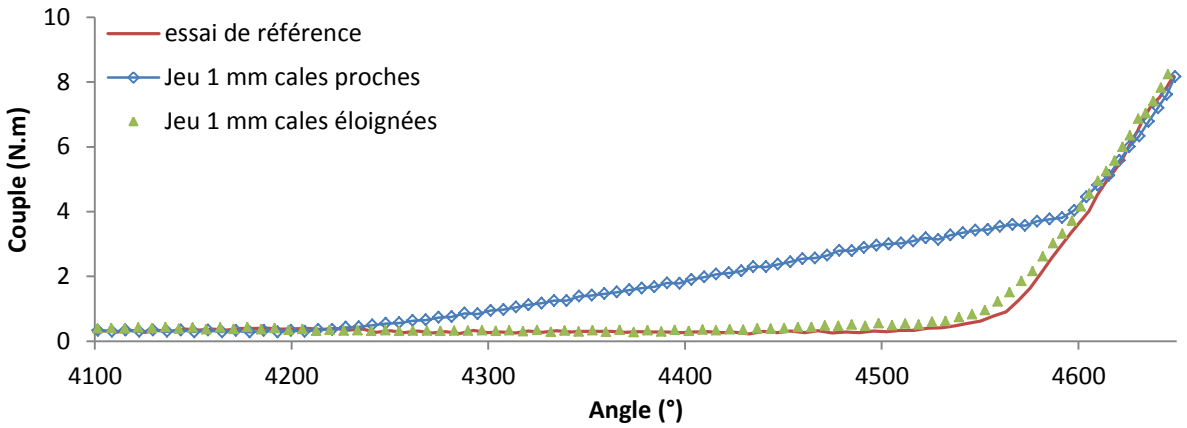


Figure 3.6-3 Résultats des essais de serrage pour un empilage d'épaisseur moyenne

Les résultats s'avèrent très encourageants puisqu'un jeu de 0,97 mm est donné par l'algorithme pour un jeu de 1 mm et 0,42 mm pour un jeu de 0,5 mm pour les cas où les cales sont proches de la fixation.
Si maintenant les cales sont déplacées vers l'extérieur des pièces, la rigidité de l'ensemble va décroître, et la phase de fermeture des jeux est quasiment invisible.

Là encore, la raideur des pièces a une influence sur la détectabilité des jeux, mais la fermeture des jeux est bien assurée. De plus, le fait qu'il n'y ait pas de rotation entre la fixation et la pièce permet de minimiser l'influence des frottements sur la dispersion.

Finalement, un cas sur l'épaisseur maximale que la fixation est en mesure de serrer a été testé. Là encore, deux positions de cales sont testées. Lorsque celles-ci sont proches, le jeu n'est pas fermé alors que la consigne de couple est atteinte. Mais la valeur de la pente étant très inférieure à un cas avec fermeture des jeux, la non-fermeture est détectable.

Figure 3.6-4 Jeu non fermé, essai avec cale en position proche sur un empilage de forte épaisseur

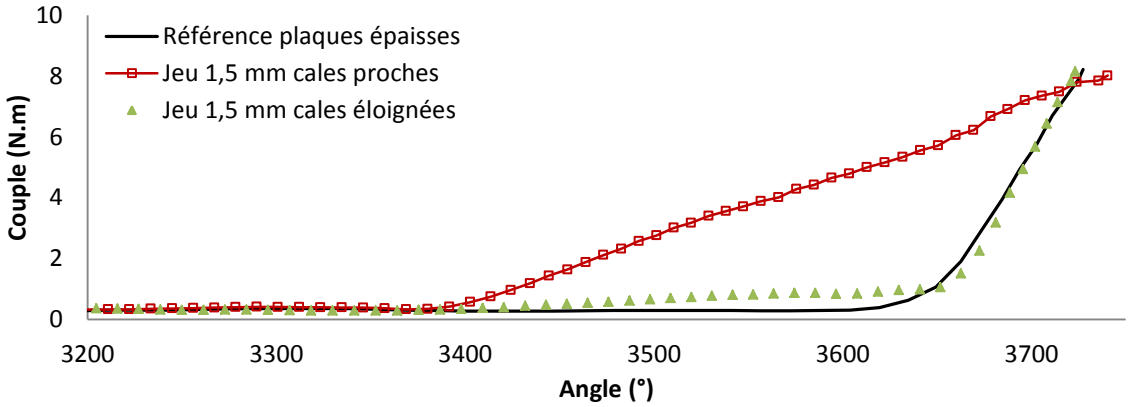


Figure 3.6-5 Résultats des serrages pour un empilage de forte épaisseur

Ces essais montrent finalement que la position des cales ayant une influence sur la rigidité, la position de jeu initiale est très importante.

7. Banc d'essai représentatif d'un assemblage réel

Tous les essais et simulations ont été réalisés sur des éprouvettes élémentaires de faibles dimensions ne prenant en compte que les effets locaux des défauts. Bien qu'il y ait déjà des limitations sur la mesure de jeu et sur la détection de certains défauts, l'étape suivante est de tester notre approche sur un banc d'essai un peu plus représentatif d'un assemblage réel. Le laboratoire attaché au bureau des méthodes d'Airbus possède un banc d'essai qui simule un assemblage hybride : un panneau raidi en composite (fibre de carbone et résine époxy), pris en tenaille entre deux pièces en aluminium (Figure 3.7-1).

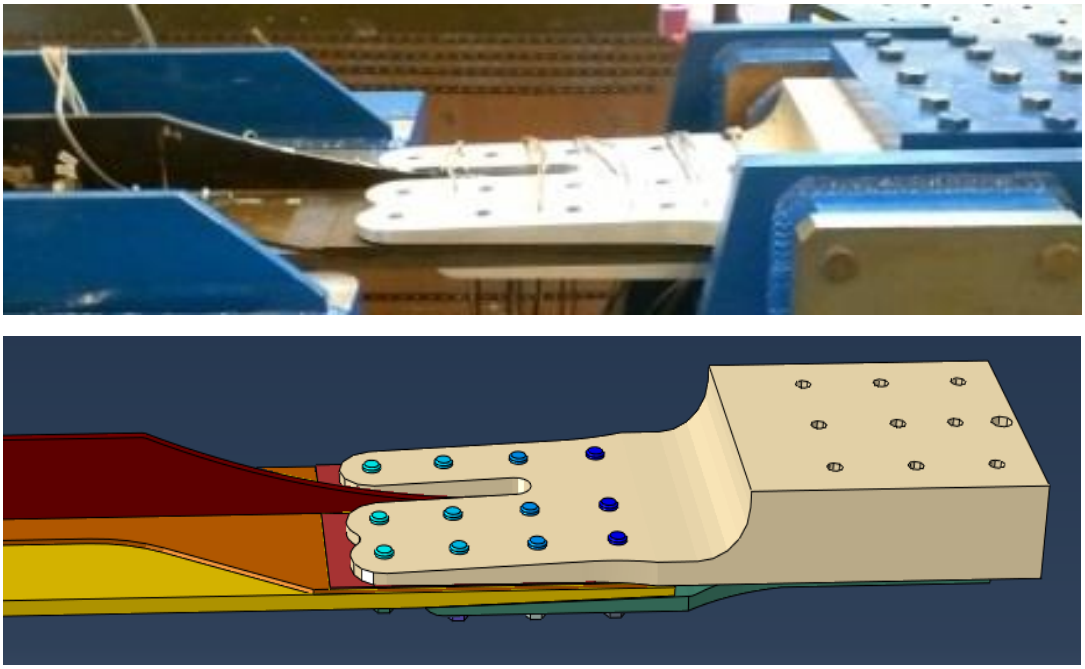


Figure 3.7-1 Vue du banc d'essai et de la simulation Abaqus associée

Ce banc permet de simuler un assemblage possédant un jeu initial entre les différents éléments. Les deux parties en aluminium sont donc mobiles afin de générer un jeu, suivant l'axe vertical, mais peuvent également pivoter selon l'axe transversal afin de régler la répartition du jeu sur la pièce en composite. Une des configurations testées est la suivante :

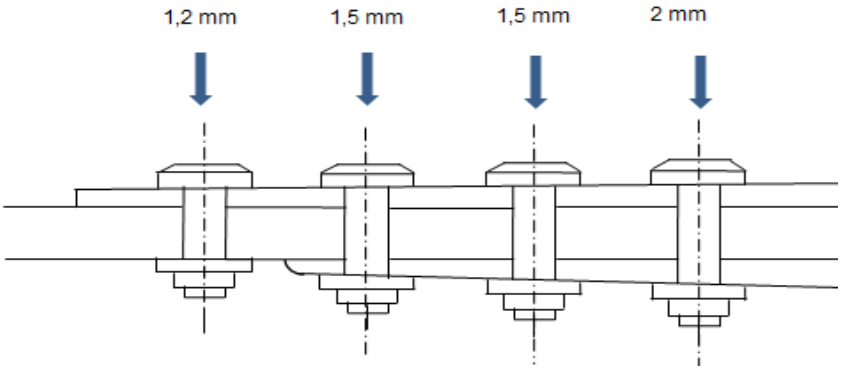


Figure 3.7-2 Répartition des jeux au droit des fixations

Les valeurs de jeux sont plus importantes que celles testées jusqu'à présent, mais représentatives de ce type d'assemblage.
Le serrage s'effectue de droite à gauche afin de faire fluer le mastic vers une partie libre sans créer de poche. Cet ordre de serrage est conservé pour les essais réalisés dans le cadre de cette étude bien qu'il n'y ait pas de mastic.

Dès que le serrage de la seconde fixation est réalisé, la quasi-totalité du jeu a été rattrapée. Parallèlement aux essais, un travail de modélisation sous Abaqus est réalisé. Les résultats issus des essais et de la simulation sont les suivants :

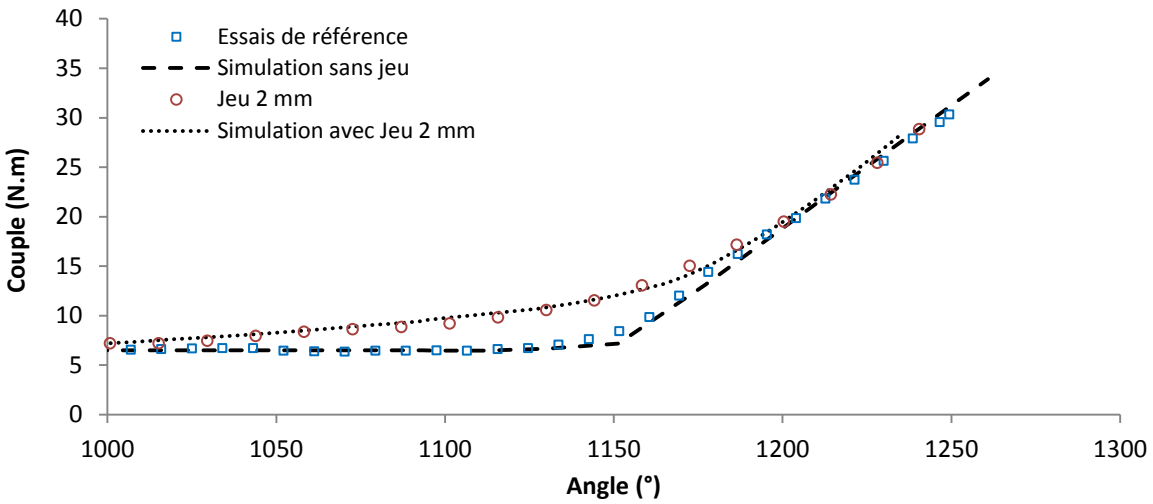


Figure 3.7-3 Résultats issus de la simulation et des essais sur le banc

Ces résultats sont très encourageants, dans ce cas précis l'algorithme donnant un jeu de 1,95 mm. Les jeux sont donc détectables et relativement mesurables non plus sur des coupons de tests réalisés en laboratoire mais sur des cas d'applications réels.

8. Bilan de la première campagne d'essais

Au cours de cette première campagne, les essais réalisés ont permis de montrer que le principe de la méthode proposée fonctionne et qu'il est possible de diviser la courbe de serrage couple/angle en plusieurs segments en utilisant les changements de pentes, chaque segment correspondant à un événement qu'il est ensuite possible d'étudier. Parmi les applications possibles, la mesure des jeux initialement présents entre les pièces à serrer a été réalisée avec les fixations temporaires et définitives. Cette mesure dépend de la rigidité de l'ensemble et de la position initiale du jeu. Des essais complémentaires en production doivent être réalisés pour pouvoir utiliser cette méthode sur les chaînes d'assemblages, remplaçant la mesure par cale paillette.
Les essais avec défauts ont cependant révélé quelques faiblesses de la méthode qu'il va falloir adresser afin de pouvoir la déployer le plus largement possible. Tout d'abord, certains défauts pourraient être confondus avec des fermetures de jeux et un moyen complémentaire doit être mis au point pour lever toute incertitude. D'autres défauts comme le serrage dans les filets imparfaits ou l'absence de chanfrein nécessitent eux une valeur de pente de référence pour être détectable. Ce constat n'est pas rédhibitoire dans le sens où de nouveaux moyens apparaissent pour dialoguer avec les visseuses et leur fournir des consignes plus complexes qu'une simple consigne de couple. Il suffira alors pour chaque configuration de calculer une pente théorique en utilisant le modèle analytique et de borner cette valeur pour accepter les déviations liées aux frottements. Ce travail peut être réalisé en phase de pré-industrialisation. La dernière information donnée par cette campagne d'essais concerne le taux d'échantillonnage des mesures. En effet, que ce soit pour la détection des jeux ou de bavures « larges », le taux à un rôle à jouer. S'il est trop faible, les jeux ne sont pas correctement mesurés, ce qui est capital si la méthode veut concurrencer les méthodes de mesures actuelles, et l'écrasement des bavures n'est pas détecté. S'il est trop important, l'algorithme risque de buter sur chaque crête due au bruit. Couplée à un filtre, une acquisition tous les 2 degrés semble être acceptable.

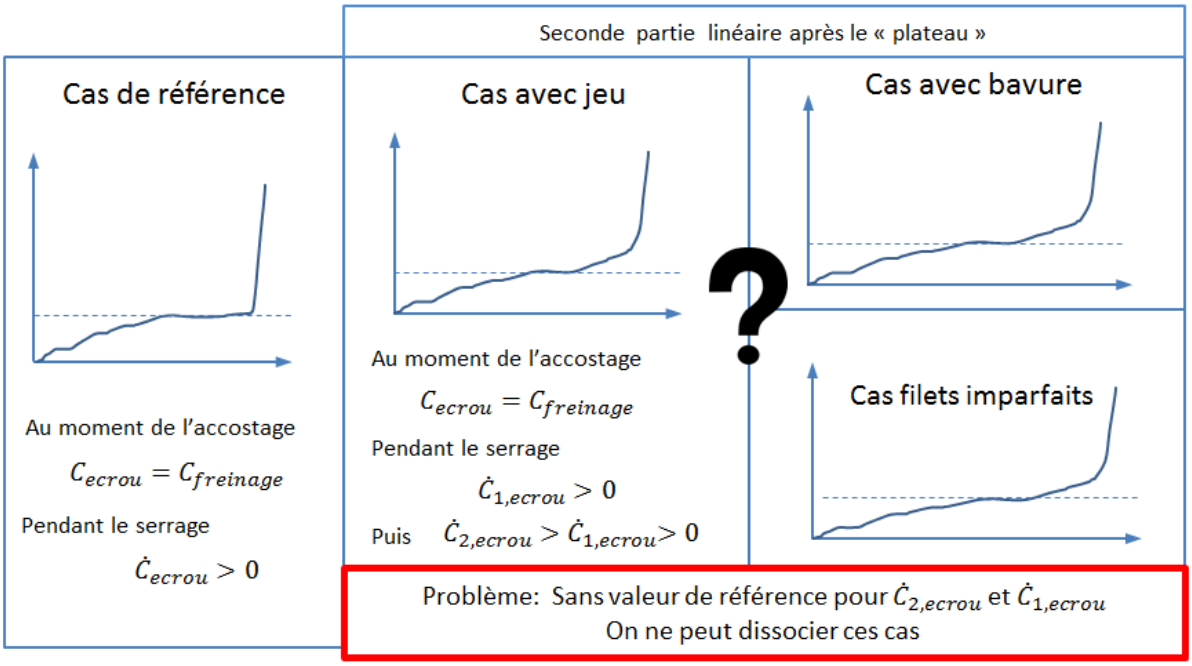


Figure 3.8-1 Bilan de la première campagne d'essais

Chapitre 4 Seconde campagne d'essais

Ce chapitre présente les résultats obtenus lors de la seconde campagne d'essais. Cette campagne est destinée à valider la conception d'un système de mesure du couple de réaction passant dans l'immobilisateur, ainsi que la mesure de la prétension dans la vis utilisant des jauges de déformation. Les résultats obtenus étant encourageants, un second prototype est développé dans la seconde partie du chapitre. Ce prototype intègre tous les résultats issus de la thèse et permet de nouveaux concepts d'emplois qui sont exposés en fin du chapitre.

Introduction

La première campagne d'essais a permis de tirer les enseignements suivants :

- Un taux d'échantillonnage minimal est nécessaire pour établir précisément les différents segments qui composent la courbe de serrage.
- Si la raideur des pièces n'est pas suffisante, les jeux sont réduits sans être détectés.
- Les défauts n'ayant pas (ou peu) d'impact sur la zone de contact entre les pièces au droit de la fixation ont peu de chance d'être détectés
- L'information couple/angle seule ne suffit pas à séparer certains défauts critiques (présences de bavures, copeaux) d'une simple fermeture de jeux.

Il est donc nécessaire d'améliorer la méthode de monitoring du serrage afin de répondre au point le plus critique : la détection et l'identification des défauts non mis en évidence par la première campagne d'essais.
Une observation faite durant les essais de serrage dans les filets imparfaits pourrait apporter une réponse. En effet, lors du serrage dans les filets imparfaits, l'immobilisateur a repris une grande partie du couple de serrage, allant jusqu'à la rupture. Tandis que la courbe de serrage est difficilement dissociable de celle d'un cas avec jeu, il serait possible d'identifier ce genre de défaut en établissant un critère basé sur une valeur limite du couple de réaction passant par l'immobilisateur. Cette mesure de couple ayant la même base angulaire que la mesure de couple de serrage, elle peut être utilisée pour ajouter une nouvelle information et peut permettre de lever les points bloquants énumérés ci-dessus.
Il n'existe pas dans la littérature d'étude sur ce sujet, aussi un système de mesure est-il développé et testé. Puis une campagne préliminaire incluant des essais avec défauts et permettant de tester le concept est réalisée. Afin de développer encore notre méthode de monitoring du serrage, une campagne d'essais portant sur la mesure de la prétension dans des vis de faibles diamètres est déployée. En utilisant une jauge de déformation placée au cœur de la vis, il est possible de mesurer la prétension installée et de suivre son évolution. Cette campagne doit permettre d'évaluer l'impact de défauts sur la prétension et de tenter de la lier avec la mesure du couple de réaction. Ceci afin de déboucher sur une méthode active de serrage où l'influence des défauts est contrée dès la mise en place de la fixation.
Finalement, ces résultats sont intégrés à un prototype permettant de contrôler le serrage en utilisant la mesure des deux couples. Ce prototype inclut l'algorithme présenté dans le second chapitre avec cette fois un contrôle en temps réel de la courbe. Il permet ainsi d'appliquer directement tous les résultats issus des campagnes d'essais et d'améliorer ainsi la qualité des serrages.

CONTENU

1. Création d'un système de mesure du couple de réaction 120

1.1 Mesure du couple sur un cas de référence 120

1.2 Mesure du couple de réaction, application aux essais avec jeux et vis longues 123

1.3 Mesure du couple de réaction, application aux essais avec jeux et vis courtes 125

1.4 Essais avec bavures 126

1.5 Essais serrage dans les filets imparfaits 127

1.6 Bilan mesure du couple de réaction 128

2. Mesure de la prétension 129

2.1 Simulations préliminaires 130

2.2 Essais de calibration 131

2.3 Essais de serrage de fixations instrumentées 133

2.4 Essais sur vis de diamètre 6,35 mm 136

3. Conception du prototype 140

4. Calibration et premiers résultats 141

4.1 Essais de calibration 141

4.2 Premiers résultats 141

5. Concept d'utilisation : optimisation de la prétension 144

5.1 Compensation du freinage 144

5.2 Optimisation du serrage via la géolocalisation 146

6. Conclusion seconde campagne d'essais 148

Annexe 1 : Evaluation de l'influence de la vitesse de serrage 163

Annexe 2 : Instrumentation des fixations de diamètre 6,35 mm 165

Annexe 3 : Conception du prototype 167

Moteur et capteur 167

Conception des liaisons 169

1. Création d'un système de mesure du couple de réaction

Afin de tester la faisabilité de la mesure du couple de réaction, la méthode la plus simple consiste à modifier un outil existant qui possède un accès direct sur l'immobilisateur, comme la visseuse Atlas Copco ETP-STB32-12-10 utilisée en première partie du chapitre 3 (Figure 4.1-1).

Figure 4.1-1 Visseuse sans fil Atlas Copco ETP-STB32-12-10

1.1 Mesure du couple sur un cas de référence

Nous souhaitons mesurer le couple passant par l'immobilisateur en utilisant un bras de levier. Celui-ci, solidaire de l'immobilisateur, va venir appuyer sur un capteur de force. En utilisant une imprimante 3D, un premier prototype est réalisé afin de tester ce concept. Le signal est ensuite traité en utilisant une relation fournie par le constructeur afin de calculer la force appliquée puis, en utilisant la longueur du bras de levier, calculer le couple.

Figure 4.1-2 Prototype de mesure de couple de réaction avec un capteur de force

En utilisant une clé dynamométrique avec aiguille suiveuse, un premier essai de calibration est réalisé. La comparaison (clé dynamométrique/capteur de force) est menée sur différents paliers de couples. Les valeurs cibles sont : 0,5, 1 et 1,5 N.m maintenues environ 5 secondes. Les valeurs données par le capteur après traitement sont les suivantes (Figure 4.1-3), l'essai étant réalisé deux fois.

Les résultats de manière générale encadrent les valeurs cibles. Bien que la clé dynamométrique soit précise, la lecture du cadran peut entraîner des variations et le maintien sur une valeur précise n'est pas évident, ce qui explique les variations.

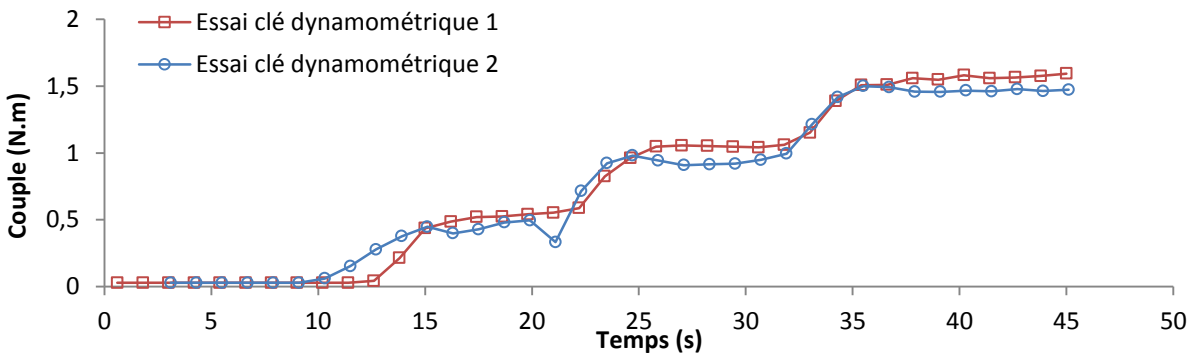


Figure 4.1-3 Essai de calibration pour le capteur de force

Finalement, ces résultats sont très encourageants et doivent être confirmés lors d'un serrage réel pour comparer la valeur mesurée avec celle donnée par la visseuse. Un serrage sur un cas de référence sans jeu est donc réalisé (Figure 4.1-4).

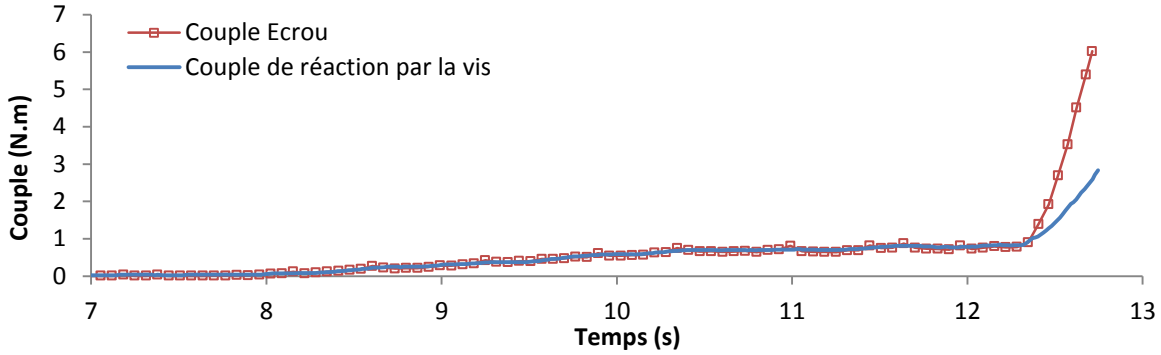


Figure 4.1-4 Valeurs de couples mesurées par la visseuse et le capteur en fonction du temps

Les résultats sont conformes à ceux prévus : le couple donné par le capteur de force et celui donné par la visseuse sont égaux, jusqu'à l'accostage de l'écrou sur la plaque. Le serrage de ce cas de référence sans défaut étant réalisé à vitesse de serrage constante, il est possible d'afficher ces deux courbes selon la relation couple/angle (Figure 4.1-5), pour un résultat similaire.

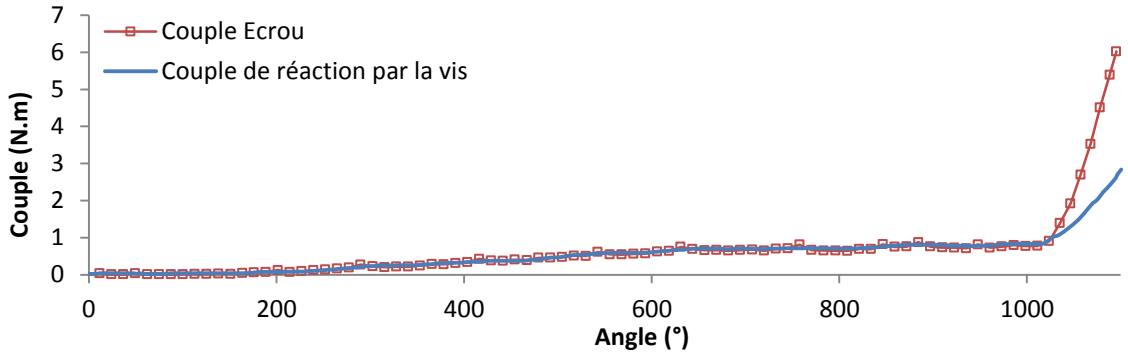


Figure 4.1-5 Valeurs de couples mesurées par la visseuse et le capteur en fonction de l'angle

Là encore, dès que l'écrou accoste la plaque, les deux couples diffèrent et prennent des pentes différentes pour la suite du serrage. Un changement de pente entre le « plateau » et la pente finale est donc visible pour les deux couples lors d'un essai de référence.
Une fois le concept validé en utilisant un prototype, une solution plus pérenne est réalisée en usinant un support en aluminium, afin d'avoir un support plus rigide et moins de dispersion pour les essais suivants (Figure 4.1-6).

Figure 4.1-6 Vue du support en aluminium

Si la littérature et les modèles analytiques ou éléments finis précédents ont analysé la relation couple/angle au niveau de l'écrou, la relation couple/angle de réaction au niveau de la vis n'a jamais été investiguée. En effet il n'existe pas, à notre connaissance, d'article traitant de ce sujet dans la littérature. Donc, afin d'avoir une évaluation des mesures obtenues et, mieux encore, de cerner les phénomènes mis en jeu, un modèle éléments finis est développé en parallèle. Ainsi, le bras de levier, l'immobilisateur et le support sont modélisés, le reste du renvoi d'angle est considéré rigide et n'est pas pris en compte (Figure 4.1-7). Ces éléments sont ajoutés au modèle de serrage des fixations présenté dans le chapitre 2 sur les modèles. Dans un premier temps, le capteur est également considéré comme un solide indéformable, pour simplifier les calculs. La base du support est encastrée tandis que l'immobilisateur peut seulement tourner autour de l'axe vertical, les autres directions étant contraintes.

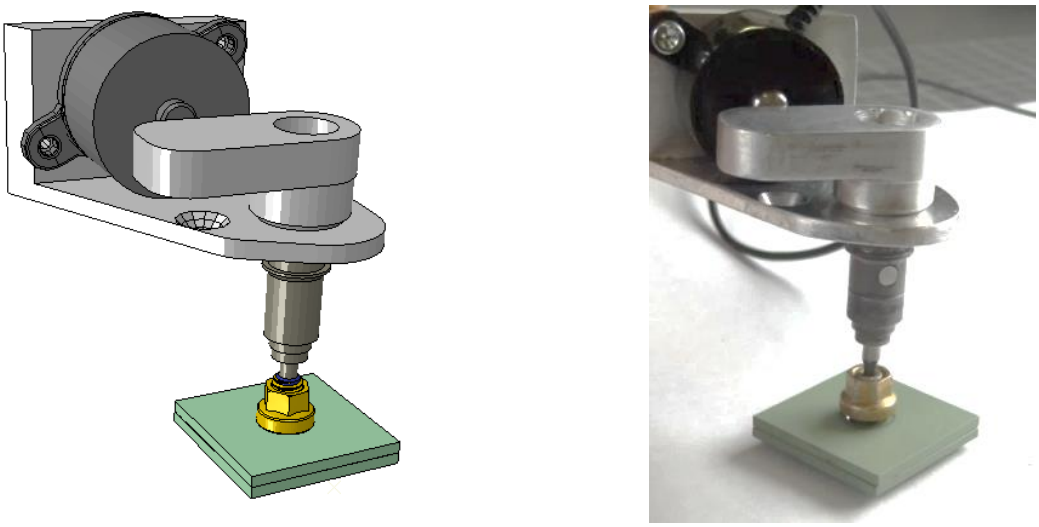


Figure 4.1-7 Vue du modèle éléments finis (à gauche) et éléments réels correspondants

Les conditions de frottements sont les mêmes que celles utilisées lors de la modélisation du freinage. Le résultat de la simulation est comparé avec l'essai de référence réalisé au début de ce chapitre (Figure 4.1-5). Les allures générales des deux courbes étant très proches, le résultat est très satisfaisant (Figure 4.1-8).

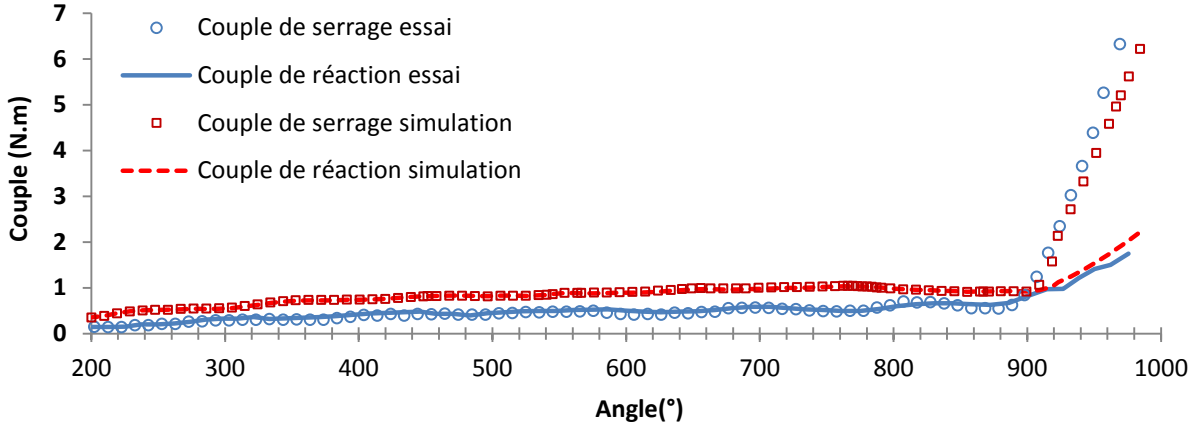


Figure 4.1-8 Courbes des serrages issues de la simulation et de l'essai de référence, avec mesure du couple de réaction

La mesure du couple de réaction est donc possible et la différence des couples obtenus peut permettre de détecter précisément le point d'accostage de l'écrou sur la plaque. Cependant, comme ce prototype résulte de la modification d'une visseuse existante, les deux mesures ont des bases de temps légèrement différentes et les mesures doivent être recalées manuellement, annulant en partie le bénéfice sur la détection, sans toutefois remettre en cause le principe.
L'objectif principal de la mesure du couple de réaction étant d'améliorer la détection des défauts, il faut maintenant le tester dans des cas avec défauts, et ce comme dans le chapitre précédent, en commençant par des essais avec jeux.

1.2 Mesure du couple de réaction, application aux essais avec jeux et vis longues

Un essai préliminaire est réalisé sur une vis longue de diamètre 5,56 mm avec un jeu de 0,3 mm et en réutilisant un écrou en acier. Le fait d'utiliser un écrou ayant déjà servi permet d'avoir plus de couple disponible pour la fermeture du jeu, la valeur du freinage ayant baissé. La valeur du jeu de 0,3 mm correspond à un cas qui donnait des résultats ambivalents selon les essais, avec un contact entre les plaques dans certains cas mais qui était réalisé juste avant d'atteindre la valeur cible, et sans contact lorsque les frottements (ou le freinage) étaient trop importants (Figure 3.2-11). Nous allons voir si le fait de mesurer le couple de réaction peut permettre de lever cette ambigüité. La courbe de serrage correspondante est la suivante (Figure 4.1-9).

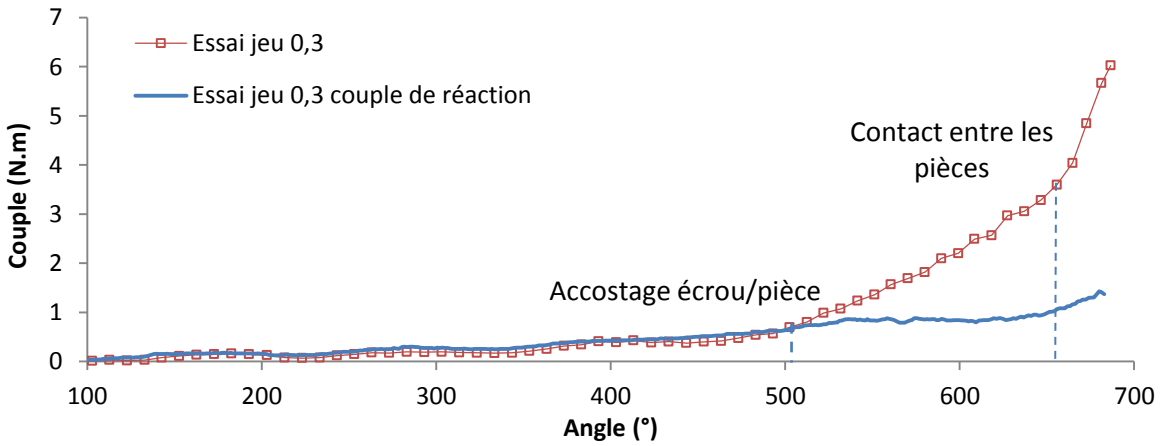


Figure 4.1-9 Mesure du couple et du couple de réaction pour un essai avec jeu de 0,3 mm vis longue

Cette fois-ci, le changement de pente est clairement visible. Le jeu est donc correctement fermé. Mais le résultat le plus intéressant est de noter que le couple de réaction n'augmente pas après la séparation avec le couple de serrage. Son changement de pente s'opère lorsque les plaques entrent en contact. De plus, l'accostage de l'écrou sur la plaque est clairement identifié et correspond à la séparation des deux couples. Si on isole la courbe, le changement de pente est bien détectable par l'algorithme :

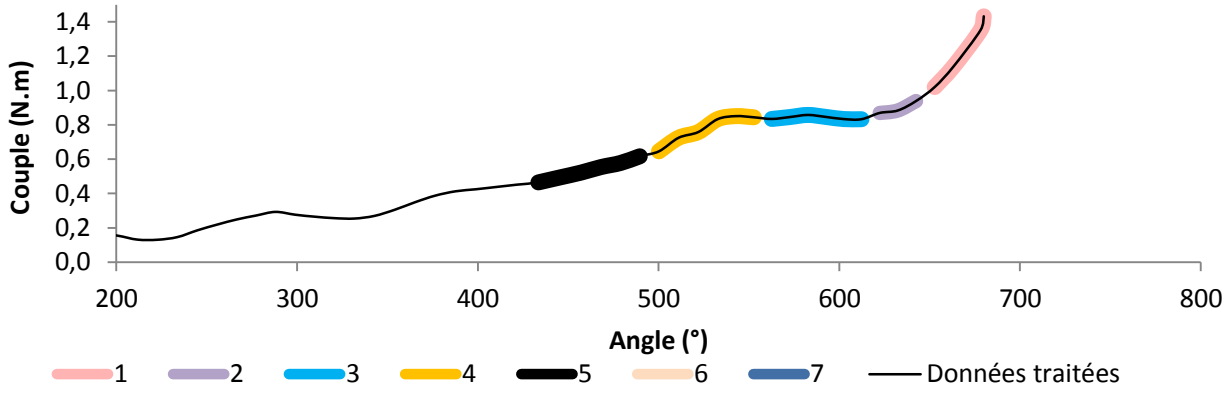


Figure 4.1-10 Résultat donné par l'algorithme appliqué à une courbe couple de réaction/angle pour un essai avec jeu de 0,3 mm

Un second essai vient confirmer ce résultat bien que le changement de pente soit légèrement moins visible (Figure 4.1-11).

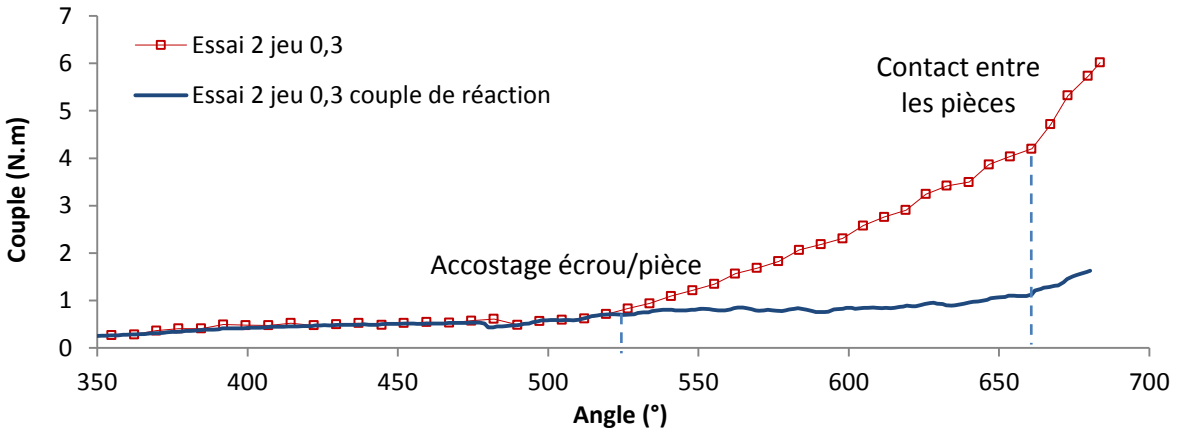


Figure 4.1-11 Second essai de mesure du couple et du couple de réaction, jeu de 0,3 mm et vis longue

Ce résultat est très encourageant dans la mesure où il pourrait répondre à l'un des besoins énoncés en introduction : pour les pièces fines, si la raideur des pièces n'est pas suffisante, les jeux sont réduits sans être détectés. Des essais similaires sur fixations courtes doivent donc être réalisés.

1.3 Mesure du couple de réaction, application aux essais avec jeux et vis courtes

Dans le chapitre 3, les essais réalisés sur les vis courtes ont montré qu'il est difficile de discerner la pente de fermeture de jeux du freinage de l'écrou sauf pour des jeux importants de l'ordre du millimètre. Si maintenant le couple de réaction permet la détection du point d'accostage, la mesure du jeu pourrait être possible. Un essai comprenant une vis courte et deux plaques d'aluminium de 2 mm d'épaisseur chacune séparées par un jeu de 0,3 mm est mis en œuvre.

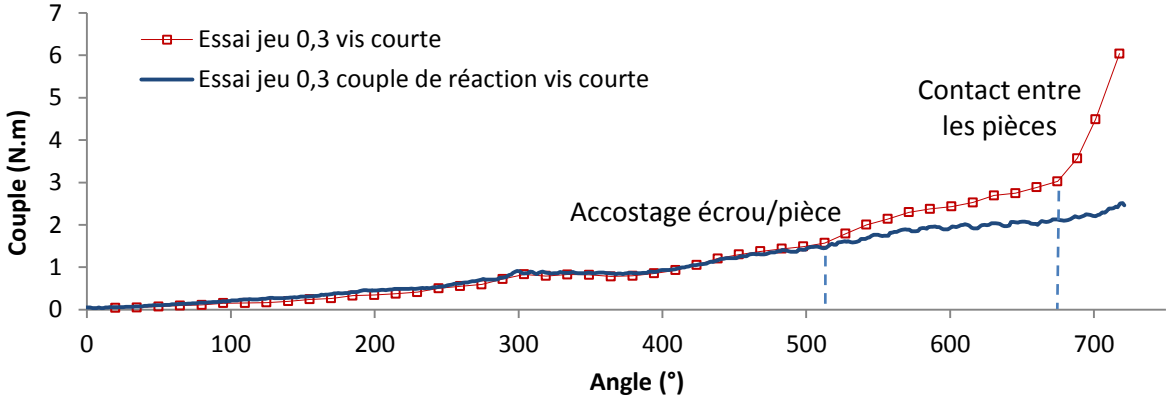


Figure 4.1-12 Mesure du couple et du couple de réaction pour un essai avec jeu de 0,3 mm vis courte

Cette fois, bien qu'il n'y ait pas de changement notable au niveau du couple de serrage avant la phase de serrage (le comportement est le même que celui observé dans le chapitre 3), la séparation entre les courbes est bien visible.
Si on utilise ce point comme point de départ pour la fermeture du jeu et le point d'inflexion marquant le début du serrage comme point final, il est possible de mesurer les jeux, même pour des plaques fines. Par exemple, le jeu mesuré ici est de :

$$\text{jeu} = \frac{(x_{contact\ pièces} - x_{accostage\ ecrou}).pas}{360} = \frac{(674 - 527)0.9}{360} = 0.3675\ mm$$

Celui-ci est légèrement surévalué mais ce jeu étant initialement indétectable, l'amélioration est sensible. En corrigeant l'algorithme pour prendre en compte les points d'intersections des segments consécutifs et leurs projections sur l'axe des abscisses, il est possible d'améliorer le résultat. Des jeux de 1 mm sont également testés, les résultats sont présentés sur les courbes suivantes.

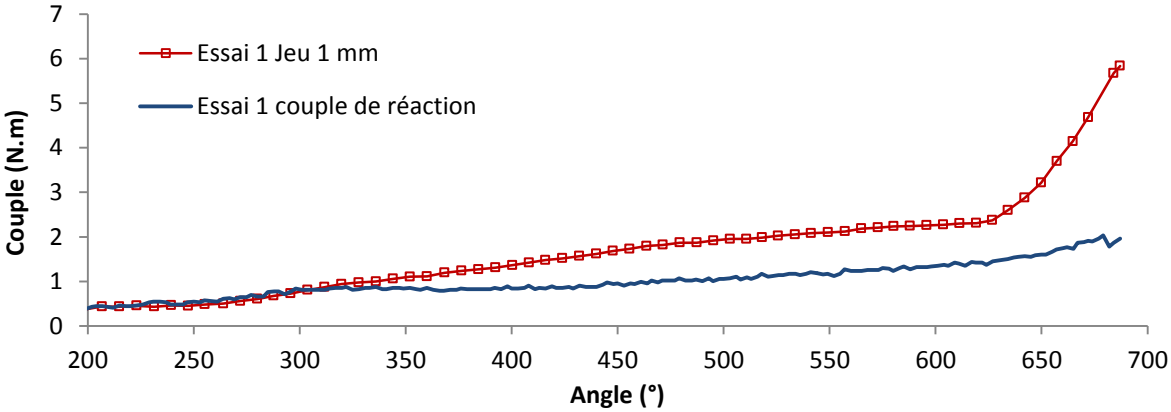


Figure 4.1-13 Mesure du couple et du couple de réaction pour un essai avec jeu de 1 mm vis courte

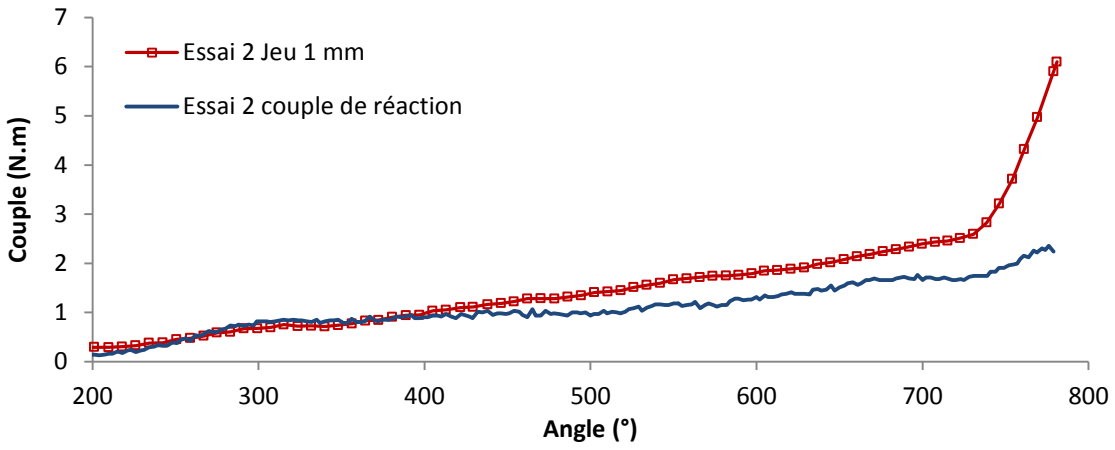


Figure 4.1-14 Mesure du couple et du couple de réaction pour un second essai avec jeu de 1 mm vis courte

Là encore, le jeu est détectable en mesurant le couple de réaction tandis qu'il reste invisible si seul le couple de serrage est considéré.

1.4 Essais avec bavures

La première campagne d'essais a également montré que la détection des bavures dépendait de leur comportement durant le serrage. Soit celles-ci sont écrasées et entraînent une modification de la valeur de la pente finale, soit elles glissent dans l'alésage et demeurent quasiment indétectables. Un essai de serrage sur ce dernier type de bavures est donc réalisé.

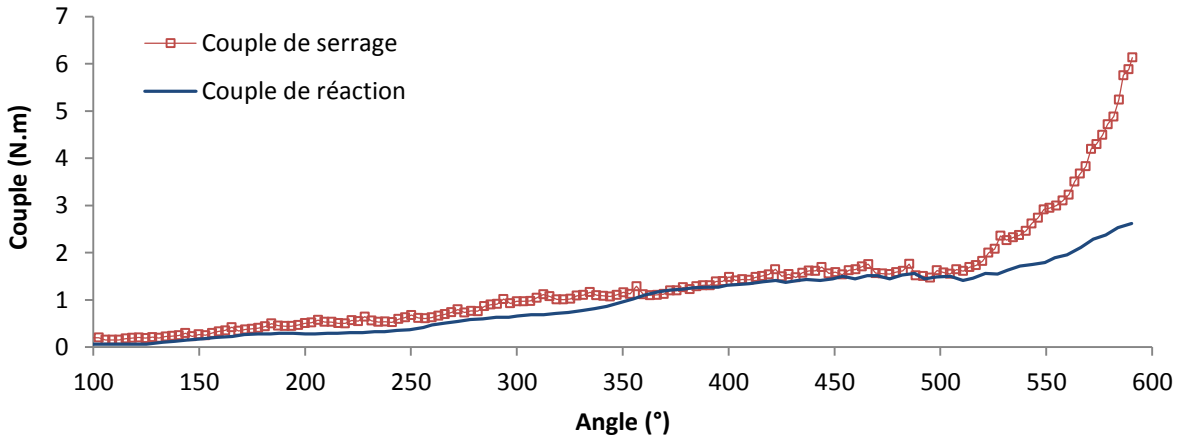


Figure 4.1-15 Essai de serrage avec bavure et mesure du couple de réaction

Cette fois il y a un changement de pente après le point d'accostage mais il pourrait correspondre à la fermeture d'un jeu. En revanche, le couple de réaction augmente de façon notable après le point d'accostage (aux environs de 500° Figure 4.1-16) contrairement à ce qui est observable lors de la fermeture d'un jeu. Ce type de bavure pourrait donc être détectable en mesurant la valeur de la pente du couple de réaction après le point d'accostage. Si celle-ci est non nulle alors qu'un changement de pente est bien visible pour le couple de serrage, alors l'opérateur pourrait être averti de la présence éventuelle d'une bavure.

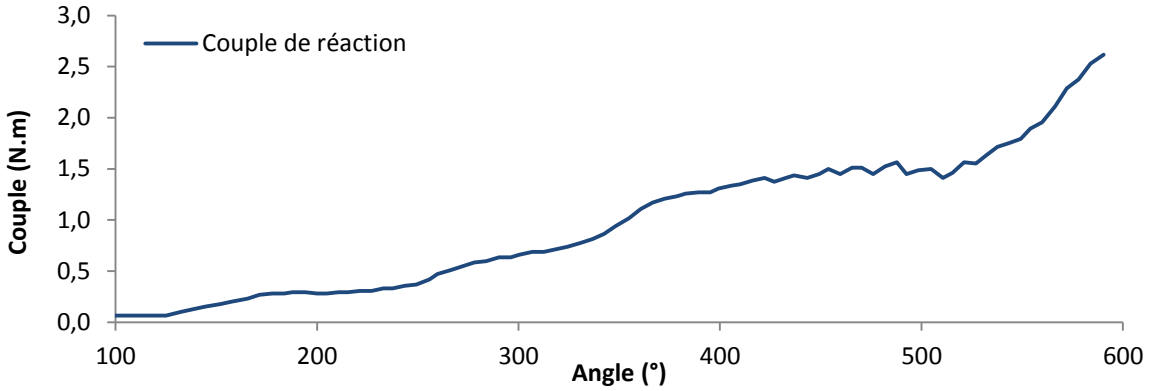


Figure 4.1-16 Couple de réaction seul lors d'un essai de serrage avec bavure

1.5 Essais serrage dans les filets imparfaits

Comme pour les bavures, une ambigüité est apparue pour la détection du serrage dans les filets imparfaits. Une étude est donc réalisée afin d'améliorer la détection de ce type de défauts. Un essai préliminaire à vide est tout d'abord réalisé sur un boulon seul, sans plaque, afin de voir la réponse du système lors du serrage dans les filets imparfaits. La courbe obtenue est la suivante :

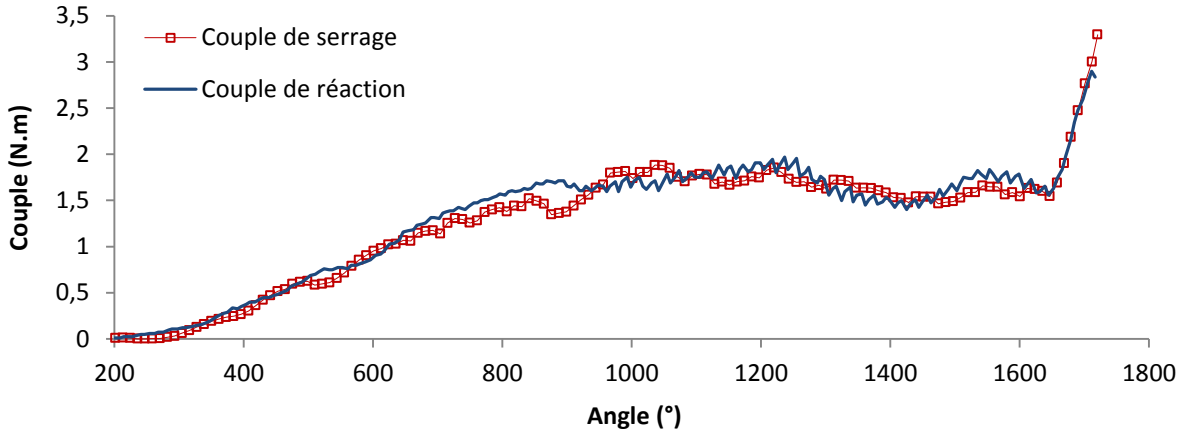


Figure 4.1-17 Serrage à vide dans les filets imparfaits

Le coefficient directeur correspondant au couple donné par la visseuse est de 0,024 Nm/° tandis que celui du couple de réaction est de 0,019 Nm/°.
Un essai de serrage sur les filets imparfaits est réalisé en reprenant la configuration présentée lors du chapitre précédent dans le quatrième paragraphe : une plaque fine et une plaque épaisse, séparées par un jeu initial de 1 mm et serrées en utilisant une vis longue. Cette fois, en mesurant le couple de réaction, le résultat est le suivant.

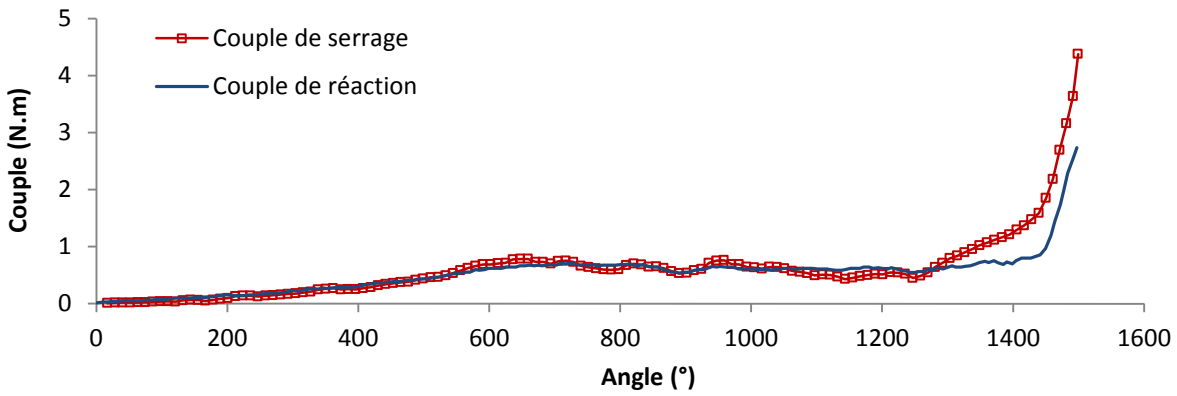


Figure 4.1-18 Essai de serrage dans les filets imparfaits avec jeu initial et mesure du couple de réaction

L'évolution des couples est de nouveau proche de celle observée lors d'un serrage avec un jeu initial. Si on analyse plus précisément la valeur des pentes finales pour les deux couples, on obtient 0,049 Nm/° pour le couple donné par la visseuse et 0,039 Nm/° pour le couple de réaction, soit de nouveau une différence de 20 %.
Or pour un cas de référence (ou un cas où le jeu est comblé) la différence sur les pentes est de l'ordre de 80 %. Il est donc possible de détecter un serrage dans les filets imparfaits en comparant les valeurs des pentes mesurées en fin de serrage, sans qu'aucune autre information ne soit nécessaire.

1.6 Bilan mesure du couple de réaction

La mesure du couple de réaction a déjà permis de dissocier les défauts critiques avec la fermeture de jeu. Il semble également possible d'améliorer la détection du point d'accostage de l'écrou et donc la mesure du jeu. Cependant la solution présentée ici n'est pas assez précise du fait que les mesures sont effectuées sur deux bases de temps différentes qui sont ensuite recalées manuellement. De plus, le contact entre le bras de réaction et le capteur n'est pas parfait et le signal donné par celui-ci se retrouve fortement bruité. Néanmoins, les résultats obtenus sont encourageants et montrent un réel potentiel pour améliorer la méthode. Une solution plus intégrée est par conséquent développée, et fait l'objet de la fin du chapitre.

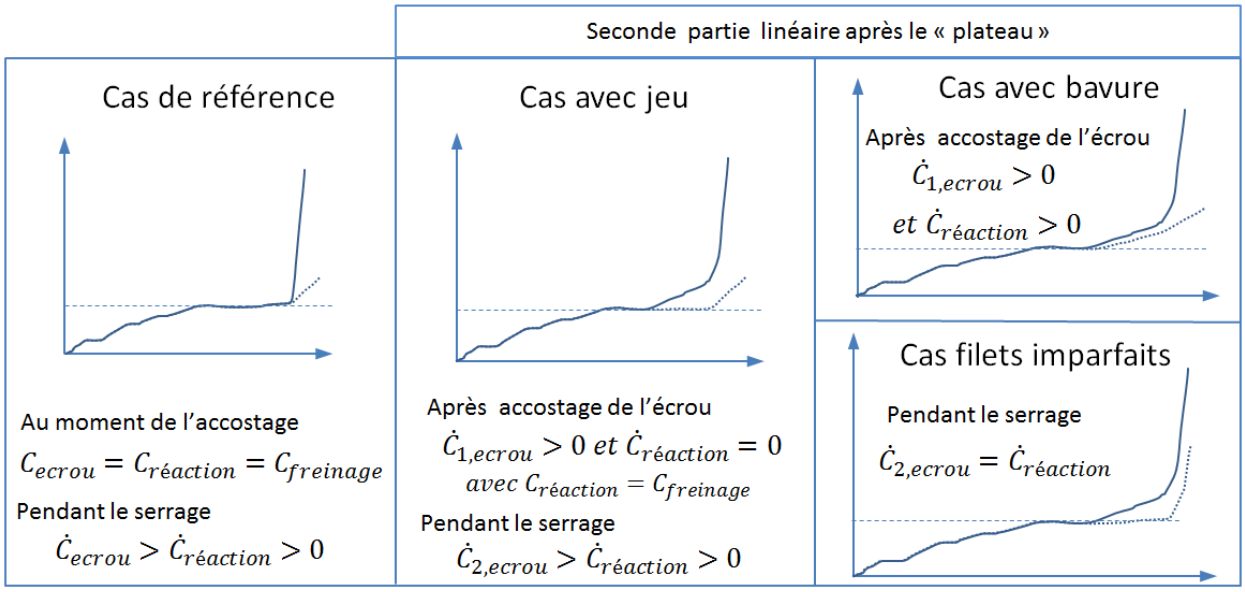


Figure 4.1-19 Bilan mesure du couple de réaction

2. Mesure de la prétension

Lors de la réduction des jeux, la part de couple utile servant à créer la prétension est réduite, une partie du couple ayant servi à faire fléchir les plaques. Bien que la vis soit déjà en tension lors de la phase de réduction des jeux, la raideur en flexion des plaques est bien inférieure à la raideur de l'ensemble une fois le contact établi. Pour une même valeur d'angle, moins de prétension pourrait donc être créée dans le fût de la vis. De plus, la mesure de la prétension peut également servir à enrichir la comparaison entre le modèle analytique et le modèle éléments finis en apportant une nouvelle valeur calculable. Finalement, la mesure de la prétension pourrait servir à valider des concepts visant à réduire la dispersion sur la valeur de la prétension lors du serrage.
La mesure de la prétension est donc réalisée sur le même type d'essais que ceux réalisés jusqu'ici afin de pouvoir utiliser les résultats d'essais et les modélisations déjà réalisées. Cela exclut donc les méthodes utilisant des rondelles de mesure de charges ou l'utilisation de cylindres instrumentés, présentés dans le chapitre sur l'étude bibliographique, qui vont ajouter des éléments et donc des raideurs supplémentaires dans l'assemblage. Les autres moyens présentés en bibliographie sont séduisants mais ne semblent pas non plus adaptés : la mesure par ultrason n'est pas compatible avec le type de vis utilisé et les vis instrumentées type Rotabolt ne permettent pas l'acquisition de données.
Parmi ces solutions, les mesures utilisant des jauges de déformation à cœur et les fibres optiques à réseau de Bragg qui nécessitent un perçage de la vis mais permettent de faire un suivi dans le temps de la prétension paraissent intéressantes.

Figure 4.2-1 Schéma tiré du catalogue de la société TML et exemple d'installation de fibres à réseaux de Bragg (Nefissi, 2012)

La mesure de la prétension via des fibres optiques à réseaux de Bragg ayant déjà été utilisée au sein de l'institut, les matériels et protocoles nécessaires à sa mise en œuvre sont disponibles. Comme il suffit d'adapter légèrement le processus pour équiper les fixations de jauges, ces deux solutions ont été retenues et testées conjointement.

2.1 Simulations préliminaires

Nous souhaitons mesurer la déformation axiale au niveau du fût de la vis pour retrouver le niveau de prétension installée. Cela permet de faire une mesure en continu pendant le serrage et dans les moments qui suivent, afin de mesurer la perte de prétension due à la relaxation. Cependant, il est nécessaire de savoir où placer ces jauges afin d'éviter les perturbations liées aux effets de bords.

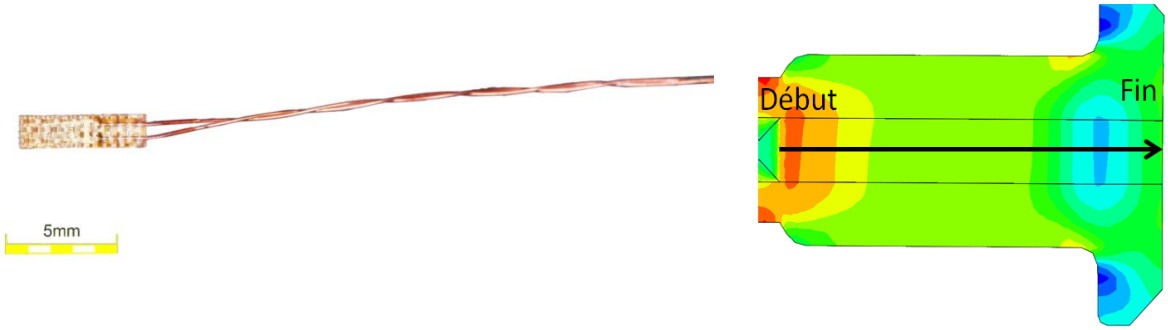


Figure 4.2-2 Jauge de déformation pour la mesure de la prétension et Chemin servant à la mesure de déformation

Une simulation via Abaqus a donc été effectuée en prenant en compte la dimension des jauges, afin de tester différentes profondeurs de perçage. Les vis instrumentées sont des vis longues, compte tenu de la relative longueur des jauges. Un perçage est donc réalisé sur le modèle de vis de diamètre 5,56 mm et dont la longueur correspondant à l'épaisseur à serrer est de 9 mm.

Pour exploiter les résultats, il faut afficher la déformation axiale le long du fût afin de trouver une zone où les déformations axiales sont suffisamment uniformes pour que la mesure soit représentative. Le chemin le long duquel sont affichées les déformations est représenté sur la Figure 4.2-2. Trois valeurs sont retenues pour le perçage : 9, 10,5 et 12 mm. Les résultats sont présentés sur le graphique de la Figure 4.2-3. Dans chacun des cas, un pic de déformation est présent au début du perçage du fait du changement de géométrie et une contraction s'observe au niveau de la tête de vis. Ce sont les deux zones qu'il faut donc éviter. Le bon compromis offrant une zone suffisamment large pour placer la jauge de manière confortable sans fragiliser trop la vis semble être la profondeur de perçage de 10,5 mm.

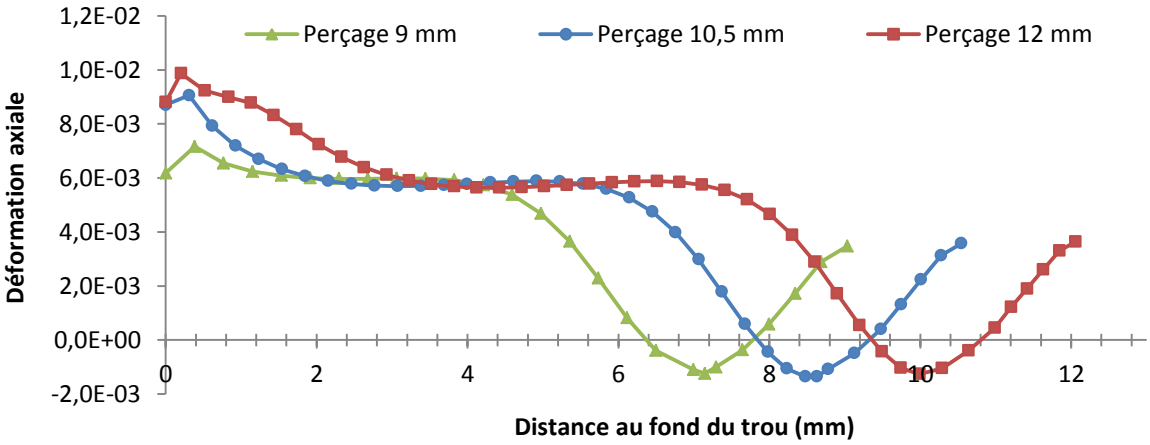


Figure 4.2-3 Répartition de la déformation axiale pour différentes valeurs de perçage

Vérifions maintenant que les déformations sont homogènes sur la circonférence du trou. Là encore des chemins sont créés sur la circonférence du trou afin de mesurer les déformations.

Les chemins sont placés à trois valeurs de profondeur permettant d'encadrer la zone cible. La mesure de déformation pour un perçage de 10,5 mm donne les résultats suivants :

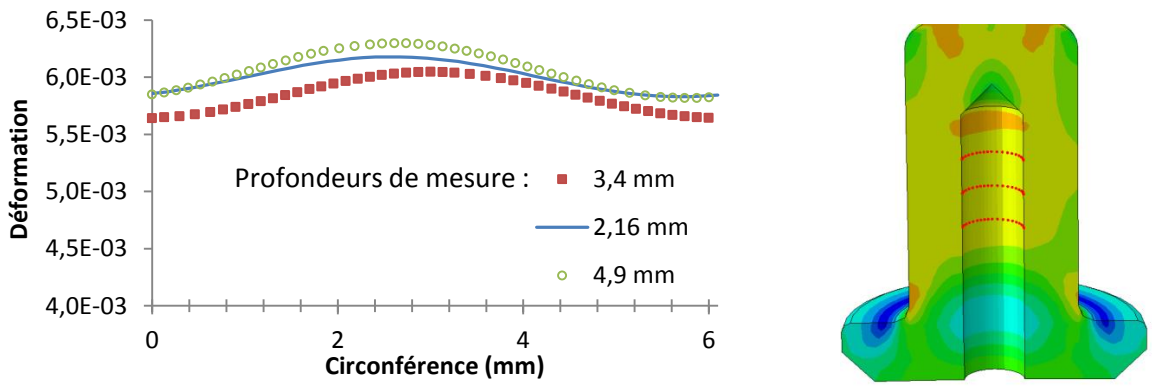


Figure 4.2-4 Répartition des déformations sur la circonférence en fonction de la profondeur

La répartition des déformations sur la circonférence étant satisfaisante, une première série de vis est percée et instrumentée. La méthode utilisée pour la mise en place des jauges est décrite en annexe 2.

2.2 Essais de calibration

Une fois les vis instrumentées, des essais de calibrations sont réalisés afin d'établir la relation entre la déformation mesurée au sein de la vis et la tension appliquée sur celle-ci. Un montage spécifique est donc conçu pour réaliser ces essais, en utilisant deux U rigides sollicités en traction au moyen d'axes rotulés. Le rotulage permet de garantir que l'effort sera bien appliqué dans l'axe de la fixation. Un système d'acquisition est relié à la jauge et à la fibre optique afin d'enregistrer les mesures.

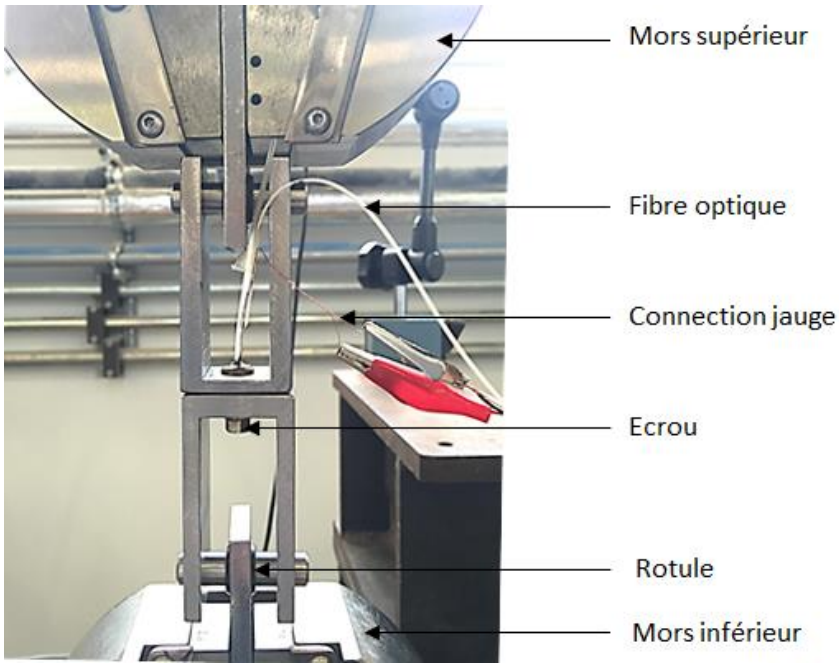


Figure 4.2-5 Essai de calibration des fixations instrumentées

La machine est pilotée en effort et exerce un déplacement axial à une vitesse d'1 mm/minute jusqu'à mesurer un effort dans les mors de 9 kN, la capacité maximale de la machine étant de 10 kN et la résistance à la traction de la vis de 17,8 kN.

Un effort de 9 kN correspond donc à une sollicitation égale à environ 50 % de la valeur de résistance à la traction de la vis (sachant que les vis ne sont jamais sollicitées à plus de 70 % de cette limite dans un cadre aéronautique afin d'éviter la casse de la vis en cas de surcharge). Les résultats des trois premiers essais de tractions sont les suivants :

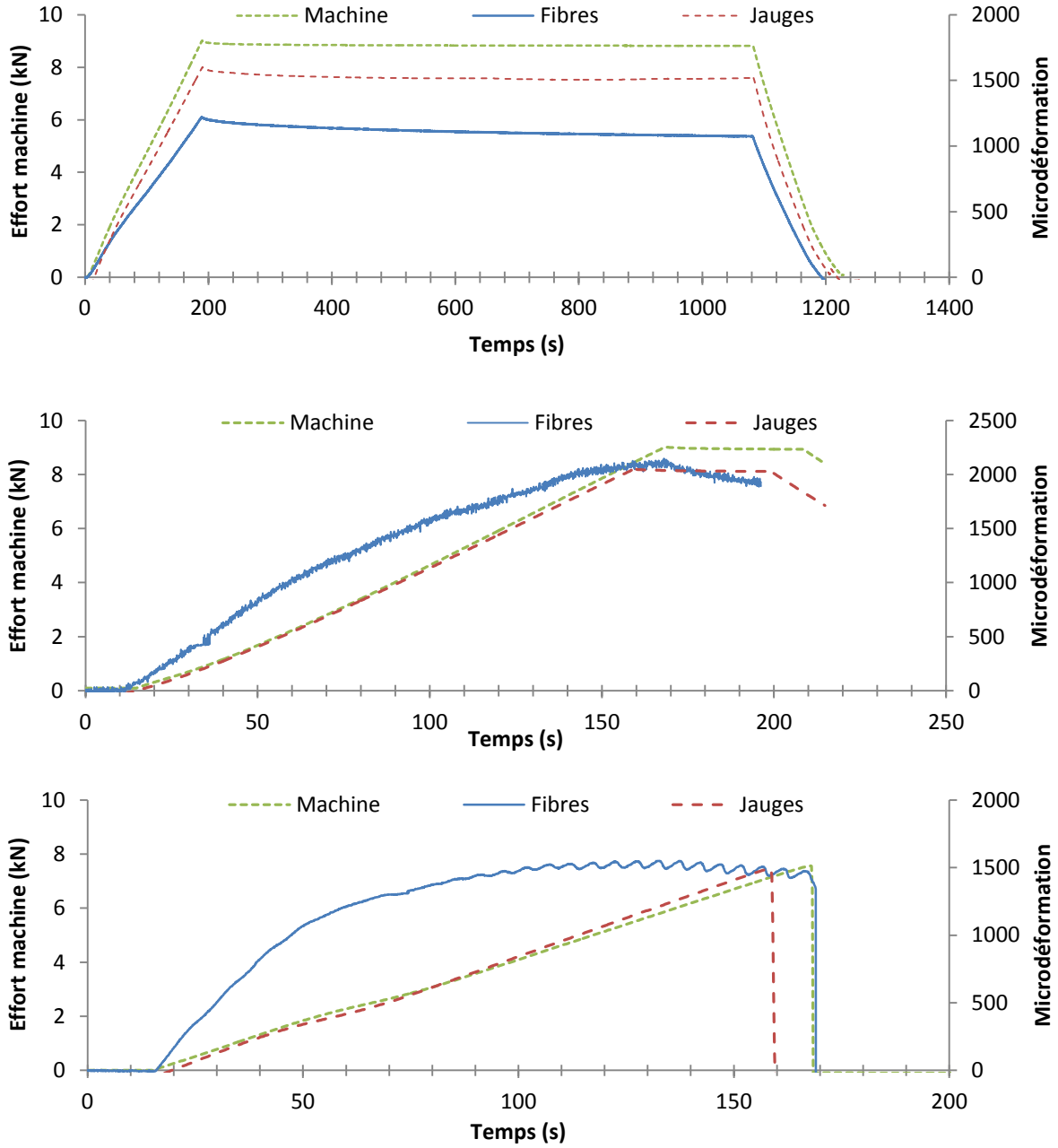


Figure 4.2-6 Premiers essais de calibration des vis instrumentées

Bien que le premier essai se soit comporté conformément aux attentes, les essais suivants ne sont pas satisfaisants. En effet, il apparaît que les déformations mesurées par les jauges ne sont pas linéaires, traduisant un défaut d'adhérence.

Il y a donc un défaut lié à l'utilisation de la jauge conjointement avec la fibre, la résine utilisée ne semblant pas adhérer correctement à la gaine de la fibre optique.

Une découpe montre en effet la présence de fissures dans la résine (Figure 4.2-7). De plus, le support n'est pas parfaitement aligné dans l'axe du perçage ce qui fausse également les mesures.

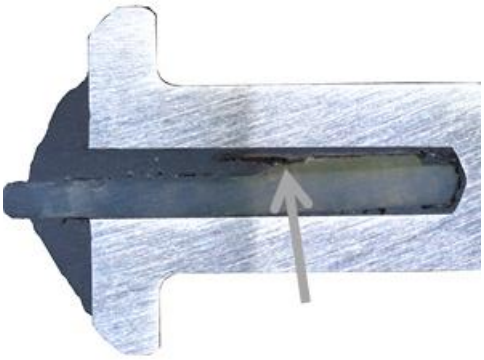


Figure 4.2-7 Fissure dans la résine

Des essais complémentaires sont réalisés avec des jauges seules afin de valider le concept. La température de préchauffe de la résine est également augmentée afin de la rendre plus fluide et de réduire le risque de bulles.

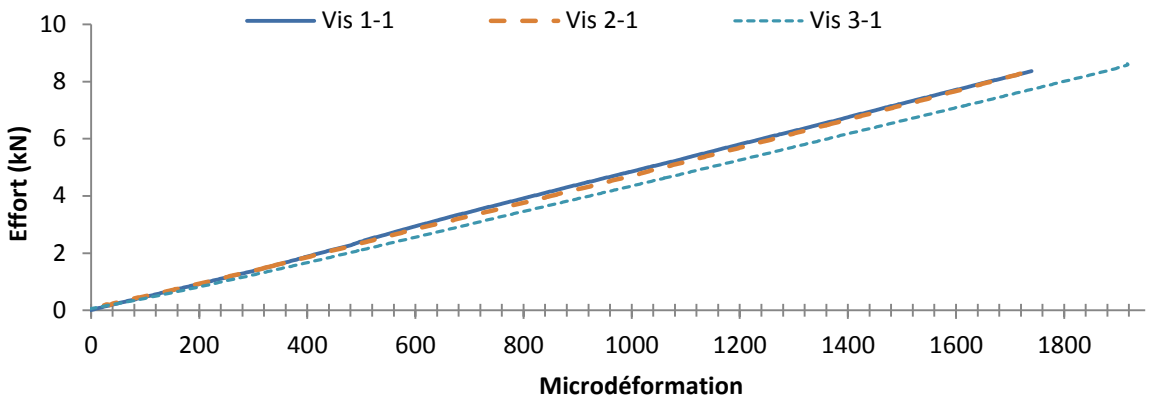


Figure 4.2-8 Courbe d'étalonnage des vis instrumentées avec des jauges seules

Cette fois les résultats sont plus probants, le comportement linéaire permet d'établir les coefficients liant prétension et déformation. Cette solution est ensuite testée lors de serrages. Notons également que la vis 3-1 n'a pas tout à fait le même coefficient effort/déformation que les vis 1-1 et 2-1. Cela implique la nécessité de faire un étalonnage de chaque vis avant les essais de serrages pour connaître avec précision la relation effort/déformation.

2.3 Essais de serrage de fixations instrumentées

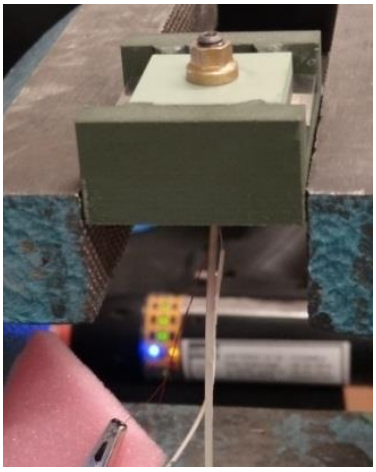


Figure 4.2-9 Mesure de la prétension lors du serrage

Les résultats du serrage sont présentés sur la Figure 4.2-10. Cet essai présente à la fois la mesure du couple de réaction et la mesure de la prétension installée dans la vis. La prétension commence logiquement à être créée lorsque l'écrou accoste la plaque.

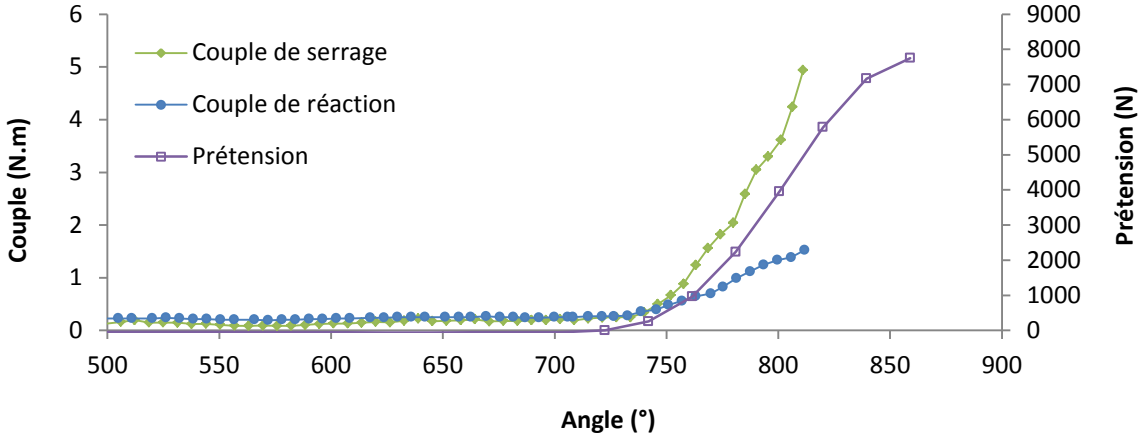


Figure 4.2-10 Essai de serrage sur fixation instrumentée

Le fait de percer la vis entraîne une modification de la rigidité et il est donc difficile de comparer les résultats du serrage avec les essais réalisés précédemment.
Cette perte de raideur est d'ailleurs visible sur les simulations éléments finis (Figure 4.2-11). L'écart entre les coefficients directeurs des pentes pour un cas de référence et un cas avec une vis percée est de 12 % pour un diamètre de 5,56 mm. L'adaptation du modèle analytique et notamment du calcul des raideurs n'étant pas concluant, il n'est pas possible de comparer les résultats. Des essais sur un diamètre supérieur doivent être réalisés pour pouvoir utiliser la mesure de la prétension dans une évaluation des modèles analytiques et éléments finis, tout en ayant un impact le plus faible possible du perçage sur le coefficient directeur de la courbe couple/angle.

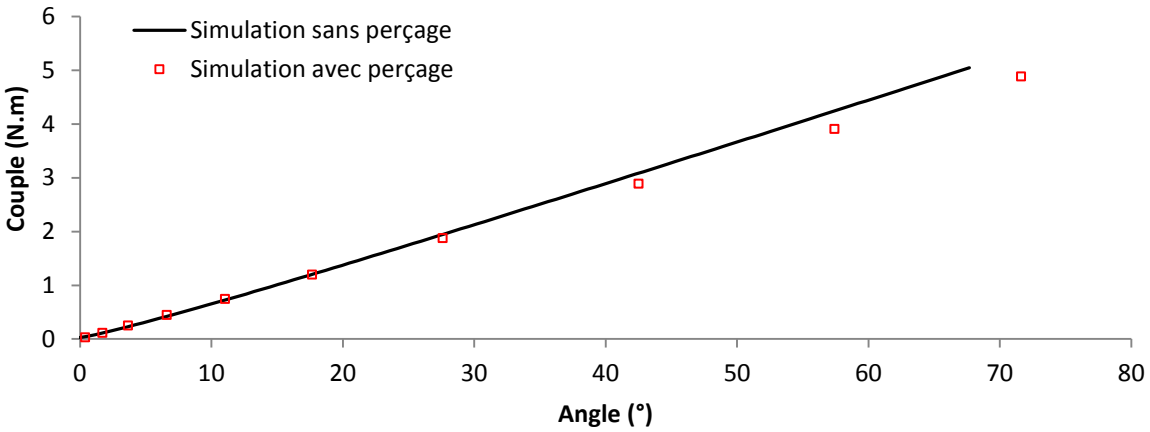


Figure 4.2-11 Simulation perçage diamètre 5,56 mm

En revanche, il est possible de comparer les valeurs de prétension obtenues. Tout d'abord, en regardant les couples de serrages pour trois cas différents : un cas de référence et deux cas avec des jeux de 0,15 et 0,3 mm.

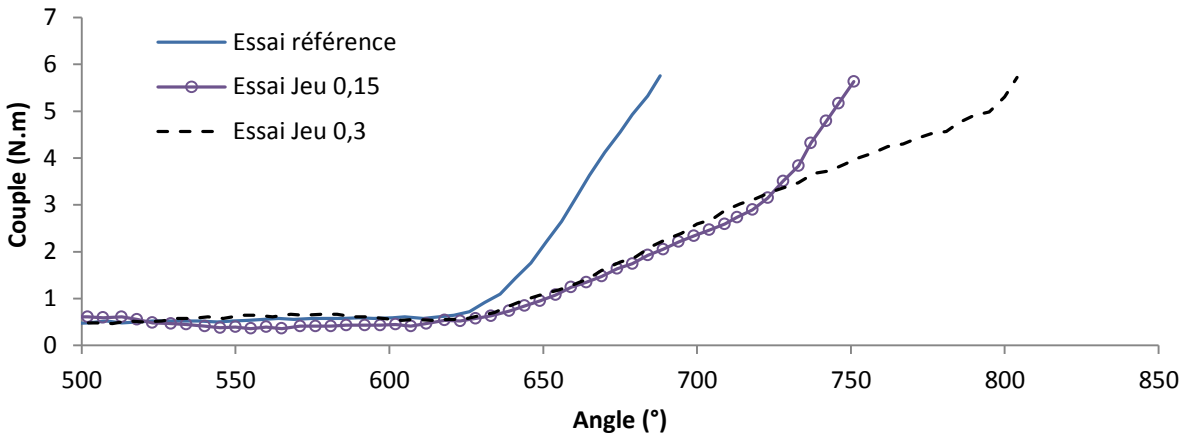


Figure 4.2-12 Courbes de serrage pour vis instrumentées avec jeux

Les courbes de serrages obtenues ont un comportement identique à celles obtenues précédemment, avec deux phases visibles sur la courbe (réduction du jeu et serrage). De la même façon, la prétension se décompose en deux parties (Figure 4.2-13). En revanche, la valeur finale ne semble pas affectée par les jeux, la vis est étirée de la même façon quel que soit le jeu initial (Figure 4.1-13). Des essais supplémentaires seraient nécessaires pour évaluer l'influence de ce type de jeu sur la durée de vie en fatigue des assemblages.

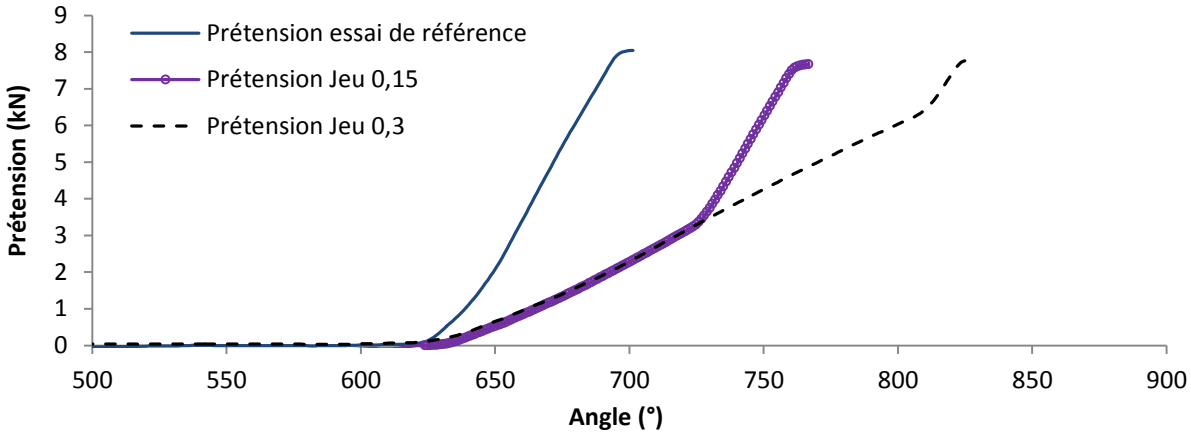


Figure 4.2-13 Evolution de la prétension pour des essais de serrage avec jeux

2.4 Essais sur vis de diamètre 6,35 mm

Une simulation est réalisée sur un diamètre plus important, soit un diamètre de 6,35 mm et une longueur du fût de la vis de 19 mm. La courbe ci-dessous (Figure 4.2-14) présente les résultats de simulation pour un perçage de 15 mm de profondeur. Pour ce diamètre, la différence entre les valeurs de pentes n'est plus que de 2 %.

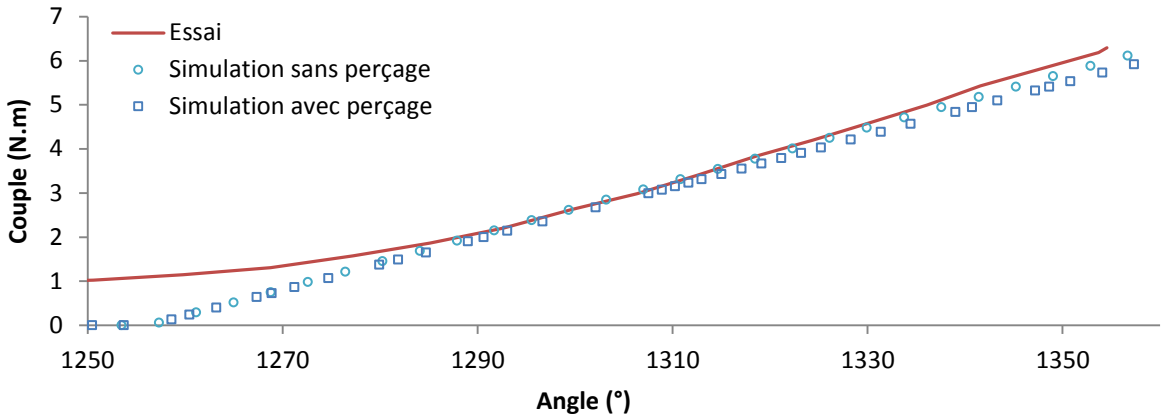


Figure 4.2-14 Comparaison entre une vis avec perçage et une vis sans perçage diamètre 6,35 mm

Les résultats sont satisfaisants avec un écart entre la pente issue de la simulation de la fixation instrumentée et l'essai de référence de 8 %, sachant que les coefficients de frottement issus du modèle analytique ont tendance à être inférieurs à la réalité, l'instrumentation de ces vis est possible.
Une nouvelle série de vis est donc instrumentée, et procédant de la même façon que précédemment, une campagne d'étalonnage est réalisée. Plusieurs essais sont réalisés pour chacune des vis afin de vérifier la reproductibilité de la mesure.

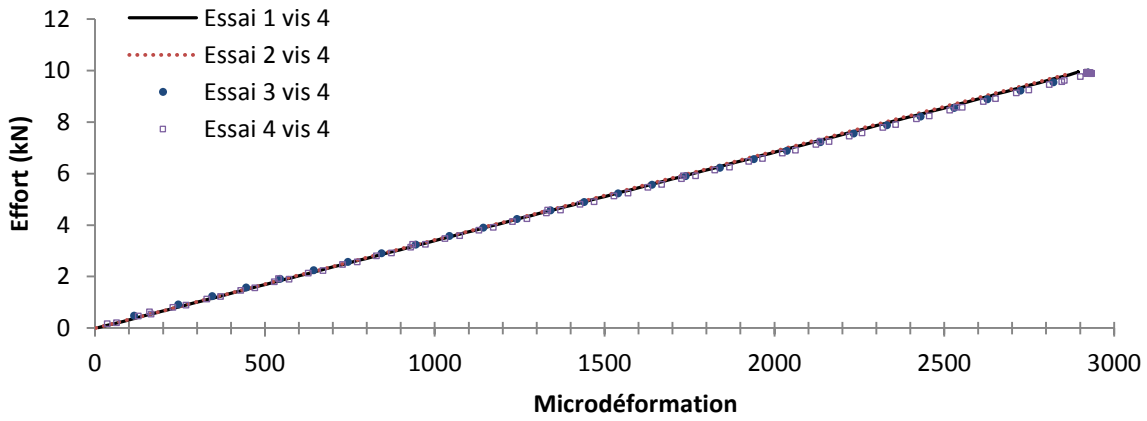


Figure 4.2-15 Courbe d'étalonnage des vis instrumentées diamètre 6,35 mm

Avec également un maintien en effort pour voir l'évolution des déformations. Il apparaît un léger fluage (1 % sur la valeur des déformations).

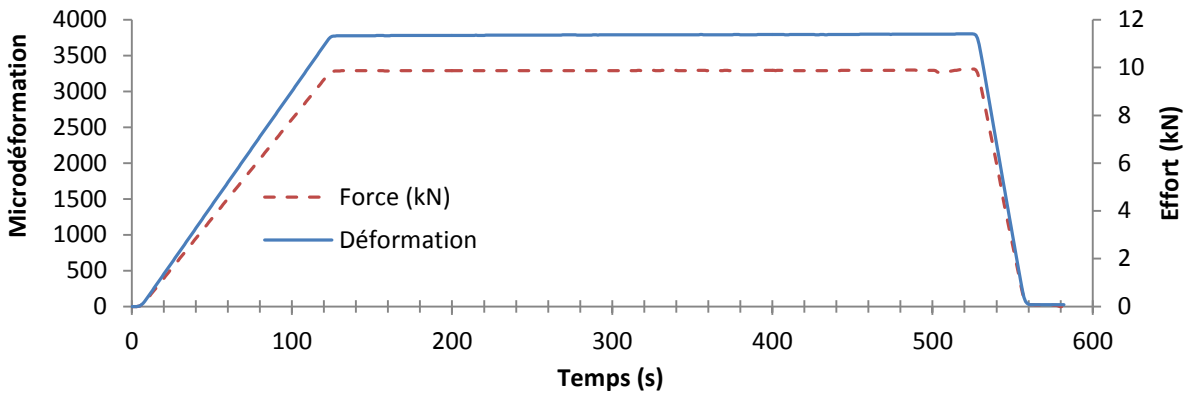


Figure 4.2-16 Contrôle du fluage de vis instrumentées diamètre 6,35 mm

Des essais de serrages sur des cas de référence sans défaut sont ensuite réalisés. Comparée à la pente obtenue lors d'un essai de référence sur une vis non percée, l'instrumentation ne semble pas avoir d'impact, confirmant les résultats obtenus par simulation. De plus, une fois les coefficients de frottements estimés en utilisant le modèle analytique, un calcul éléments finis est réalisé. Toutes ces courbes sont comparées sur la figure suivante.

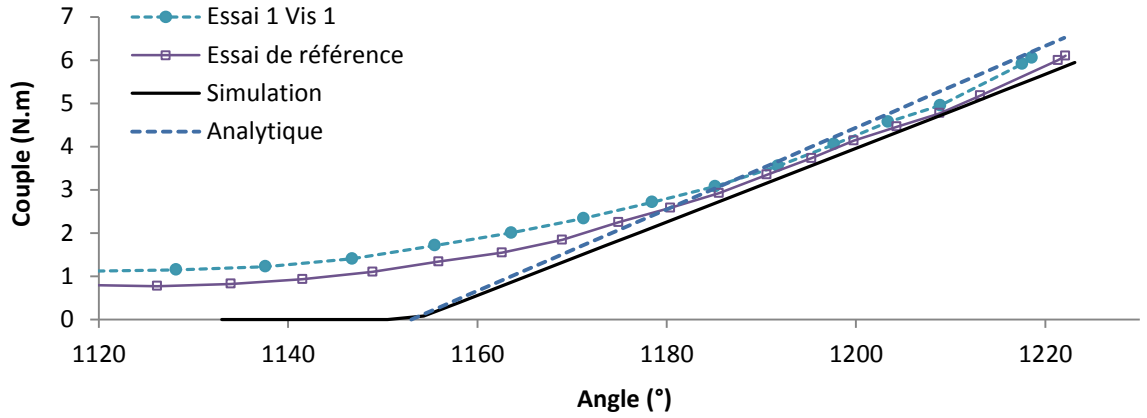


Figure 4.2-17 Comparaison essai de serrage de référence pour une vis instrumentée de diamètre 6,35 mm

La corrélation des résultats sur les valeurs couple/angle est très bonne. Cependant, la valeur mesurée par la jauge ne correspond ni à la valeur donnée par le modèle analytique ni à celle donnée par la simulation, que ce soit sur la valeur finale ou sur la relation prétension/angle. Il doit donc y avoir un défaut dans l'instrumentation des vis pour ce type d'essai.

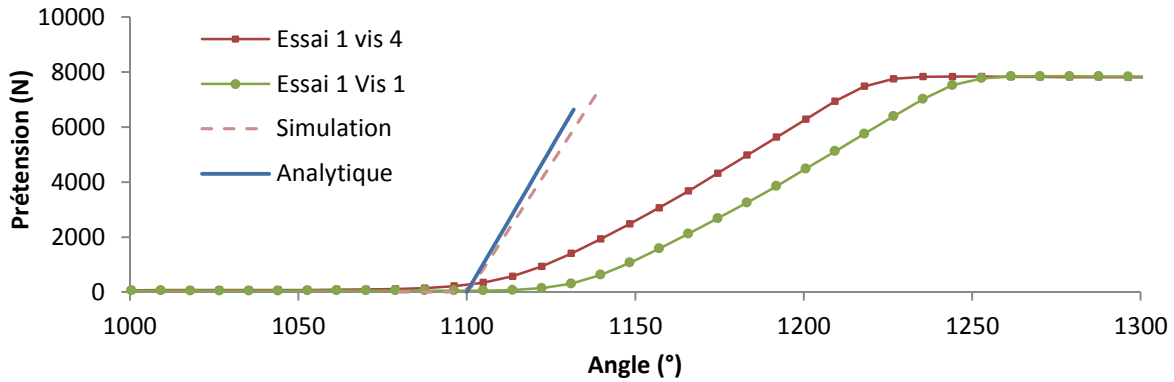


Figure 4.2-18 Comparaison essais-modèles de la relation prétension/angle diamètre 6,35

Le protocole expérimental doit être revu pour être plus robuste et permettre la mesure de la prétension. En revanche, il est possible de comparer les résultats entre eux ; par exemple le graphique suivant montre deux essais où la valeur du couple de freinage est différente. Pour un même couple cible il ressort bien une différence de prétension mesurée.

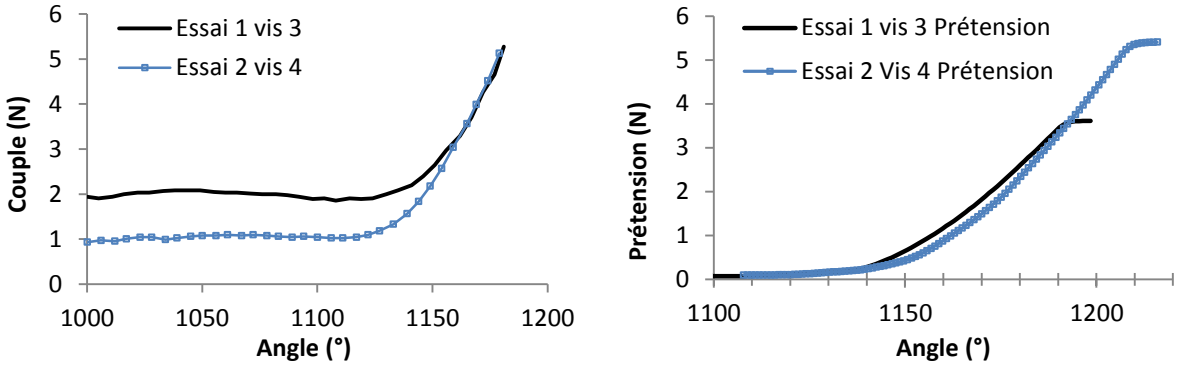


Figure 4.2-19 Influence du couple de serrage sur la valeur finale de prétension diamètre 6,35 mm

La différence mesurée pour la valeur du couple de freinage est de 1 N.m et 1,8 kN pour la prétension. Le modèle analytique donne lui une différence de 2 kN pour ce même couple. Bien que la différence mesurée ne corresponde pas à la valeur théorique donnée par le modèle analytique, ce résultat conforte l'idée qu'il est possible d'optimiser le serrage juste en prenant en compte la variabilité du freinage.
Des essais complémentaires avec jeux ont également été réalisés, comme pour les vis de diamètre 5,56 mm afin de confirmer les résultats observés précédemment.

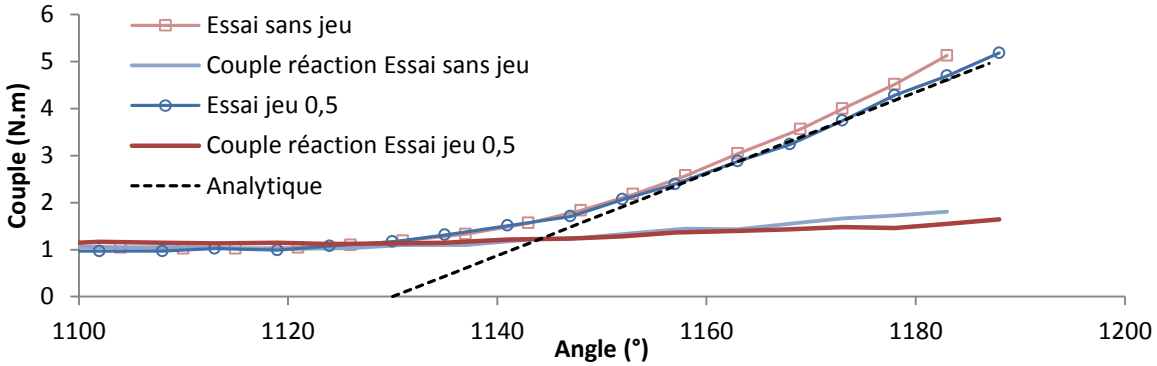


Figure 4.2-20 Essais de fermeture de jeux diamètre 6,35 mm

Ces essais mettent en lumière une autre limitation de la méthode. En effet, sur le graphique, aucun changement de pente traduisant un jeu n'est visible, et pour cause : ceux-ci restent ouverts, les plaques de fortes épaisseurs et la proximité des cales rendent l'ensemble très rigide. Ce résultat est identique à celui observé pour les essais avec interférences présenté dans le premier chapitre. Or, là encore, les perçages sont dans la tolérance basse et il y a peu de jeu entre l'alésage et la vis ; cela pourrait influer sur la fermeture des jeux. Des essais supplémentaires sur un jeu de 0,15 mm sont réalisés avec en parallèle une simulation du serrage. Le second essai est réalisé sur des pièces contrepercées à l'aide d'un foret de 7 mm de diamètre.
Là encore le jeu n'est pas comblé mais cette fois un léger abattement est visible (12 % sur la valeur du coefficient directeur couple/angle). Or cette valeur pourrait typiquement être dans la dispersion liée aux frottements. Le résultat étant identique pour les plaques contrepercées, l'interférence n'explique pas ce comportement. De plus, sur la simulation, le jeu reste ouvert mais l'abattement est plus conséquent.

Le modèle éléments finis utilise ici un coefficient de frottement global pour les contacts entre les filets et sous l'élément en rotation. Or, lors de la phase de fermeture des jeux, le coefficient de frottement entre l'écrou et la plaque a une influence considérable et celui-ci est bien souvent supérieur à celui entre les filets : les résultats présentés dans le premier chapitre d'essais le montrent.

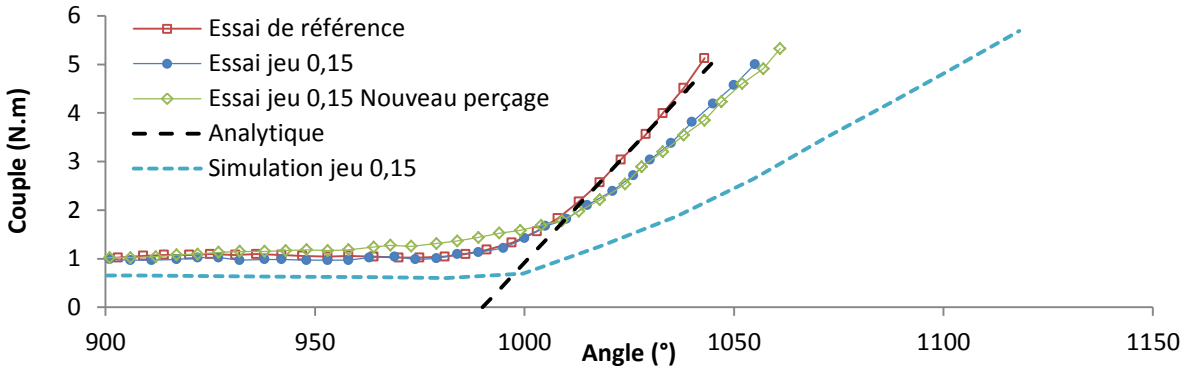


Figure 4.2-21 Comparaison essai simulation serrage avec jeu 0,15 mm diamètre 6,35 mm

Figure 4.2-22 Coupe micrographique essai avec jeu 0,15 mm diamètre 6,35mm

Les coefficients de frottement déterminés lors de la première campagne d'essais étaient utilisés afin de réaliser une petite étude qui devait normalement permettre de lever l'ambigüité liée aux plaques de faibles épaisseurs. Un modèle comprenant le freinage de l'écrou est utilisé en augmentant progressivement l'épaisseur des plaques. L'idée est de voir à partir de quelle épaisseur la raideur des plaques (couplée aux frottements) permet une détection du jeu (jeu de 0,3mm). Les résultats (Figure 4.2-23) sont conformes aux essais réalisés lors de la première campagne (Figure 3.2-10 et Figure 3.2-14 jeu de 0,3mmFigure 4.2-23).

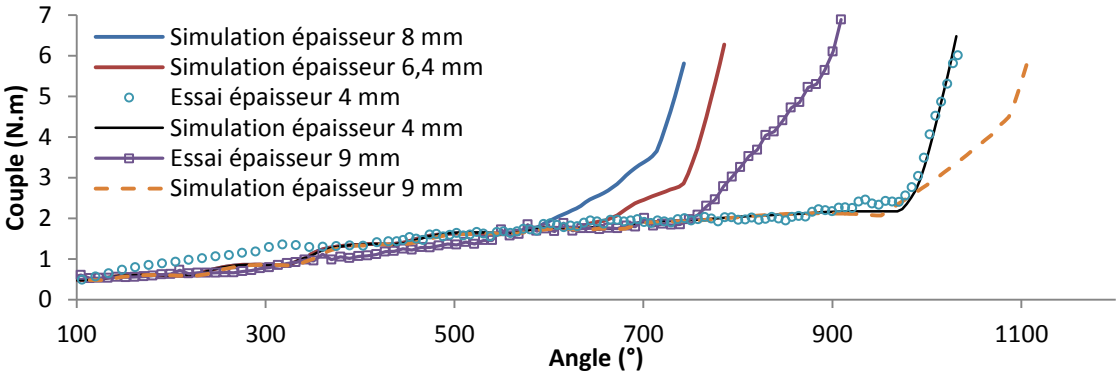


Figure 4.2-23 Etude numérique/expérimentale sur le champ d'application de la méthode

Une étude similaire devrait donc être réalisée mais cette fois-ci pour déterminer l'épaisseur maximale. Par exemple le ratio épaisseur à serrer/diamètre est, pour les vis de diamètre 25,4, de 3 et de 2,8 pour les vis de diamètre 6,35 mm. Tandis que les ratios testés et simulés pour le diamètre 5,56 mm sont de 0,72 (épaisseur de 4 mm), 1,15 (6,4 mm), 1,44 (8 mm) et 1,62 (9 mm). Se pose alors la question de la représentativité de tels essais, de même que la question de savoir si une validation expérimentale, application par application, n'est pas préférable.

3. Conception du prototype

Certaines limitations ont été levées en utilisant un prototype basé sur la modification d'une visseuse existante. Or cette modification ne permet pas d'obtenir des données ayant une même base de temps, rendant imprécise la détection du point d'accostage de l'écrou. De plus, le traitement des données se fait a posteriori, n'ayant pas accès à l'architecture interne du coffret pilotant la visseuse. Il est alors impossible d'implémenter l'algorithme ou d'actualiser en temps réel le couple (ou l'angle) de serrage final. Enfin, la visseuse ne permettant de ne serrer des vis que de diamètre 5,56 mm, il n'est pas possible de tester la méthode sur une autre configuration. Un prototype de visseuse doit donc être développé en prenant en compte les avancées réalisées jusqu'ici, ouvrant la porte à un nouveau concept de serrage qui est présenté en fin de chapitre.
Le prototype doit répondre à une problématique relativement simple : serrer une large gamme de fixations filetées maintenues côté écrou, en mesurant simultanément le couple de serrage, le couple de réaction et l'angle de rotation entre la vis et l'écrou. L'architecture globale du prototype est la suivante :

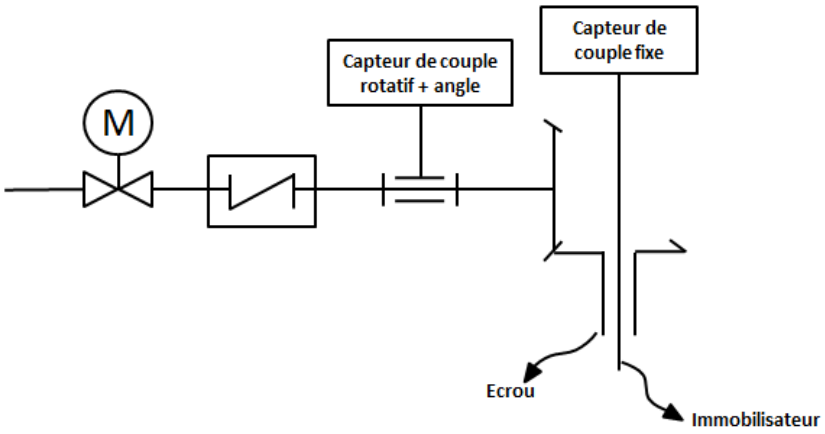


Figure 4.3-1 Schéma du fonctionnement du prototype

Un moteur électrique est lié au capteur rotatif via un accouplement élastique afin de corriger les défauts d'alignements. En sortie du capteur se trouve un renvoi d'angle comprenant des axes creux, afin de permettre le passage d'un axe solidaire de l'immobilisateur. Cet axe est lié à un capteur de couple statique tandis que la sortie du renvoi d'angle est compatible avec les portes douilles utilisées sur les visseuses industrielles. Une vue du prototype câblé et prêt à l'emploi est présenté sur la Figure 4.3-2. La conception détaillée est présentée en annexe 3.

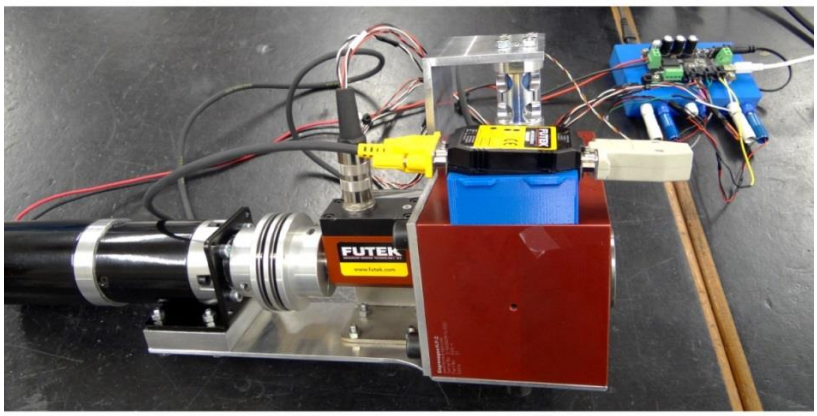


Figure 4.3-2 Prototype prêt à l'emploi

4. Calibration et premiers résultats

4.1 Essais de calibration

En réutilisant le système déjà employé lors de la calibration du premier prototype, une clé dynamométrique à cadran est utilisée pour calibrer le système. Une douille hexagonale est placée dans l'empreinte de l'axe liant l'immobilisateur au capteur afin de vérifier la valeur de couple donnée par le capteur.
L'essai consiste à appliquer différents couples (1,5, 2, 2,5, 3, 3,5 et 4 N.m) par palier de 5 secondes sur l'axe en utilisant la clé. A l'aide d'une vis de réglage présente sur l'amplificateur, il est possible de régler le 0 donné par le capteur de couple statique. Après quelques essais, le coefficient liant la mesure au couple appliqué est figé et une nouvelle série de tests est réalisée (Figure 4.4-1).

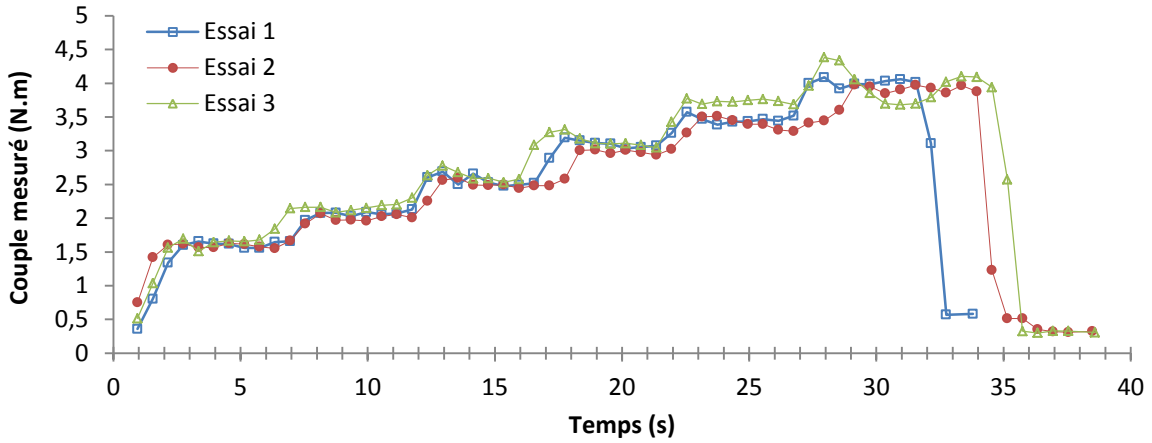


Figure 4.4-1 Essai de calibration de la mesure du couple de réaction

4.2 Premiers résultats

Une première série d'essais sur cas de référence est réalisée afin de vérifier le bon fonctionnement du prototype et du programme informatique dans sa version de premier niveau. Les éprouvettes à serrer sont les mêmes que celles utilisées lors de la première campagne d'essais dans le cas de vis courtes. Pour rappel, la vis est une vis en titane de 5,56 mm de diamètre serrant, à l'aide d'un écrou en titane, deux plaques en aluminium de dimensions 27,8 x 27,8 x 2 mm chacune. Pour ces essais, le couple cible est fixé à 5 N.m.

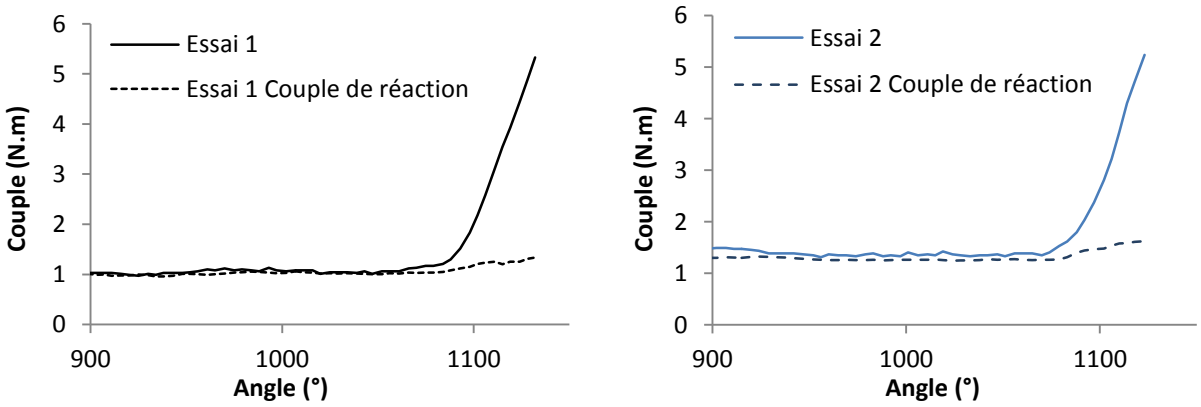


Figure 4.4-2 Essais réalisés après modification de l'axe

De légères différences apparaissent entre le couple de réaction et le couple de serrage avant l'accostage de l'écrou. En effet, le renvoi d'angle est relativement lourd (5,5 kg) ; lors du serrage, ce poids provoque une augmentation artificielle du couple de serrage mesuré à cause des frottements sous écrou alors que le couple de réaction n'est pas sensible à ces derniers. Les essais suivants, réalisés en prenant soin de soulever légèrement le prototype, ont permis d'améliorer sensiblement les résultats.
En zoomant légèrement sur la zone d'intérêt, la courbe devient :

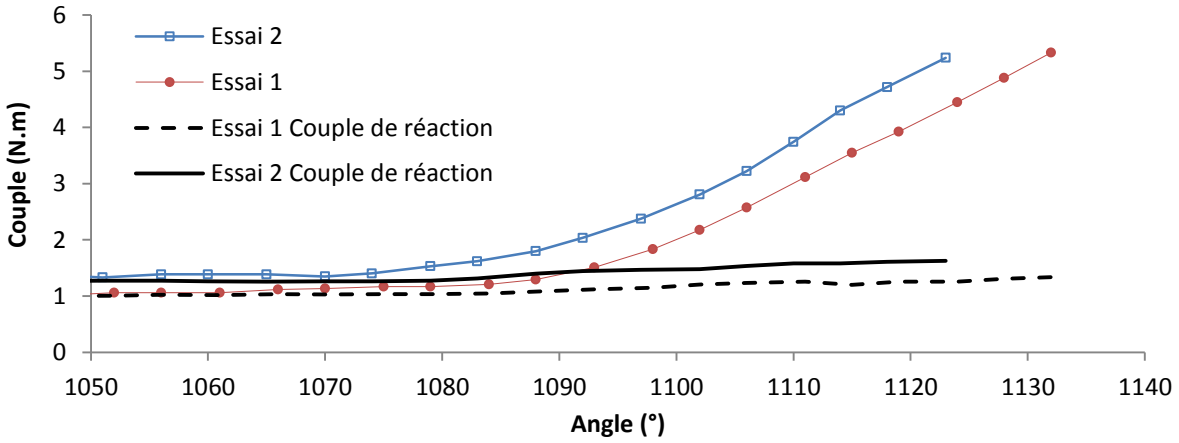


Figure 4.4-3 Premiers essais de serrages réalisés avec le prototype

Les résultats sont encourageants. Il semble que l'acquisition peut être optimisée car le taux d'acquisition des données est trop important en début de serrage et juste suffisant lors de la dernière phase.
De plus, à première vue, aucun changement de pente n'est visible pour les couples de réaction une fois l'écrou accosté. Cela est simplement dû à l'affichage simultané des deux couples. Si le couple de réaction est isolé (Figure 4.4-4), le changement devient visible. Cela ne devrait pas poser de problème étant donné que les courbes seront traitées indépendamment, de façon numérique.

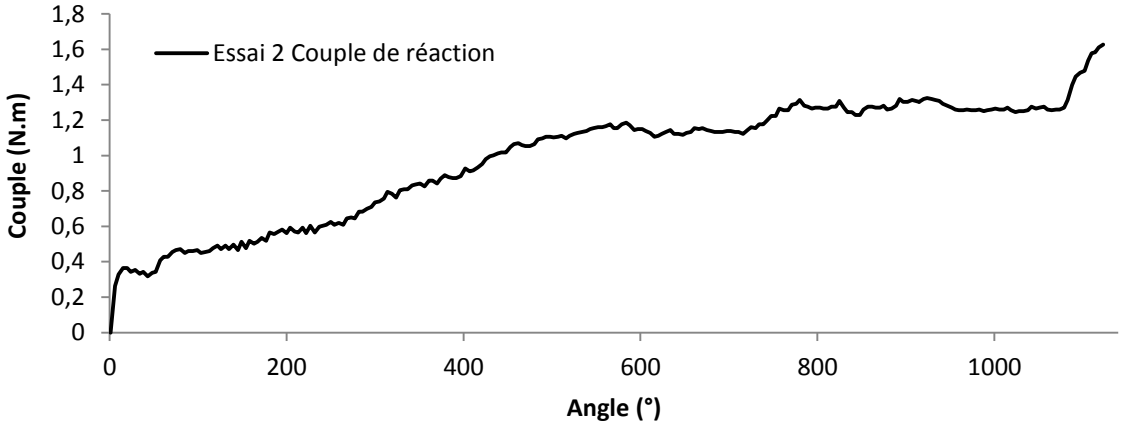


Figure 4.4-4 Evolution du couple de réaction lors du serrage

En comparant ces résultats avec ceux obtenus lors de la première campagne, il est possible d'affirmer que, pour ce qui est du couple de serrage, le système convient parfaitement. Il n'y a pas de modification majeure du comportement du système vis-écrou lors du serrage et les courbes sont sensiblement identiques (aux variations dues aux frottements près).

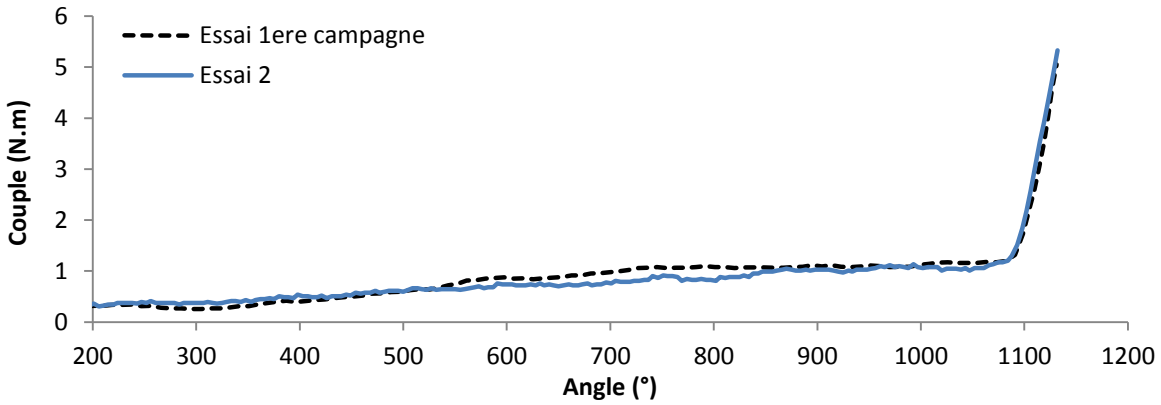


Figure 4.4-5 Comparaison entre les essais réalisés avec la visseuse filaire et le prototype

En revanche, si on compare maintenant les valeurs mesurées avec celles données par le premier prototype, avec capteur de force et bras de levier, les résultats sont légèrement différents (Figure 4.4-6). Les essais étant réalisés avec des écrous différents, la valeur du freinage n'est pas la même, d'où le décalage initial sur la courbe.

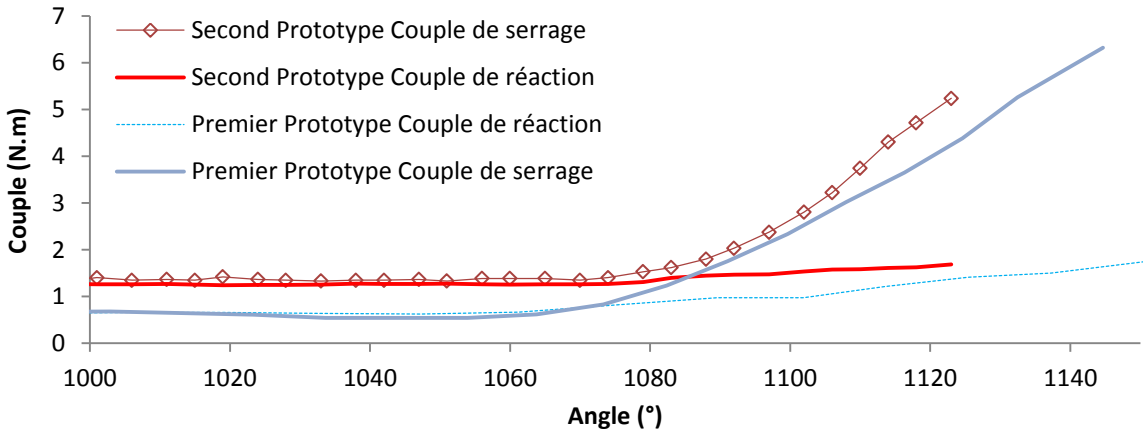


Figure 4.4-6 Comparaison entre les résultats donnés par les deux prototypes

En effet, la pente correspondant au couple de réaction du second prototype est bien inférieure à celle donnée par le premier prototype (0,007 Nm/° contre 0,012 Nm/°) alors que la pente du couple de serrage est légèrement supérieure (0,114 Nm/° contre 0,083 Nm/°), indiquant des frottements plus importants. Si maintenant ces résultats sont comparés avec une simulation intégrant le système de maintien de l'immobilisateur présenté sur la Figure 4.4-7, cette faible valeur de la pente du couple de réaction est conforme à la simulation (Figure 4.4-8).

Figure 4.4-7 Vue d'ensemble des éléments utilisés dans la simulation

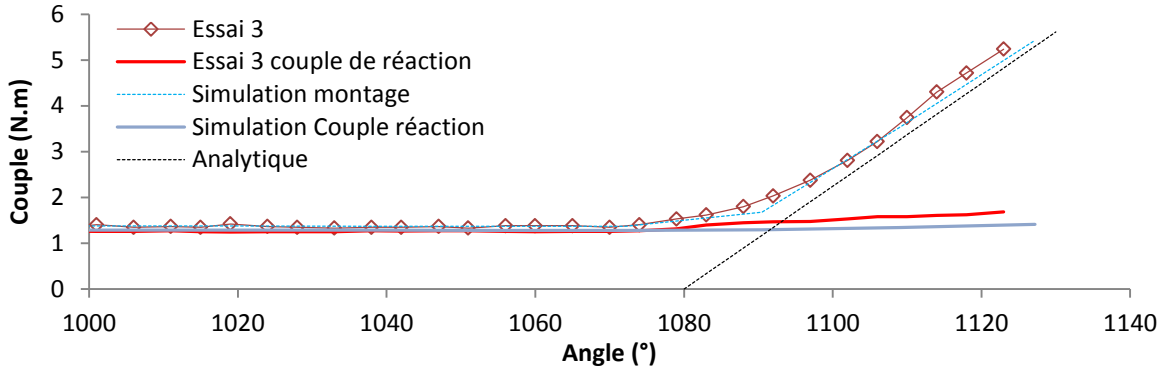


Figure 4.4-8 Comparaison entre essai et simulation du prototype

Les pentes correspondant aux couples de serrages sont équivalentes et la pente correspondant au couple de réaction simulée est légèrement inférieure à la pente mesurée. La proportion du couple de réaction passant dans l'immobilisateur n'est donc pas fixe et dépend de la rigidité du système maintenant celui-ci. Dès lors, il apparaît difficile de prédire, en utilisant un modèle analytique, cette proportion et d'en déduire des grandeurs comme les coefficients de frottements ou la prétension installée. Il faut donc utiliser des informations complémentaires pour pouvoir optimiser au mieux les paramètres du serrage.

5. Concept d'utilisation : optimisation de la prétension

L'utilisation d'une visseuse instrumentée ne permet pas seulement de faire du contrôle qualité de l'assemblage, elle peut aussi servir à optimiser les paramètres du serrage en temps réel. Pour le moment, le serrage au couple reste la norme car simple d'utilisation, et des essais de caractérisations couple-tension permettent pour une configuration donnée de déterminer un couple cible. Or, nous avons vu les limites de ce type de serrage en présence de défauts et ce ne sont pas là les seules causes de dispersion. Une cause supplémentaire et relativement simple à contrer est la variation de la valeur du freinage en fonction des écrous. En effet, le processus de freinage des écrous par déformation plastique entraîne des variations au niveau de la valeur du freinage d'un lot à l'autre. Si maintenant la valeur du freinage varie, ajoutée aux variations des coefficients de frottements, l'impact du couple perdu pour la fermeture des jeux et, enfin, un peu de variation liée à l'opérateur, on obtient une dispersion de 30 % sur la valeur de prétension installée.
Ces causes de la dispersion de la prétension lors d'un serrage au couple sont résumées par Bickford [BIC95] dans un acronyme : FOGTAR pour *Friction*, *Operator*, *Geometry*, *Tool Accuracy* et enfin *Relaxation*. Il ne manque donc que la compensation du freinage pour être complet.

5.1 Compensation du freinage

Les variations de la valeur du freinage sont peut-être les plus simples à contrer, il suffit simplement de regarder la valeur du couple au moment de l'accostage des pièces et d'ajouter la valeur théorique de couple permettant d'obtenir la prétension voulue pour obtenir une nouvelle valeur de couple cible. Par comparaison, dans la première campagne d'essais la valeur du couple de freinage pour les vis longues était de 0,8 N.m alors qu'elle était de 2 N.m pour les vis courtes.

Or ces deux vis ayant le même diamètre, la valeur du couple cible lors du serrage est la même (6 N.m), donc le couple « utile » restant est de 5,2 N.m pour les vis longue et 4 N.m pour les vis courtes.

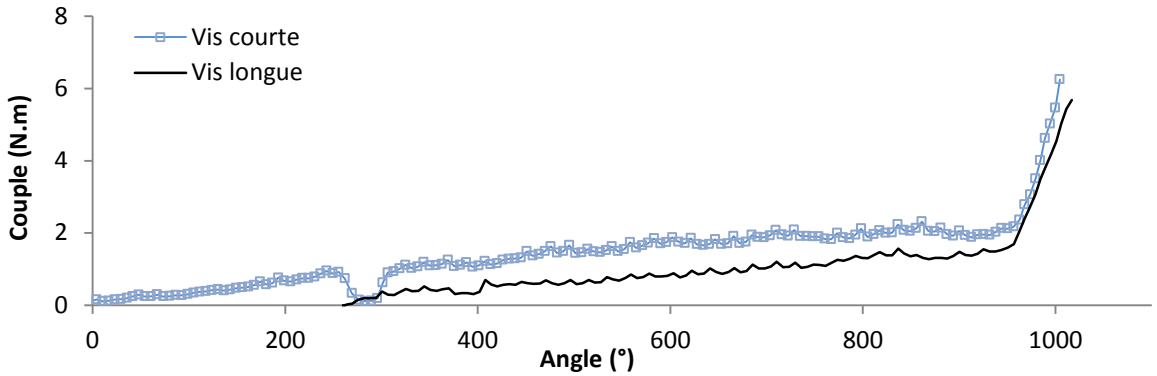


Figure 4.5-1 Comparaison des courbes de serrage des vis longues et courtes

A iso coefficient de frottement, l'écart entre ces valeurs représente une différence de prétension de 2,8 kN. Si on considère un freinage standard de 1 N.m pour une consigne de couple de 6 N.m et un coefficient de frottement de 0,04, la prétension obtenue pour ces 5 N.m de couple utile est de 12 kN. Dès lors, une différence de 2,8 kN est importante (23 %).

De même, dans le paragraphe précédent, des essais ont montré qu'une différence de 1 N.m de couple se traduisait par une différence de 1,8 kN pour des vis de 6,35 mm de diamètre.
La valeur maximale du freinage est atteinte lorsque l'ensemble des filets déformés de l'écrou sont en prise. Dès lors, plusieurs scénarios sont possibles :

- Si le jeu n'est pas trop important, la valeur maximale du freinage est atteinte avant que l'écrou n'accoste la pièce, cette méthode pourrait être utilisée sans mesure du couple de réaction, en utilisant la valeur de couple correspondant à l'accostage de l'écrou sur la pièce (le changement de pente entre le plateau et la phase de réduction des jeux).
- Si le jeu est plus important, la valeur maximale du freinage peut être masquée dans la phase de réduction des jeux. La valeur de couple de freinage mesurée lors de l'accostage de l'écrou sera donc inférieure à la valeur maximale mais constituera néanmoins une amélioration de la méthode actuelle.
- Si le jeu est important, la solution peut venir de la mesure du couple de réaction. En effet, durant la phase de réduction des jeux, le couple de réaction mesuré augmente jusqu'à atteindre la valeur de freinage maximale, puis reste constant. En identifiant le segment du couple de réaction situé après la séparation des deux couples et pour lequel le coefficient directeur est nul, il est possible d'obtenir la valeur maximale de freinage.

Dans l'exemple ci-après, la séparation des couples a lieu aux environs de 1,5 N.m tandis que le plateau atteint sur le couple de réaction correspond à un freinage de 2 N.m. La différence de 0,5 Nm représente dans ce cas une différence théorique de 1 kN sur la valeur de prétension installée.

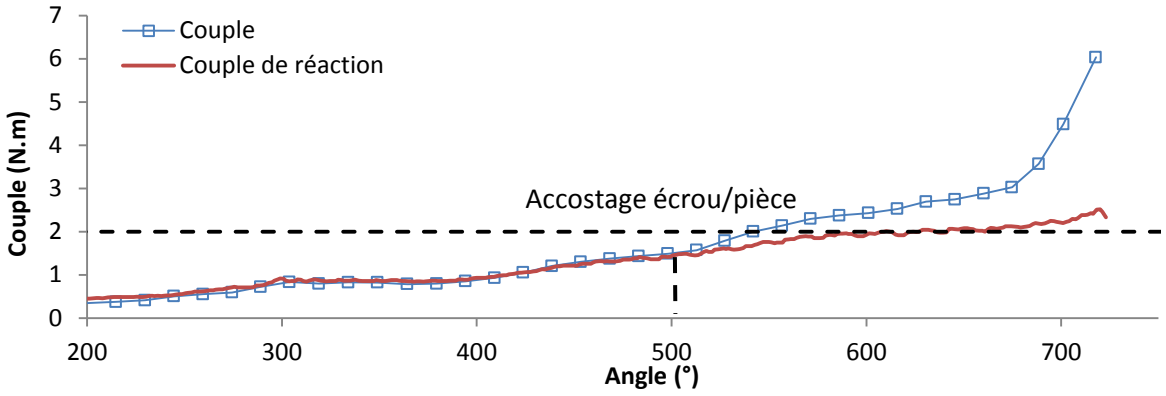


Figure 4.5-2 Mesure du couple et du couple de réaction pour un essai avec jeu de 0,3 mm vis courte

5.2 Optimisation du serrage via la géolocalisation

Un peu de sémantique tout d'abord : le terme géolocalisation signifie ici que la position de l'outil est connue via un moyen permettant de communiquer avec l'outil pour lui transmettre des instructions et recevoir les données du serrage. L'objectif étant de savoir pour chaque vis, quelle est l'épaisseur à serrer, quels sont le diamètre et les matériaux des fixations, etc., toutes les informations permettant d'utiliser le modèle analytique correspondant à l'assemblage que l'outil s'apprête à serrer. Les moyens peuvent être des moyens de géolocalisation « réels » tel que le wifi, Lifi, ultrason… pour connaitre la position de l'outil dans l'espace et la zone dans laquelle il va intervenir, ou encore des moyens fixes type puce RFID, code-barres, etc., correspondant également à une zone ou à un type d'assemblage précis.
Imaginons maintenant une structure à assembler type jonction voilure fuselage pour reprendre un exemple de Petukhova [PET14] présenté dans le chapitre bibliographique.

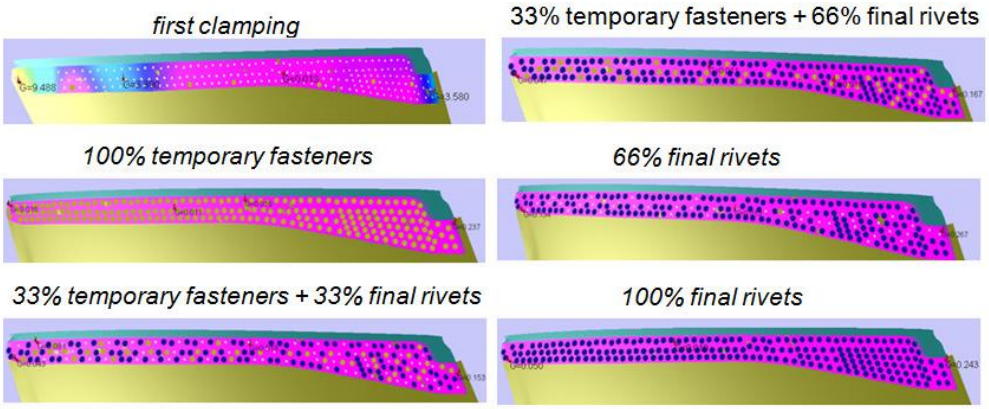


Figure 4.5-3 Aperçu du logiciel ASRP

Lors de la phase d'épinglage, l'utilisation de la nouvelle méthode de serrage couplée à un nouveau type d'épingle permet de connaître la valeur des jeux au niveau des fixations. A l'aide d'un logiciel type ASRP modifié pour prendre en compte ces mesures, une nouvelle stratégie de serrage est développée pour avoir une répartition uniforme de la pression sur toute la zone. Le logiciel va associer pour chaque vis un niveau de prétension optimale et une pente de référence (couple/angle) basée sur un calcul analytique.
Les informations sont alors envoyées à la visseuse qui va serrer chacune des vis en utilisant la correction du freinage, évaluer la déviation par rapport à la pente de référence pour prendre en compte l'impact des frottements et, ainsi, calculer une valeur cible de couple. Bien sûr cette valeur peut être bornée par les valeurs actuellement utilisées afin de garder une certaine sécurité et d'empêcher une surtension ou sous-tension dans les vis.

Il n'est pas encore possible d'intégrer l'impact des jeux sur la prétension dans cette optimisation, celui-ci dépendant des conditions limites et de l'interaction élastique entre les vis, cela semble trop complexe pour un gain relativement faible (les calculs doivent être simplifiés au maximum durant la phase de serrage, ceux-ci étant réalisés par la visseuse).
Les différents événements mis en jeu lors de ce serrage asservi sont illustrés sur le schéma de la Figure 4.5-4. Dans cet exemple, la valeur cible finale du couple est augmentée une première fois pour prendre en compte la valeur du freinage, supérieure à la valeur théorique. Puis dans un second temps, l'écart entre les pentes mesurées et théoriques indiquant que les frottements sont plus importants pour la pente mesurée, le couple cible doit de nouveau être augmenté.

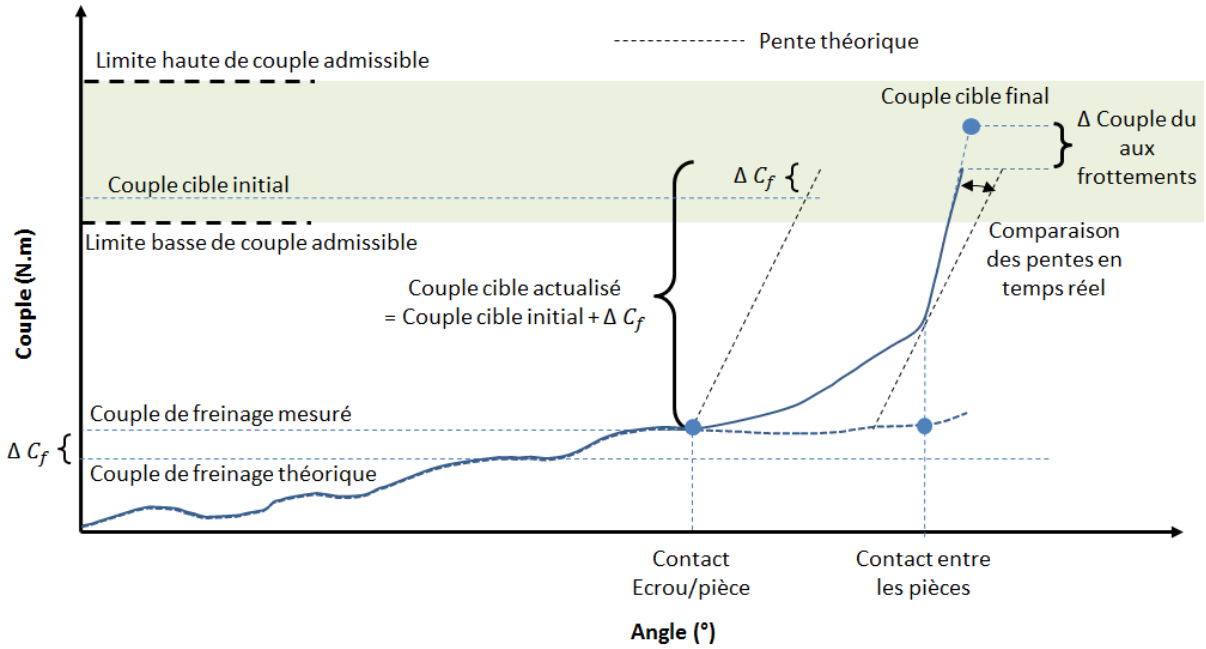


Figure 4.5-4 Principe de fonctionnement du contrôle en temps réel du serrage

Ne sont pas représentés les critères sur l'évolution du couple de réaction, ceux-ci servant à identifier les défauts ponctuels (bavures, copeaux et serrage dans les filets imparfaits).
Pour calculer la nouvelle valeur de couple cible, il est nécessaire d'estimer le coefficient de frottement global de la relation couple/angle. Pour cela, il faut dériver la relation couple/angle et négliger les effets de la torsion. L'expression devient alors :

$$\dot{C} = \frac{p(0{,}161p + \mu[0.583d_2 + r_m])}{360\sum S} \qquad [35]$$

$$\dot{C}360\sum S = p(0{,}161p + \mu[0.583d_2 + r_m])$$

$$Donc \quad \dot{C}360\sum S - 0{,}161p^2 = \mu p[0.583d_2 + r_m] \qquad [36]$$

$$\mu = \frac{\dot{C}360\sum S - 0{,}161p^2}{p[0.583d_2 + r_m]} \qquad [37]$$

Ce coefficient peut ensuite être injecté dans la formule de Kellermann et Klein [KER55] afin de calculer un nouveau couple cible en vue d'atteindre une prétension optimale.

Cette formule testée sur les essais précédents donne de bons résultats sur la pente couple/angle, mais l'instrumentation des vis n'étant pas abouti, il n'est pas possible de valider pleinement le concept en mesurant la prétension. Des travaux supplémentaires sont nécessaires pour développer ce concept.

6. Conclusion seconde campagne d'essais

Cette seconde campagne d'essais a permis de tester la mesure du couple de réaction passant par la vis lors du serrage. Un premier prototype réalisé à partir de la visseuse utilisée dans le chapitre précédent a montré que non seulement cette mesure est possible mais qu'elle permet de lever une partie des incertitudes issues de la première campagne d'essais. Ainsi, la mesure de jeu sur des plaques fines est maintenant possible ainsi que la détection du serrage dans les filets imparfaits ou de bavures, sans avoir de valeur de coefficient directeur couple/angle de référence.
Dans une seconde partie, la mesure de la prétension dans les vis au moyen de jauges de déformation a été tentée. Or cette technique étant peu adaptée aux fixations de petits diamètres, les résultats n'ont pas été concluants. Des travaux complémentaires seront à mener afin de maîtriser pleinement cette technique.
Cette mesure de la prétension devait servir à mesurer l'impact des défauts sur la valeur installée dans la vis mais également à vérifier si une méthode de serrage basée sur les valeurs de pentes permettait de limiter la dispersion sur la valeur finale de prétension. Si les jeux ne semblent pas affecter la valeur de la prétension, un nouveau concept de contrôle actif du serrage n'a pu être validé.
Enfin, cette campagne aura aussi montré qu'il existe une limite maximale de raideur des pièces pour laquelle la méthode n'est plus efficace. En effet, pour ces raideurs les jeux ne sont pas comblés et l'abattement sur la valeur de la pente ne permet pas d'identifier le défaut. Cette limite physique devra également faire l'objet d'études numériques ou expérimentales si la méthode doit être déployée.

Chapitre 5 Conclusion et Perspectives

Le choix d'une technique de serrage parmi les méthodes actuelles résulte d'un compromis entre précision, facilité et durée d'utilisation. Les méthodes précises offrant peu de dispersion sur la valeur de prétension installée ne sont utilisées que pour des assemblages bien particuliers car elles sont très chronophages (tensionneur) ou nécessitent un personnel qualifié (ultrason par exemple). En revanche, les méthodes rapides (serrage au couple, notamment) n'offrent pas une grande précision (dispersion de l'ordre de 30 % sur la valeur de prétension installée). Toutes ces techniques ont en commun le fait qu'aucune ne permet (en l'état) le contrôle de la qualité de l'accostage entre les pièces. Or, la qualité de l'accostage entre les pièces joue un rôle déterminant dans la durée de vie des assemblages sollicités en traction, tel qu'énoncé dans le premier chapitre. Pour les assemblages de cisaillements, bien qu'il n'existe pas d'essai de fatigue en présence de défauts, ceux-ci pourraient favoriser l'apparition du *fretting* et ainsi réduire les performances de l'assemblage.

Il faut donc créer une méthode aussi rapide que le serrage au couple mais qui permette le contrôle de la qualité de l'accostage et qui parallèlement réduise la dispersion sur la prétension.

Cette méthode, objet du travail présenté dans ce manuscrit, est basée sur l'étude des différents changements de pentes présentes sur la courbe de serrage : couple/angle de rotation de l'écrou.

Un algorithme a donc été développé pour réaliser le traitement de la courbe, car la méthode doit être automatique et ne nécessiter aucune action supplémentaire de la part de l'opérateur. Cet algorithme fait l'hypothèse de linéarité des différentes parties de la courbe et utilise une approximation linéaire pour calculer les coefficients directeurs des différents segments. Bien qu'il soit performant, une étude sur sa robustesse doit être réalisée avant de pouvoir envisager une utilisation industrielle.

La suite du second chapitre est consacrée à la présentation des modèles créés pour évaluer et développer notre méthode. Un modèle analytique tout d'abord, basé sur les modèles couramment utilisés dans la littérature, permettant de calculer le couple de serrage en fonction de l'angle de rotation de l'écrou et des différents paramètres géométriques de l'assemblage ainsi que des coefficients de frottements. Ce modèle permet pour chaque serrage d'avoir une évaluation des conditions de frottements, bien qu'il ait tendance à les sous-estimer. Le modèle éléments finis est un modèle 3D implicite, permettant, via la rotation de l'écrou, de simuler le serrage en présence de défauts. La principale originalité de ce modèle est qu'il prend en compte le freinage de l'écrou, celui-ci ayant subi une déformation plastique dans un calcul réalisé au préalable. Ces deux modèles ont été validés lors de la première campagne d'essais réalisée.

Cette campagne d'essais est présentée dans le troisième chapitre. Elle comprend des essais préliminaires réalisés sur des assemblages de référence sans défauts. Puis des cales sont introduites entre les plaques pour simuler des jeux et ainsi commencer à tester l'une des applications de la méthode : la détection de la fermeture des jeux. Des essais avec défauts sont ensuite réalisés pour évaluer l'impact de ces derniers sur la courbe de serrage. De cette première campagne d'essais plusieurs enseignements ont été tirés. Tout d'abord, la précision de la méthode est dépendante du taux d'échantillonnage des mesures réalisées par les visseuses. Bien que trivial, ce constat aura un impact sur l'industrialisation de la méthode. Le second enseignement porte sur le domaine d'application : en effet, celui-ci est fortement dépendant de la raideur des pièces à contrôler et des conditions limites. Si les pièces ne sont pas assez rigides, les jeux sont comblés sans être détectés et si elles le sont trop, il existe un risque que la pente de fermeture des jeux soit confondue avec une pente de serrage sans défaut. Enfin, le dernier enseignement réside dans le fait qu'il est difficile de dissocier les défauts – type bavure ou serrage dans les filets imparfaits – d'un jeu.

Le quatrième chapitre présente donc une amélioration de la méthode. La mesure du couple de réaction permet de lever en partie les limitations mises en lumière lors de la première campagne d'essais. Un second prototype, permettant à la fois la mesure de ce couple et un contrôle total de la visseuse est également présenté. Bien que les essais de mesure de la prétension n'aient pas abouti, ce prototype permet d'entrevoir le développement d'une méthode globale avec la gestion des jeux, du freinage et des frottements pour optimiser le serrage et les différents scénarios d'emploi, l'objectif ultime étant d'obtenir un moyen de serrage aussi simple qu'un serrage au couple mais ayant les performances d'un serrage sur fixation instrumentée (dispersion de l'ordre de 10 %).

Cependant, des améliorations sont nécessaires et doivent faire l'objet de travaux complémentaires. Ainsi une étude pourrait être réalisée pour valider le champ d'application de la méthode, soit de manière numérique telle que présentée dans le chapitre 4, soit par essai sur chacune des applications concernées. Il s'avère en effet difficile, pour ce genre de méthode, de prévoir tous les cas possibles au regard des conditions limites, épaisseurs des pièces, etc.

De plus, bien que cela ne concerne pas directement la méthode, une étude serait à prévoir à propos de l'impact des jeux sur la tenue en fatigue des assemblages, ceci afin de savoir s'il est nécessaire de contrer leur action une fois qu'ils sont détectés.

Un nouveau prototype est également envisageable avec un maintien de l'immobilisateur plus rigide afin d'améliorer encore la précision de la mesure. Par ailleurs, une étude sur la rigidité de l'ensemble et sur la répartition des couples serait indispensable si un modèle analytique du couple de réaction était envisagé.

Un algorithme plus robuste basé sur des méthodes de traitement du signal (comme la méthode des coefficients cachés de Markov) rendrait la méthode également plus robuste et plus précise, permettant une application industrielle.

Enfin, une étude plus approfondie du modèle éléments finis reprenant la modélisation du freinage serait intéressante à plusieurs titres, en particulier pour avoir une représentation plus fidèle de l'état de contraintes dans l'écrou au moment du serrage et anticiper ainsi des lieux d'amorce de fissure potentiels. Ce type de modélisation pourrait être également utilisé pour simuler des cas de desserrage.

Travaux cités

[ACH16] Achard, V., Daidie, A., Paredes, M., & Chirol, C. (2016). Cold expansion process on hard alooy holes-experimental and numerical evaluation. *Mechanics and Industry, 17*, 303.

[ALK05] Alkatan, F. (2005). Thèse de doctorat : Modélisation des raideurs des assemblages par éléments filetés précontraints. Toulouse : INSA.

[ASK16] Askri, R., Bois, C., Wargnier, H., & Lecomte, J. (2016). A reduced fastener model using Multi-connected rigid surfaces for the prediction of both local stress field and load distribution between fasteners. *Finite Element in Analysis and Design 110*, 32-42.

[BEN14] Benhaddou, T., Daidié, A., Stephan, P., Guillot, J., Chirol, C., & Tuery, J. B. (2014). Pretension influence on metallic shear joints. *Joint conference on Mechanical Design Engineering.* Toulouse.

[BI10] Bi, S., & Liang, J. (2010). Experimental studies and optimization of process parameters for burrs in dry drilling of stacked metal materials. *International Journal of Advanced manufacturing technologies(53), 867-876*

[BIC95] Bickford, J. (1995). *An introduction to the design and behavior of bolted joints.* Taylor and Francis Group.

[BLI09] Blisle, K. J. (2009.). Experimental and finite element analysis of a simplified aircraft wheel bolted joint model.

[BOU06] Bouchard, P., Fayolle, S., Mocellin, K., & Ravassard, P. (2006). Simulation des assemblages par déformation. Vers une approche intégrée de l'assemblage dans la phase de dimensionnement. *Journée internationale d'études ITCT.* Paris.

[CHA07] Chakhari, J. (2007). Thèse de doctorat : Modélisation d'une fixation par éléments filetés d'une structure à forte excentration de chargement et soumise à des sollicitations en fatigue. Toulouse : INSA.

[CHA12] Chakherlou, T., & Abazadeh, B. (2012). Experimental and numerical investigations about the combined effect of interference fit and bolt clamping on the fatigue behavior of Al 2024 doucle shear lap joints. *Materials And design, 33*, 425-435.

[CRO11] Croccolo, D., De Agostinis, M., & Vicenzi, N. (2011). Failure analysis of bolted joints: Effect of friction coefficients in torque-preloading relationship. *Engineering Failure Analysis*(18), 364-373.

[DAH07] Dahlström, S., & Lindkvist, L. (2007). Variation simulation of sheet metal assemblies using the method of influence coefficients with contact modelling. Göteborg, Chalmers University of technology: ASME, Journal of manufacturing science and engineering.

[DAI12] Daidie, A., & Paredes, M. (2011-2012). Polycopié de cours : Modélisation mécanique avancée. Toulouse : INSA.

[DAN10] Dang Honag, T., Herbelot, C., & Imad, A. (2010). Rupture and damage mechanism analysis of a bolted assembly using coupling techniques between A.R. and D.I.D. *Engineering Structures 32*, 2793-2803.

[ECS10] ECSS-E-HB-32-23 Working Group. (2010). Space engineering, Threaded fasteners handbook. *European cooperation for space standardization*.

[ELI03] N. Eliaza,b,*, G. Gheorghiuc, H. Sheinkopf c, O. Levic, G. Shemeshc, A. Ben-Mordechaic, H. Artzic (2003). Failures of bolts in helicopter main rotor drive plate assembly due to improper application of lubricant. *Engineering failure Analysis, 10*, 443-451. doi:10.1016/S1350-6307(03)00018-9

[ESD94] ESDEP, E. S. (1994). *Fatigue Behaviour of bolted Connections.*

[FAA09] FAA. (2009). Assessment of residual stresses and hole quality on the fatigue behavior of aircraft structural joints. Washington DC: Office of research and technology development.

[FUK08] Fukuoka, N. (2008). Proposition of helical thread modeling with accurate geometry and finite element analysis. *Journal of Pressure Vessel Technology, 130*.

[GRE66] Greenwood, J., & Williamson, J. (1966). Contact of nominally flat surfaces.

[GUI08] Guillot, J. (2008). Calcul des assemblages vissés - Assemblages soumis à une charge excentrée. *Technique de l'ingénieur.*

[HAY99] Hay, A. D. (1999, August 31). *Brevet n° 5945665.* USA.

[HE10] He, Y., Luo, F., Pan, M., Weng, F., Hu, X., Gao, J., & Liu, B. (2010). Pulsed eddy current technique for defect detection in aircraft riveted structures. *NDT&E International*(43), 176-181.

[HEI12] Heistermann, C., & Veljkovic, M. (2012). Bolts for slip resistant joints in towers for wind turbines. *Proceedings of the MENET Seminar.* Izmir.

[HWA13] Hwang H.Y., (2013). Bolted joint torque setting using numerical simulation and experiments. *Journal of Mechanical Science and Technology*(27), 1361-1371.

[HU03] Hu, S., Webbink, R., Lee, J., & Long, Y. (2003). Robustness evaluation for compliant assembly systems. Ann arbor, University of Michigan: ASME.

[ISO05] International, Organisation, for, & Standardization. (2005). ISO 16047 Eléments de fixation - Essais Couple/tension.

[JOH06] Johan, E., & Schön, J. (2006). Load transfer in multirow, single shear, composite-to-aluminium lap joints. KTH, Stockholm: Composites Science and Technology, Elsevier.

[KER55] Rudolf Kellermann et Hans-Christof Klein (1955). Untersuchungen über den Einfluß der Reibung auf Vorspannung und Anzugsmoment von Schraubenverbindungen, Konstruction, SpringerVerlag, vol. 2

[KIM00] Kim, J., Min, S., & Dornfeld, S. A. (2000). Optimization and control of drilling burr formation of AISI 304L and AISI 4118 based on drilling burr control charts. *Internationnal journal of machine tools and manufacture* (41) 923-936.

[KOR12] Korolija, A. (2012). *FE-modeling of bolted joint in structures Master Thesis in Solid Mechanics.* Linköping: LIU.

[KRI01] Krishnakumar, S., & Dhamari, R. (2001). Fatigue behaviour of aluminium alloy 7075 bolted joints treated with oily film corrosion compounds. Canberra, University of New South Wales: Materials and design, Elsevier.

[KUI08] Kuigang, Y., Sun, J., Xinmin, L., & Yanfeng, X. (2008). Modeling and analysis of compliant sheet metal assembly. *Assembly Automation* (28:3), 225-234.

[LAL08] Lalechos, A., Swingler, J., & Crane, J. (2008). Visualisation of the contact area for different contact forces using X-Ray computer tomography. *Proceedings of the 54th IEEE Holm Conference on Electrical Contacts.* Orlando FL.

[LAU03] Lauderbaugh Sanders, L. (2002). A finite element model of exit burrs for drilling of metals. *Journal Finite Elements in Analysis and Design*(40:2), 139-158.

[LIU97] Liu, S. C., & Hu, S. (1997). Variation simulation for deformable sheet metal assemblies using finite element methods. The University of Michigan, Ann Arbor: ASME, Journal of manufacturing science and engineering.

[MAL04] Malesys, N. (2004). Etat de surface.

[MAS94] Massol, J. (1994). Thèse de doctorat : Etude des assemblages boulonnés à chargement faiblement excentré soumis à des sollicitations de fatigue. Toulouse : INSA.

[MAT08] Mathurin, F. (2008). Thèse de doctorat : Etude du processus de vissage par vis autoformeuse et élaboration d'une méthode de dimensionnement adaptée. Toulouse : INSA.

[MCC02] McCarthy, M., Lawlor, V., Stanley, W., & McCarthy, C. (2002). Bolt-hole clearance effects and strength criteria in single-bolt, single-lap, composite bolted joints. University of Limerick, Limerick: Elsevier Science.

[MIN90] Minakuchi, Y., Shibuya, T., & Koizumi, T. (1990). Evaluation of the effect pf flatness on the contact pressure distribution between jointed plates by means of ultrasonic techniques. Yamanashi: Faculty of engineering, Yamanashi university.

[NEF12] Nefissi, N. (2012). Thèse de doctorat : Modélisation et mesure des efforts axiaux le long d'une fixation montée avec interférence. Application aux structures aéronautiques. Toulouse : INSA.

[KNI12] Knight, N.F., Warren J.E., Elliott K.B., Song, K., Raju I.S. (2012). Elastic-Plastic nonlinear response of a space shuttle external tank stringer. *53 rd AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference*.

[PAG76] Pagano, D. A. (1976, July 20). *Brevet n° 3,969,810.* US.

[PAR13] Paredes, M., Nefissi, N., & Sartor, M. (2013). Analytical studies of axial load transfert in an interference fit fastener assembly. *Proceedings of XXII International conference on Graphic Engineering.*

[PAU07] Pau, M. (2007). Application of an Ultrasonic Technique to Assess Contact Performance of Bolted Joints. Caligliari: Journal of Pressure Vessel Technology.

[PET14] Petukhova, M. V., Lupuleac, S. V., Shinde, Y. K., Smirnov, A. B., Yakunin, S. A., & Bretagnol, B. (2014). Numerical approach for airframe assembly simulation. *Journal of Mathematics in Industry, 4*.

[PEY07] Peyrou D., P. F. (2007). Effect of Contact Force Between Rough Surfaces on Real Contact Area and Electrical Contact Resistance. *MEMSWAVE Workshop.*

[REI05] Reiff, J. D. (2005). A Procedure for Calculation of Torque Specifications fo Bolted Joints with Prevailing Torque. *Journal of ASTM international*.

[ROU11] Roudge, M. (2011). Thèse de doctorat : Modélisation expérimentale par les réseaux de neurones du perçage multi-matériaux. Bordeaux.

[SAA02] Saadat, M., & Cretin, C. (2002). Dimensional variations during Airbus wing assembly. The university of Birmingham: Assembly Automation.

[SHA13] Shaik Gousia Yasmin, P. P. (2013). 3-D finite Element Analysis of Bolted Joint Using Helical Thread Model. *International Journal of Engineering Research and Technology*.

[STA02]Stanley, W., McCarthy, M., & Lawlor, V. (2002). Measurement of load distribution in multi-bolt composite joints, in the presence of varying clearance. University of Limerick, Limerick: Journal of Plastics, Rubber and Composites.

[STR13] Stricher, A. (2013). Thèse de doctorat : Tolérancement flexible d'assemblages de grandes structures aéronautiques. Cachan : LMT-LURPA-Cachan.

[THO95] Thollon, F. (1995). Thèse de doctorat : Conception et optimisation de capteurs à courants de Foucault pour la détection de défauts profonds dans des matériaux amagnétiques. Lyon : Ecole Centrale de Lyon.

[VDI03] VDI, V. D. (2003). Systematic calculation of high duty bolted joints. Joints with one cylindrical bolt.

[YAN13] Yang, G., Hong, J., Zhu, L., LI, B., Xiong, M., & Wang, F. (2013). Three-Dimensional Finite Element Analysis of the Mechanical Properties of Helical Thread Connection. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*.

[YEH01] Yeh, C., Wen, C., Chen, Y., Yeh, S., & Wu, C. (2001). An experimental investigation of thermal contact conductance across bolted joints. Da-Yeh University: Departement of Mechanical Engineering.

[YU15] Yu, Q., Zhou, H., & Wang, L. (2015). Finite element analysis of relationship between tightening torque and initial load of bolted connections. *Advances in mechanical engineering*, 1-8.

Table des figures

Figure Intro-1-1 Défauts dans un assemblage riveté 3
Figure 1.1-1 Exemple de fixations utilisées en aéronautique (source Airbus) 9
Figure 1.1-2 Processus d'assemblage avec dégroupage [STR13] 9
Figure 1.1-3 Machine de perçage semi-automatique posée sur une grille de perçage 10
Figure 1.1-4 Pose du mastic d'interposition et des fixations temporaires 10
Figure 1.2-1 Assemblage de traction (a) et assemblage de cisaillement (b) 11
Figure 1.2-2 Variations de longueur en fonction des efforts 12
Figure 1.2-3 Diagramme effort déplacement dans un assemblage 13
Figure 1.2-4 Diagramme de comportement d'un boulon [DAI12] 13
Figure 1.2-5 Mode de rupture en fonction du mode de transfert d'effort [ESD94] 14
Figure 1.2-6 Mode de transfert en fonction de l'effort appliqué [BEN14] 15
Figure 1.2-7 Instrumentation des vis [STA02] 15
Figure 1.2-8 Influence du jeu diamétral dans un joint multiboulon 16
Figure 1.2-9 Répartition des différentes phases suivant l'effort appliqué [DAN10] 16
Figure 1.2-10 Effet de la lubrification sur la tenue en fatigue 17
Figure 1.2-11 Prédiction des sites d'amorçage de fissure et comparaison avec des essais réels [BEN14] 17
Figure 1.2-12 Modèle poutre fléchie [CHA07] 18
Figure 1.2-13 Assemblage multifixation soumis à de la tension [KOR12] 19
Figure 1.2-14 Défauts lors de l'assemblage par rivet et modélisation éléments finis associée (en bas) [KNI12] 19
Figure 1.2-15 Gestion des contacts sous ASRP [PET14] 20
Figure 1.2-16 Exemple de modèle axisymétrique d'un assemblage boulonné [BLI09] 20
Figure 1.2-17 Modèle de simulation du procédé d'expansion à froid [ACH16] 21
Figure 1.2-18 Modèle 3D [BEN14] 21
Figure 1.2-19 Vue des conditions limites appliquées au modèle de Hwang [HWA13] 22
Figure 1.2-20 Comparaison coupe expérimentale / coupe numérique, procédé de rivetage autopoinçonneur [BOU06] 22
Figure 1.2-21 Comparaison microcoupe-simulation du procédé de vissage par vis autoformeuse [MAT08] 23
Figure 1.3-1 Tiré de [ELI03] : vue de fixations rompues 24
Figure 1.3-2 Courbe prétension/angle lors du serrage 25
Figure 1.3-3 Principe de fonctionnement d'un tensionneur [BIC95] 26
Figure 1.3-4 Tiré du catalogue de la société TML 26
Figure 1.3-5 Vis instrumentée par des jauges placées en périphérie [CHA07] 26
Figure 1.3-6 Principe d'application issu de [HAY99] et exemple de fixation instrumentée par Nefissi [NEF12] 27
Figure 1.3-7 Mesure ultrason embarquée dans la visseuse, tiré de [PAG76] 27
Figure 1.3-8 Vue en coupe d'un Rotabolt 28
Figure 1.3-9 Rondelle type PLI 28
Figure 1.3-10 Rondelle instrumentée tirée de [CHA12] (à gauche) et Rondelle type DTI (à droite) 29
Figure 1.3-11 Précision associée aux différents moyens de serrage 29
Figure 1.4-1 Répartition des défauts dans un assemblage boulonné 30
Figure 1.4-2 Défauts de perçage pour les différents matériaux [ROU11] 31
Figure 1.4-3 Bavure uniforme, Bavure de transition, Bavure couronne [KIM00] 32
Figure 1.4-4 Type de bavures en fonction de l'avance (Fn) et de la vitesse de coupe S et distribution des tailles des bavures [KIM00] 32
Figure 1.4-5 Répartition des bavures dans un perçage multicouche 33
Figure 1.4-6 Exemples de l'effet des paramètres du perçage sur la taille de la bavure 33
Figure 1.4-7 Exemples de calcul des contraintes principales sous le foret en bordure du perçage 34
Figure 1.4-8 Détails des nervures dans un caisson de voilure 35
Figure 1.4-9 Séquence d'assemblage 36
Figure 1.4-10 Ordres de défauts considérés 37
Figure 1.4-11 Méthode du calcul de l'évolution de la conductivité électrique en fonction de l'effort de contact [PEY07] 38
Figure 1.5-1 Evolution de la conductivité en fonction de la rugosité ainsi que du nombre de boulons pour une même valeur de serrage de [YEH01] 39

Figure 1.5-2 Comparaisons entre film sensible et contrôle par ultrason [PAU07-1] 39
Figure 1.5-3 Géométrie des disques en contact et graphique pression/rayon 40
Figure 1.5-4 Coupe montrant la rondelle et les pièces d'un assemblage boulonné, extraite de la reconstruction en 3D 40
Figure 1.5-5 Principe de montage du contrôle par courant de Foucault pulsé et type de réponse en présence de défauts [HE] 41
Figure 2.1-1 Courbe de serrage en présence de jeu entre les pièces 46
Figure 2.1-2 Courbe de serrage idéalisée avec identification des différentes parties 46
Figure 2.2-1 Calcul du résidu 47
Figure 2.2-2 Schéma du principe de fonctionnement de l'algorithme contrôle a posteriori 48
Figure 2.3-1 Découpage simplifié de la vis 51
Figure 2.3-2 Découpage selon le modèle VDI 51
Figure 2.3-3 Modèle équivalent pour le calcul de raideur [ALK05] 53
Figure 2.4-1 Correspondance des unités dans Abaqus 54
Figure 2.4-2 Maillage de la section (a), aperçu des filetages de la vis et de l'écrou (b) et assemblage complet (c) [FUK08] 55
Figure 2.4-3 Comparaison des résultats obtenus avec les modèles analytiques et présentation du maillage [YU15] 55
Figure 2.4-4 Import et maillage des parties lisses des fixations 56
Figure 2.4-5 Import et maillage du filetage de la vis 56
Figure 2.4-6 Norme MIL 8879 57
Figure 2.4-7 Vue d'ensemble du modèle 57
Figure 2.4-8 Maillage fin (0,2 mm) en haut et maillage standard (0,4 mm) en bas 58
Figure 2.4-9 Courbes de serrage pour deux tailles d'éléments 58
Figure 2.4-10 Répartition des contraintes de Von Mises pour un maillage fin 59
Figure 2.4-11 Répartition des contraintes de Von Mises pour un maillage standard 59
Figure 2.4-12 Comparaison maillages quadratiques et linéaires, diamètre 5,56 épaisseur à serrer de 4 mm 59
Figure 2.4-13 Comparaison des simulations avec et sans loi plastique des matériaux 60
Figure 2.4-14 Répartition des contacts 61
Figure 2.4-15 Zone de contact entre la plaque supérieure et le fût de la vis, entourée par le rectangle 61
Figure 2.4-16 Utilisation d'un point rigide (écrou à gauche et vis au milieu) et outil rigide vis et outil rigide écrou (partiellement découpé, à droite) 62
Figure 2.4-17 Comparaison de la simulation avec outil rigide et couplage cinématique 62
Figure 2.4-18 Conditions limites du modèle éléments finis 63
Figure 2.4-19 Comparaison des résultats prétension/couple entre modèle analytique et simulation épaisseur 4 mm 64
Figure 2.4-20 Comparaison des résultats couple/angle entre modèle analytique et simulation épaisseur 4 mm 64
Figure 2.4-21 Comparaison des résultats prétension/angle entre modèle analytique et simulation épaisseur 4 mm 65
Figure 2.4-22 Comparaison des résultats prétension/couple entre modèle analytique et simulation épaisseur 9 mm 65
Figure 2.4-23 Comparaison des résultats couple/angle entre modèle analytique et simulation épaisseur 9 mm 65
Figure 2.4-24 Comparaison des résultats prétension/angle entre modèle analytique et simulation épaisseur 9 mm 66
Figure 2.4-25 Comparaison des résultats prétension/couple entre modèle analytique et simulation épaisseur 14,2 mm 66
Figure 2.4-26 Comparaison des résultats couple/angle entre modèle analytique et simulation épaisseur 14,2 mm 66
Figure 2.4-27 Comparaison des résultats prétension/angle entre modèle analytique et simulation épaisseur 14,2 mm 67
Figure 2.4-28 Impact du frottement sur la relation couple/angle 67
Figure 2.4-29 Evolution de la différence entre les modèles en fonction du coefficient de frottement 68
Figure 2.5-1 Reconstruction d'une surface à partir d'un nuage de points et surfaces reconstruites avant collage 69
Figure 2.5-2 Pièce reconstruite et maillée sous Abaqus 70
Figure 2.5-3 Stratégies de modélisation pour la déformation de l'écrou, titane à gauche et acier à droite 70
Figure 2.5-4 Comparaison entre la déformée issue du calcul et un écrou réel en titane (à gauche) et un écrou acier (à droite) 71
Figure 2.5-5 Ecrou titane vu de dessus et de profil après calcul 71
Figure 2.5-6 Ecrou déformé et vis avant serrage (à gauche), filetage complet de la vis (à droite) 72
Figure 2.5-7 Evaluation des modifications apportées au modèle éléments finis 72
Figure 2.5-8 Comparaison Essai-simulation avec freinage, écrou acier 73
Figure 2.5-9 Décalage angulaire des indenteurs pour les écrous acier 73

Figure 2.5-10 Comparaison Essai-simulation avec freinage, après modification des indenteurs écrou acier 74
Figure 3.0-1 Schéma du montage et éprouvette réelle 76
Figure 3.1-1 Banc d'essai pour la mesure des coefficients de frottements 78
Figure 3.1-2 Evolution des couples et de la prétension lors du serrage 79
Figure 3.1-3 Evolution des coefficients de frottements en fonction de la prétension 79
Figure 3.2-1 Une vis courte à gauche et une longue à droite 80
Figure 3.2-2 Visseuse sans fil utilisée lors des essais 80
Figure 3.2-3 Douille et immobilisateur 80
Figure 3.2-4 Echantillon placé dans son support 81
Figure 3.2-5 Essais de référence, épaisseur totale 9 mm 81
Figure 3.2-6 Essais de référence, épaisseur totale 4 mm 82
Figure 3.2-7 Comparaison des cas de référence vis courte et longue, écrous acier 82
Figure 3.2-8 Epaisseur totale 4 mm 83
Figure 3.2-9 Epaisseur totale 9 mm 83
Figure 3.2-10 Essais avec jeux, longues vis 84
Figure 3.2-11 Essais avec jeux, longues vis filtrées 84
Figure 3.2-12 Comparaison entre essais avec jeu et essai de référence (épaisseur 9 mm) 85
Figure 3.2-13 Résultat du serrage et coupe micrographique sur essai arrêté 85
Figure 3.2-14 Essais avec jeux vis courte 86
Figure 3.2-15 Coupe micrographique vis longue et jeu de 0,3 mm 86
Figure 3.2-16 Comparaison entre une éprouvette découpée et la simulation vis longue, jeu de 0,3 mm 87
Figure 3.2-17 Comparaison entre une éprouvette découpée et la simulation vis courte, jeu de 1 mm 87
Figure 3.2-18 Répartition des points de mesures 88
Figure 3.2-19 Visseuse filaire Atlas Copco 89
Figure 3.2-20 Essais réalisés avec la visseuse filaire (en haut) et avec la visseuse sans fil (en bas) 89
Figure 3.2-21 Réutilisation écrou acier 90
Figure 3.2-22 Comparaison entre écrou acier et titane pour des vis longues 91
Figure 3.2-23 Comparaison entre écrou acier et titane pour des vis courtes 92
Figure 3.2-24 Réutilisation écrou titane vis courtes 92
Figure 3.2-25 Mesure de l'épaisseur de peinture à l'interface 93
Figure 3.2-26 Résultats d'essais réalisés sur des plaques sans peinture 93
Figure 3.2-27 Résultats d'essais réalisés sur des plaques sans revêtement, zoom sur la partie linéaire 93
Figure 3.2-28 Géométries des bavures 94
Figure 3.2-29 Mesure des bavures au profilomètre 94
Figure 3.2-30 Mesures des bavures pour le cas 1 94
Figure 3.2-31 Mesures des bavures pour le cas 2 95
Figure 3.2-32 Eprouvette prête à être serrée 95
Figure 3.2-33 Serrage d'une plaque avec bavure 0,1 mm comparé à un cas de référence 95
Figure 3.2-34 Serrage d'une plaque avec bavure 0,2 mm comparé à un cas de référence 96
Figure 3.2-35 Coupe micrographique d'un essai avec bavure 96
Figure 3.2-36 Décalage de la bavure par rapport au perçage 97
Figure 3.2-37 Mesures des bavures « larges » 97
Figure 3.2-38 Coupe micrographique d'un essai avec bavure « large » 97
Figure 3.2-39 Comparaison entre un essai de serrage sur bavure large et un essai de référence 98
Figure 3.2-40 Comparaison entre essais de serrages sur bavures larges 98
Figure 3.2-41 Plaque inférieure avant serrage 99
Figure 3.2-42 Serrage d'une plaque avec copeaux comparé à un cas de référence 99
Figure 3.2-43 Aperçu des éprouvettes après démontage 99
Figure 3.2-44 Résultat d'essai pour un serrage sans chanfrein 100
Figure 3.2-45 Coupe micrographique d'un essai sans chanfrein 100
Figure 3.2-46 Courbes de référence, serrage sur matériaux composites 101
Figure 3.2-47 Coupe micrographique d'un essai de référence sur plaque composite 101
Figure 3.2-48 Coupe micrographique d'un essai sans chanfrein sur une plaque composite 101
Figure 3.2-49 Résultat d'essai pour un serrage sans chanfrein sur une plaque composite 102
Figure 3.2-50 Résultats d'essai de serrage sur mastic frais 103
Figure 3.2-51 Poche de mastic à l'interface et en bordure des plaques 103
Figure 3.2-52 Résultats d'essai de serrage sur mastic polymérisé 104

Figure 3.2-53 Répartition du mastic après découpe de l'échantillon 104
Figure 3.2-54 Zoom sur la zone de contact entre les pièces (alésage et fût de la vis à droite) 104
Figure 3.3-1 Eprouvette serrée (à gauche) et moyen de serrage (à droite) 105
Figure 3.3-2 Essai de référence fixation de diamètre 25,4 montée en interférence 105
Figure 3.3-3 Comparaison entre un essai de référence et des essais avec jeux, fixations de 25,4 de diamètre en interférence 106
Figure 3.4-1 Copeaux résultant d'un serrage dans les filets imparfaits 106
Figure 3.4-2 Contact entre les filets de l'écrou et la zone de transition de la vis 107
Figure 3.4-3 Immobilisateur endommagé à la suite d'un serrage dans les filets imparfaits 107
Figure 3.4-4 Jauge utilisée pour la sélection de vis 107
Figure 3.4-5 Essai de serrage sur jeu et filets imparfaits 108
Figure 3.4-6 Immobilisateur avant serrage (a), immobilisateur vrillé (b) et éprouvette après serrage 108
Figure 3.5-1 Eléments constitutifs d'une épingle au repos 109
Figure 3.5-2 Fermeture d'un jeu en utilisant une fixation temporaire (non fermé à gauche) 110
Figure 3.5-3 Pénétration du bec dans l'alésage 110
Figure 3.5-4 Courbes de serrage sur épingles 110
Figure 3.5-5 Fixation temporaire sans ressort 111
Figure 3.5-6 Courbes de serrage sur épingles modifiées 111
Figure 3.6-1 Fixation temporaire Centrix® 112
Figure 3.6-2 Essai avec cales en position proche (à gauche) et essai avec cales en positions éloignées (à droite) 112
Figure 3.6-3 Résultats des essais de serrage pour un empilage d'épaisseur moyenne 112
Figure 3.6-4 Jeu non fermé, essai avec cale en position proche sur un empilage de forte épaisseur 113
Figure 3.6-5 Résultats des serrages pour un empilage de forte épaisseur 113
Figure 3.7-1 Vue du banc d'essai et de la simulation Abaqus associée 114
Figure 3.7-2 Répartition des jeux au droit des fixations 114
Figure 3.7-3 Résultats issus de la simulation et des essais sur le banc 115
Figure 3.8-1 Bilan de la première campagne d'essais 116
Figure 4.1-1 Visseuse sans fil Atlas Copco ETP-STB32-12-10 120
Figure 4.1-2 Prototype de mesure de couple de réaction avec un capteur de force 120
Figure 4.1-3 Essai de calibration pour le capteur de force 121
Figure 4.1-4 Valeurs de couples mesurées par la visseuse et le capteur en fonction du temps 121
Figure 4.1-5 Valeurs de couples mesurées par la visseuse et le capteur en fonction de l'angle 121
Figure 4.1-6 Vue du support en aluminium 122
Figure 4.1-7 Vue du modèle éléments finis (à gauche) et éléments réels correspondants 122
Figure 4.1-8 Courbes des serrages issues de la simulation et de l'essai de référence, avec mesure du couple de réaction 123
Figure 4.1-9 Mesure du couple et du couple de réaction pour un essai avec jeu de 0,3 mm vis longue 123
Figure 4.1-10 Résultat donné par l'algorithme appliqué à une courbe couple de réaction/angle pour un essai avec jeu de 0,3 mm 124
Figure 4.1-11 Second essai de mesure du couple et du couple de réaction, jeu de 0,3 mm et vis longue 124
Figure 4.1-12 Mesure du couple et du couple de réaction pour un essai avec jeu de 0,3 mm vis courte 125
Figure 4.1-13 Mesure du couple et du couple de réaction pour un essai avec jeu de 1 mm vis courte 125
Figure 4.1-14 Mesure du couple et du couple de réaction pour un second essai avec jeu de 1 mm vis courte 126
Figure 4.1-15 Essai de serrage avec bavure et mesure du couple de réaction 126
Figure 4.1-16 Couple de réaction seul lors d'un essai de serrage avec bavure 127
Figure 4.1-17 Serrage à vide dans les filets imparfaits 127
Figure 4.1-18 Essai de serrage dans les filets imparfaits avec jeu initial et mesure du couple de réaction 128
Figure 4.1-19 Bilan mesure du couple de réaction 128
Figure 4.2-1 Schéma tiré du catalogue de la société TML et exemple d'installation de fibres à réseaux de Bragg (Nefissi, 2012) 129
Figure 4.2-2 Jauge de déformation pour la mesure de la prétension et Chemin servant à la mesure de déformation 130
Figure 4.2-3 Répartition de la déformation axiale pour différentes valeurs de perçage 130
Figure 4.2-4 Répartition des déformations sur la circonférence en fonction de la profondeur 131
Figure 4.2-5 Essai de calibration des fixations instrumentées 131
Figure 4.2-6 Premiers essais de calibration des vis instrumentées 132
Figure 4.2-7 Fissure dans la résine 133
Figure 4.2-8 Courbe d'étalonnage des vis instrumentées avec des jauges seules 133

Figure 4.2-9 Mesure de la prétension lors du serrage 133
Figure 4.2-10 Essai de serrage sur fixation instrumentée 134
Figure 4.2-11 Simulation perçage diamètre 5,56 mm 134
Figure 4.2-12 Courbes de serrage pour vis instrumentées avec jeux 135
Figure 4.2-13 Evolution de la prétension pour des essais de serrage avec jeux 135
Figure 4.2-14 Comparaison entre une vis avec perçage et une vis sans perçage diamètre 6,35 mm 136
Figure 4.2-15 Courbe d'étalonnage des vis instrumentées diamètre 6,35 mm 136
Figure 4.2-16 Contrôle du fluage de vis instrumentées diamètre 6,35 mm 137
Figure 4.2-17 Comparaison essai de serrage de référence pour une vis instrumentée de diamètre 6,35 mm 137
Figure 4.2-18 Comparaison essais-modèles de la relation prétension/angle diamètre 6,35 137
Figure 4.2-19 Influence du couple de serrage sur la valeur finale de prétension diamètre 6,35 mm 138
Figure 4.2-20 Essais de fermeture de jeux diamètre 6,35 mm 138
Figure 4.2-21 Comparaison essai simulation serrage avec jeu 0,15 mm diamètre 6,35 mm 139
Figure 4.2-22 Coupe micrographique essai avec jeu 0,15 mm diamètre 6,35mm 139
Figure 4.2-23 Etude numérique/expérimentale sur le champ d'application de la méthode 139
Figure 4.3-1 Schéma du fonctionnement du prototype 140
Figure 4.3-2 Prototype prêt à l'emploi 140
Figure 4.4-1 Essai de calibration de la mesure du couple de réaction 141
Figure 4.4-2 Essais réalisés après modification de l'axe 141
Figure 4.4-3 Premiers essais de serrages réalisés avec le prototype 142
Figure 4.4-4 Evolution du couple de réaction lors du serrage 142
Figure 4.4-5 Comparaison entre les essais réalisés avec la visseuse filaire et le prototype 143
Figure 4.4-6 Comparaison entre les résultats donnés par les deux prototypes 143
Figure 4.4-7 Vue d'ensemble des éléments utilisés dans la simulation 143
Figure 4.4-8 Comparaison entre essai et simulation du prototype 144
Figure 4.5-1 Comparaison des courbes de serrage des vis longues et courtes 145
Figure 4.5-2 Mesure du couple et du couple de réaction pour un essai avec jeu de 0,3 mm vis courte 146
Figure 4.5-3 Aperçu du logiciel ASRP 146
Figure 4.5-4 Principe de fonctionnement du contrôle en temps réel du serrage 147
Figure A1.0-1 Echantillon une fois serré 163
Figure A1.0-2 Résultats essais de serrage en fonction de la vitesse 163
Figure A1.0-3 Résultats essais de serrages pour les hautes vitesses 164
Figure A2.0-1 Répartition des déformations 165
Figure A2.0-2 Dimension de la jauge utilisée 165
Figure A2.0-3 Positionnement de la jauge 165
Figure A2.0-4 Jauge montée sur son support vue de profil (à gauche) et vue de dessus (à droite) 165
Figure A2.0-5 Résine, durcisseur et seringue pour l'injection 166
Figure A2.0-6 Vis prêtes pour la polymérisation en étuve 166
Figure A3.0-1 Schéma du fonctionnement du prototype 167
Figure A3.0-2 Moteur électrique 167
Figure A3.0-3 Capteur de couple statique 168
Figure A3.0-4 Amplificateur 168
Figure A3.0-5 Capteur de couple rotatif 168
Figure A3.0-6 Carte de contrôle « PhidgetMotorControl » 169
Figure A3.0-7 Interface côté visseuse (à gauche) et ensemble porte douille-douille (à droite) 170
Figure A3.0-8 Interface du prototype (à gauche) et dessin de l'axe (à droite) 170
Figure A3.0-9 Vue en coupe du guidage de l'axe central 170
Figure A3.0-10 Vue d'ensemble du système permettant la transmission du couple de réaction 171
Figure A3.0-11 Pièce réalisée par découpage au jet d'eau 171
Figure A3.0-12 Vue d'ensemble des éléments utilisés dans la simulation 171
Figure A3.0-13 Répartition des déformations dans le système permettant la transmission du couple de réaction 172
Figure A3.0-14 Système à ressort maintenant l'immobilisateur en position basse 172
Figure A3.0-15 Boîtier d'alimentation vue avant (à gauche) et vue arrière (à droite) 172
Figure A3.0-16 Schéma du câblage électrique 173
Figure A3.0-17 Prototype prêt à l'emploi 173

Annexes

Annexe 1 : Evaluation de l'influence de la vitesse de serrage

L'une des exigences venant du milieu industriel correspond au fait de s'assurer que la méthode de monitoring du serrage proposée ne pénalisera pas les cadences de production, en imposant des vitesses de serrages et de traitements des données susceptibles de ralentir le processus actuel.
Une petite série d'essais de serrage sur un cas avec jeu de 0,3 mm sur une fixation de diamètre 5,56 mm et une épaisseur à serrer de 9 mm (correspondant au cas vis longue de la première campagne d'essais) est réalisée en faisant varier la vitesse de serrage de la visseuse.

Figure A1.0-1 Echantillon une fois serré

Cette vitesse est exprimée par le constructeur lors de la programmation de la machine, en pourcentage de la vitesse maximale de serrage (655 rpm pour la visseuse ayant servi à cette série d'essais).

Tableau A1.0-1 Correspondance vitesse visseuse

Vitesse en %	5 %	10 %	15 %	20 %	45 %	50 %
Vitesse en rpm	32,75	65,5	98,25	131	294,75	327,5

Les résultats des essais sont les suivants : la première série ci-dessous présente les résultats pour les vitesses de rotation les plus faibles (5 %, 10 % et 15 %, respectivement). Le comportement est sensiblement le même avec un point de mesure tous les 2-3°.

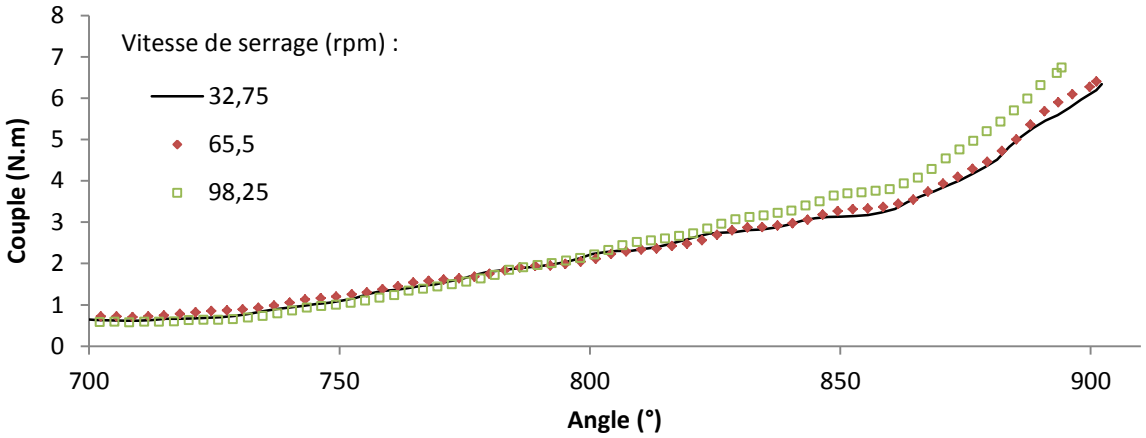


Figure A1.0-2 Résultats essais de serrage en fonction de la vitesse

Pour les vitesses supérieures maintenant, les points sont légèrement plus espacés : un point tous les 3° à 20 %, 5° à 45 % et 6° à 50 %. Mais l'observation principale est réalisée sur la valeur de couple final. En effet, à ces vitesses, la visseuse n'a pas le temps de ralentir et de stopper le serrage au bon moment, entraînée par son inertie. Les consignes de couples (6,2 N.m max) sont alors largement dépassées, suscitant un serrage non conforme. Pour pallier ce problème, il existe des consignes de couple évolutives où la vitesse peut varier en fonction des étapes : rapide pour l'approche pour ainsi gagner du temps, et plus lent pour la fin du serrage.

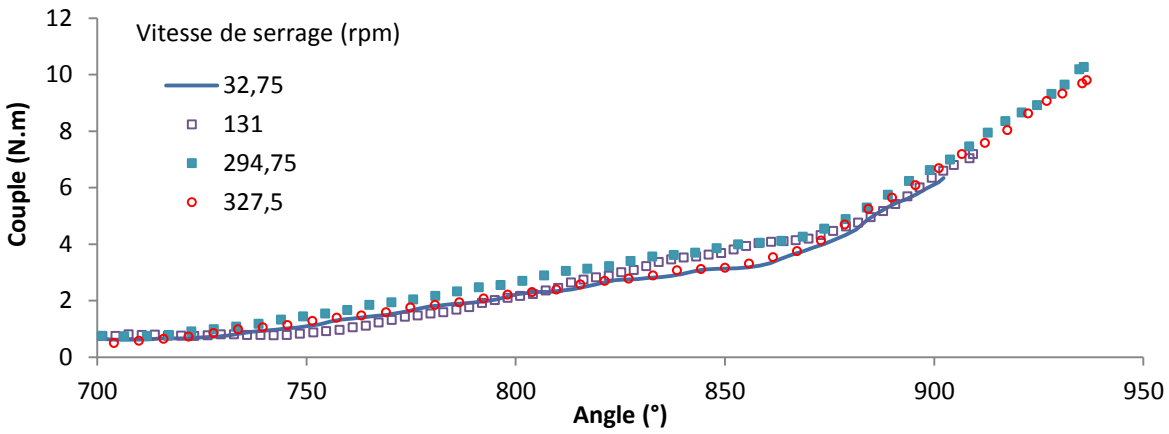


Figure A1.0-3 Résultats essais de serrages pour les hautes vitesses

En revanche, à l'exception de ce dépassement de couple, la vitesse de serrage n'aura pas d'influence sur la méthode proposée dès lors qu'elle procure suffisamment de points de mesure.

Annexe 2 : Instrumentation des fixations de diamètre 6,35 mm

Comme pour les vis de diamètre 5,56 mm, une simulation préliminaire est réalisée afin de déterminer la profondeur d'installation des jauges. La vis est donc percée sur une longueur de 15 mm et les déformations sont mesurées le long d'un axe tel que :

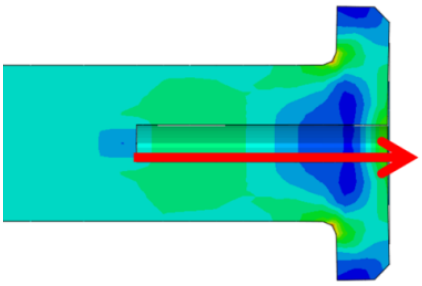


Figure A2.0-1 Répartition des déformations

La jauge a une longueur de 1 mm avec les dimensions suivantes.

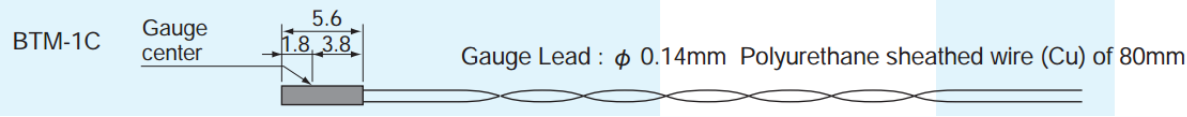


Figure A2.0-2 Dimension de la jauge utilisée

Le positionnement final de la jauge est présenté sur le graphique ci-dessous, en utilisant les déformations mesurées sur la simulation.

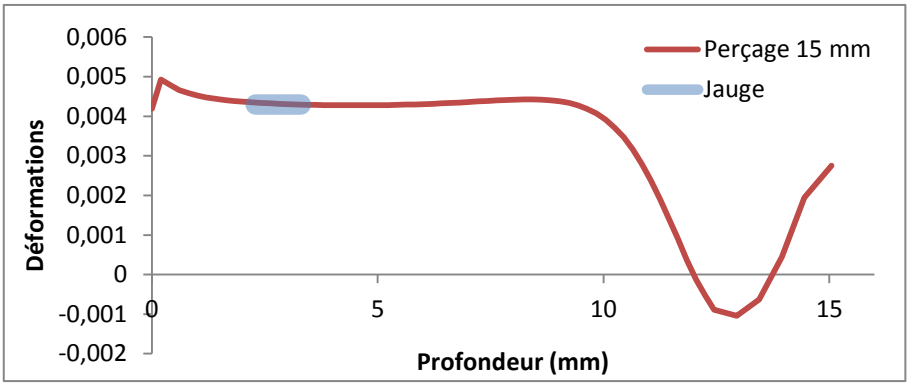


Figure A2.0-3 Positionnement de la jauge

Le support est un support en nylon, légèrement rectifié pour que la jauge soit complètement entourée de résine.

Figure A2.0-4 Jauge montée sur son support vue de profil (à gauche) et vue de dessus (à droite)

Une fois la jauge collée sur le support, les vis sont préparées via une attaque chimique : Acide nitrique HNO3 à 50 %, représentant 20 % en volume (8 ml d'eau + 2 ml de HNO3) pendant 10 minutes avant un rinçage à l'eau déminéralisée. Elles sont ensuite séchées dans une étuve le temps de préparer la résine.
Le mélange résine durcisseur (ratio de 10 :1) est fourni par la même entreprise que les jauges.

Une fois le mélange réalisé, celui-ci est également placé dans l'étuve à 60°C pour être plus fluide en vue de l'injection.
La résine est injectée dans le perçage depuis le fond du trou à l'aide d'une seringue pour éviter les bulles d'air.

Figure A2.0-5 Résine, durcisseur et seringue pour l'injection

Puis les vis sont laissées à température ambiante pendant 12 heures avant de passer à la polymérisation. Celle-ci a lieu à 140°C pendant 3 heures.

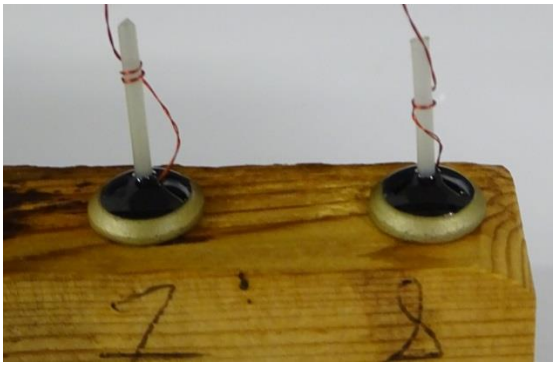


Figure A2.0-6 Vis prêtes pour la polymérisation en étuve

Les vis sont alors prêtes à être étalonnées en utilisant une machine de traction et le montage décrit dans le troisième chapitre.

Annexe 3 : Conception du prototype

Lors de la seconde campagne d'essais, l'utilisation de la mesure du couple de réaction a permis d'améliorer considérablement la méthode de monitoring du serrage que nous proposons. Cela nous a amené à développer un nouveau prototype de visseuse instrumentée.
Le prototype doit répondre à une problématique relativement simple : serrer une large gamme de fixations filetées maintenues côté écrou, en mesurant simultanément le couple de serrage, le couple de réaction et l'angle de rotation entre la vis et l'écrou. L'architecture globale du prototype sera la suivante :

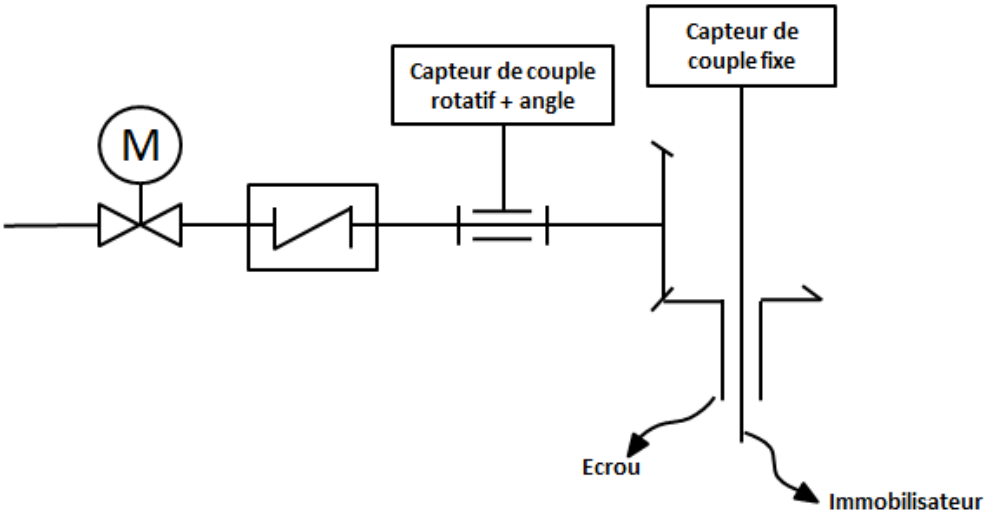


Figure A3.0-1 Schéma du fonctionnement du prototype

Un moteur électrique est lié au capteur rotatif via un accouplement élastique pour corriger les défauts d'alignement. En sortie du capteur se trouve un renvoi d'angle comprenant des axes creux, afin de permettre le passage d'un axe solidaire de l'immobilisateur. Cet axe est lié à un capteur de couple statique tandis que la sortie du renvoi d'angle est compatible avec les porte-douilles utilisés sur les visseuses industrielles.

Moteur et capteur

Voici les différents éléments constituant le prototype. Tout d'abord, le moteur (Figure A3.0-2) pour entraîner le serrage, un capteur de couple statique (Figure A3.0-3) avec son amplificateur (Figure A3.0-4) et un capteur de couple rotatif (Figure A3.0-5) mesurant également l'angle de rotation.

Tension nominale: 24 V

Courant nominal: 2,2 A

Vitesse maximale à la tension nominale: 15 Rpm

Couple maximal: 17N.m

Poids: 2 kg

Figure A3.0-2 Moteur électrique

La capacité maximale du moteur conditionne le choix des capteurs de couples. Ainsi, le couple maximal étant de 17 N.m, le capteur rotatif choisi a une capacité maximale de 20 N.m. Pour le capteur statique, différentes capacités sont disponibles mais ne sachant pas, a priori, la proportion de couple de réaction pouvant être reprise par ce capteur, la capacité maximale a été retenue. En effet, dans le cas de serrage dans les filets imparfaits, les résultats des essais réalisés précédemment ont montré que le couple de réaction augmente considérablement par rapport à un cas de référence et peut se rapprocher de la valeur du couple de serrage. Avec 12 N.m de capacité maximale, une bonne marge de sécurité est prise sans pour autant trop limiter la capacité du prototype.

Sortie nominale: 2 mV/V nom

Alimentation: 18 V Max

Non linéarité: ± 0,2 %

Couple maximal: 12N.m

Poids: 65 g

Figure A3.0-3 Capteur de couple statique

Sortie nominale: 2 mV/V

Alimentation: 14-26 V

Non linéarité: ± 0,01 %

Figure A3.0-4 Amplificateur

Sortie nominale: 5 mV/V

Alimentation: 11-26 V

Non linéarité: ± 0,2 %

Couple maximal: 20 N.m

Poids: 590 g

Figure A3.0-5 Capteur de couple rotatif

L'ensemble de ces éléments est piloté en utilisant une carte provenant du même fournisseur que le moteur (Figure A3.0-6).

Figure A3.0-6 Carte de contrôle « PhidgetMotorControl »

Cette carte permet de contrôler la vitesse du moteur tout en mesurant sa consommation électrique. Cette carte possède également deux entrées pour des capteurs délivrant un signal analogique, deux entrées pour des capteurs numériques et une entrée pour la mesure d'angle. Elle correspond donc parfaitement au besoin. La carte est ensuite reliée à l'ordinateur via un câble USB. La gestion des paramètres du moteur et la mesure des données se font via un programme écrit en Python. Le fournisseur de la carte procure également des fonctions pré-écrites qu'il faut appeler dans le programme afin d'obtenir les informations souhaitées. Deux options sont alors disponibles : soit l'information est envoyée depuis le capteur à chaque fois qu'un événement particulier survient (par exemple l'utilisateur peut coder le programme pour avoir une mesure des différents paramètres à chaque degré de rotation de l'écrou), ou alors, les informations sont envoyées en continu à la carte et de la carte à l'ordinateur, la fréquence d'acquisition dépendant alors du temps de réponse de la prise USB, soit 8 ms. La première approche (appelée « *event driven* ») est la plus séduisante car elle permet d'obtenir un taux d'échantillonnage précis, mais elle est plus complexe à coder. La seconde approche est retenue dans un premier temps afin de ne pas ajouter de la complexité : un délai entre chaque acquisition est paramétrable, la carte faisant la moyenne des différentes valeurs durant le laps de temps écoulé.

Une première version du programme, dite de base, consiste à mesurer simultanément les différents couples et l'angle jusqu'à ce qu'une consigne de couple soit atteinte. Les données sont ensuite stockées et exportées sur un fichier afin de pouvoir être traitées ultérieurement. Il s'agit d'un programme de premier niveau tel qu'il existe actuellement dans les visseuses asservies : la détection des défauts, la mesure des jeux et si possible la prédiction de la prétension installée seront introduites par la suite lorsque le système sera suffisamment robuste.

Conception des liaisons

L'une des caractéristiques conditionnant la conception du prototype est l'interopérabilité avec les matériels existants au sein du laboratoire. Les porte-douilles avec système de changement rapide et immobilisateur intégré (Figure A3.0-7) doivent être utilisables sur le prototype, conditionnant de fait l'interface de sortie du prototype.
Pour pouvoir mesurer simultanément le couple de serrage et celui de réaction, cet axe doit être percé sur toute sa longueur et il est nécessaire d'utiliser un renvoi d'angle dont les axes sont creux.

Pour pouvoir supporter un couple de 20 N.m, ce type de renvoi d'angle est très volumineux, entraînant une augmentation du poids global du prototype, ainsi qu'un déséquilibrage qui peut être pénalisant lors du serrage. De plus, l'axe liant l'immobilisateur au capteur de couple devient, de fait, relativement long.

Figure A3.0-7 Interface côté visseuse (à gauche) et ensemble porte douille-douille (à droite)

Pour être compatible, la sortie du prototype doit comprendre un carré d'entraînement de 12.7 mm de côté percé en son centre par un trou de 10 mm de diamètre pour permettre le passage du système de retenue de l'immobilisateur. Ce carré est prolongé par un axe de 25 mm de diamètre, également percé pour permettre l'accès à l'immobilisateur (Figure A3.0-8).

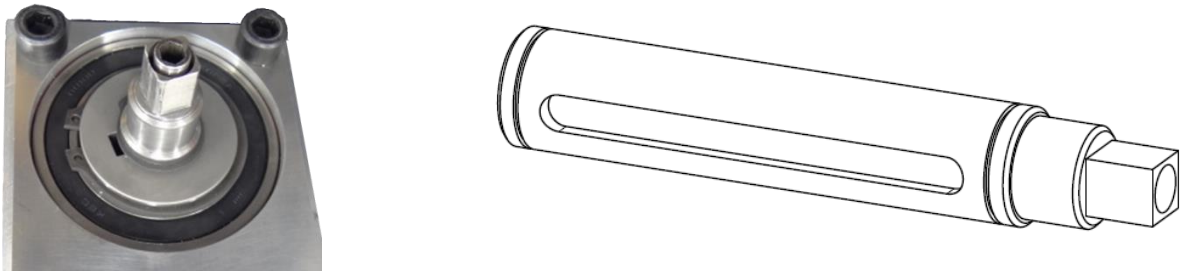


Figure A3.0-8 Interface du prototype (à gauche) et dessin de l'axe (à droite)

Le guidage doit permettre la coaxialité entre les axes tout en minimisant le risque de contact entre eux. Il serait intéressant de voir si les fabricants de visseuses prennent en compte cette condition, le frottement entre les axes pouvant entraîner des imprécisions dans la mesure du couple, ou si celle-ci, n'ayant pas été observée, est simplement ignorée.
Un centrage long est réalisé en utilisant deux centrages courts via des roulements à aiguilles. Les axes comportent des épaulements nécessaires au blocage des roulements en translation :

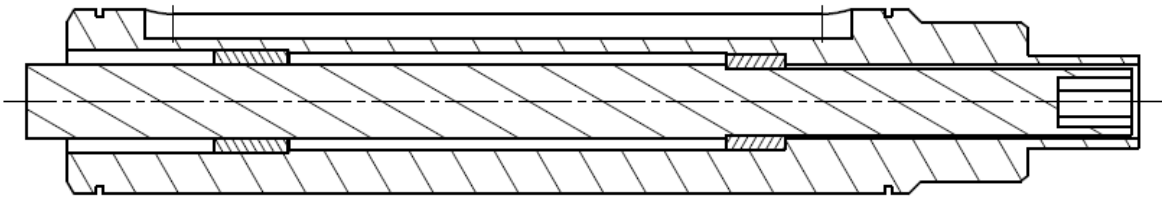


Figure A3.0-9 Vue en coupe du guidage de l'axe central

Pour mesurer le couple de réaction, un axe relie l'immobilisateur au capteur de couple. Une pièce doit assurer la transmission du couple au capteur tout en laissant l'arbre libre en translation afin de suivre le déplacement relatif lié au déplacement de l'écrou le long de la vis.

L'arbre comporte donc côté immobilisateur une empreinte hexagonale et côté capteur deux rainures de part et d'autre, ces rainures vont être en contact avec la pièce fixée au capteur afin de transmettre le couple (Figure A3.0-10).

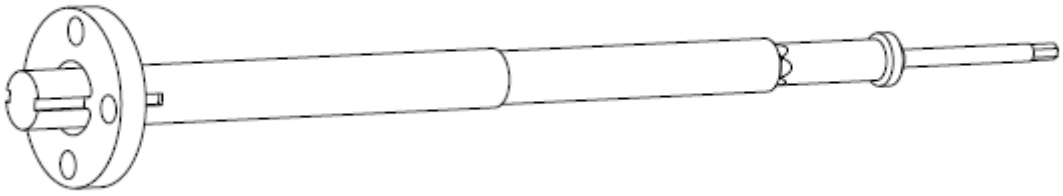


Figure A3.0-10 Vue d'ensemble du système permettant la transmission du couple de réaction

De plus, la pièce assurant la liaison entre le capteur de couple statique et l'axe est réalisée en utilisant la technique du découpage par jet d'eau + abrasif. Cette technique est particulièrement adaptée au dessin de cette pièce qui aurait été difficile à réaliser en usinage traditionnel sans créer des zones de concentrations de contraintes.

Figure A3.0-11 Pièce réalisée par découpage au jet d'eau

Une simulation préliminaire est réalisée pour évaluer l'impact de cette configuration sur la réponse du système. Cette simulation reprend un serrage d'une vis en titane et un écrou autofreiné en titane, serrant deux plaques de 2 mm d'épaisseur chacune (Figure A3.0-12). La pièce fixée au capteur de couple est encastrée tandis que l'axe reste libre, en contact avec cette pièce et l'immobilisateur. La rotation est imposée à l'écrou en utilisant un point rigide et un couplage cinématique tels que présentés dans le chapitre sur la modélisation.

Figure A3.0-12 Vue d'ensemble des éléments utilisés dans la simulation

Les résultats en terme de relation couple/angle ont été comparés aux premiers résultats d'essais (dans le chapitre 4, paragraphe 4) mais cette simulation permet surtout le dimensionnement des pièces à usiner. Ainsi, la figure suivante (Figure A3.0-13) présente la répartition des déformations dans les deux éléments dessinés pour l'occasion. Il apparaît qu'au vu de la faible valeur du couple de réaction dans ce cas, les pièces ne se déforment pas excessivement.

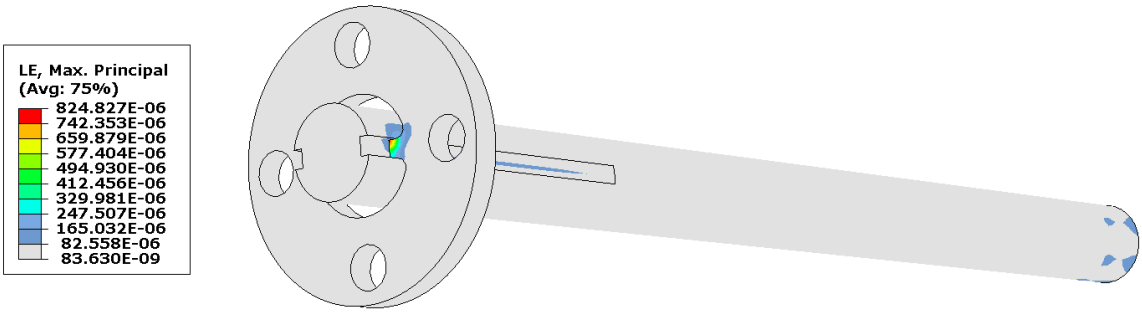


Figure A3.0-13 Répartition des déformations dans le système permettant la transmission du couple de réaction

Pour faciliter l'insertion et le maintien de l'immobilisateur dans l'empreinte de la vis, un système utilisant un ressort poussant sur l'axe a été ajouté. Un tel système est également présent dans les visseuses industrielles. Ce ressort est guidé à travers le capteur fixe via un tube en plastique réalisé pour l'occasion en utilisant l'impression 3D (Figure A3.0-14).

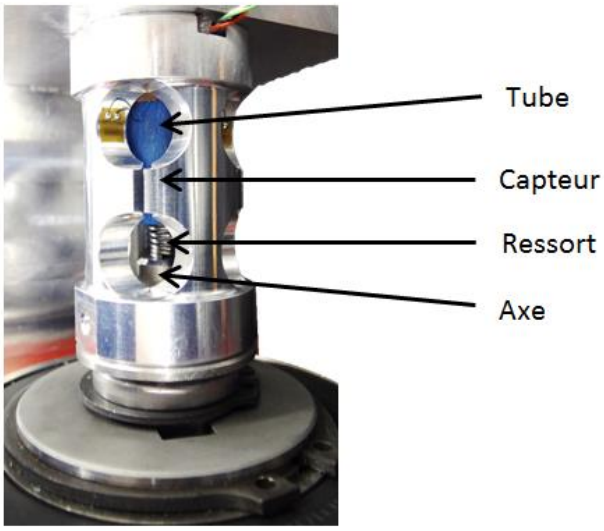


Figure A3.0-14 Système à ressort maintenant l'immobilisateur en position basse

Enfin, un boîtier permettant d'alimenter simultanément les différents capteurs et la carte à une même tension est imprimé en 3D. Au-delà de l'aspect esthétique, ce boîtier permet de s'affranchir d'une alimentation stabilisée externe et de n'utiliser qu'un transformateur facilement disponible dans le commerce, l'interface étant réalisée via une prise jack femelle à l'arrière du boîtier (Figure A3.0-15).

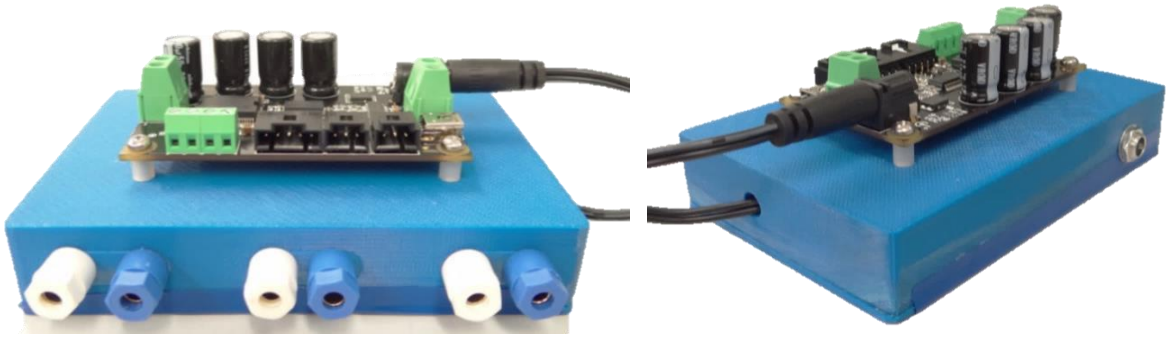


Figure A3.0-15 Boîtier d'alimentation vue avant (à gauche) et vue arrière (à droite)

La tension retenue pour alimenter l'ensemble des éléments est de 18 V. Cette tension est en effet compatible avec l'ensemble des capteurs, l'amplificateur et le moteur.
Cette valeur est inférieure à la tension d'alimentation nominale du moteur, celui-ci ne pourra donc pas tourner à sa vitesse maximale, mais le fait d'utiliser une source unique de tension permet de simplifier le câblage et d'améliorer la portabilité du système, une simple prise de courant suffisant à alimenter l'ensemble. De plus, la vitesse n'étant pas un critère déterminant, cette solution simple est retenue.

Le schéma du câblage électrique est le suivant :

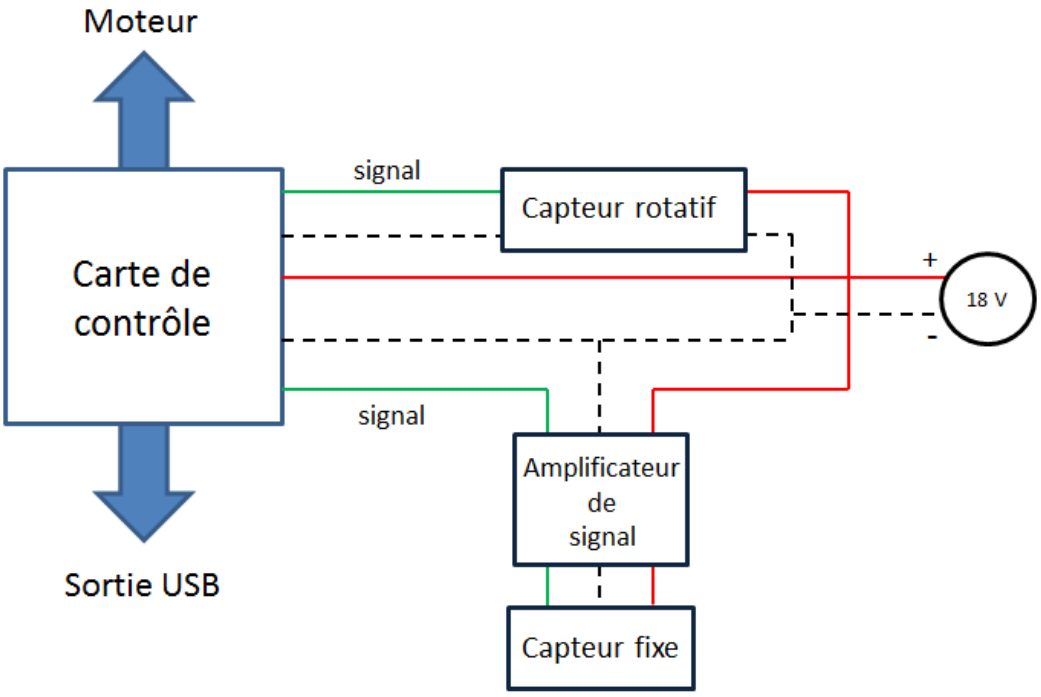


Figure A3.0-16 Schéma du câblage électrique

Pour finir, voici une vue du prototype câblé et prêt à l'emploi (Figure A3.0-17).

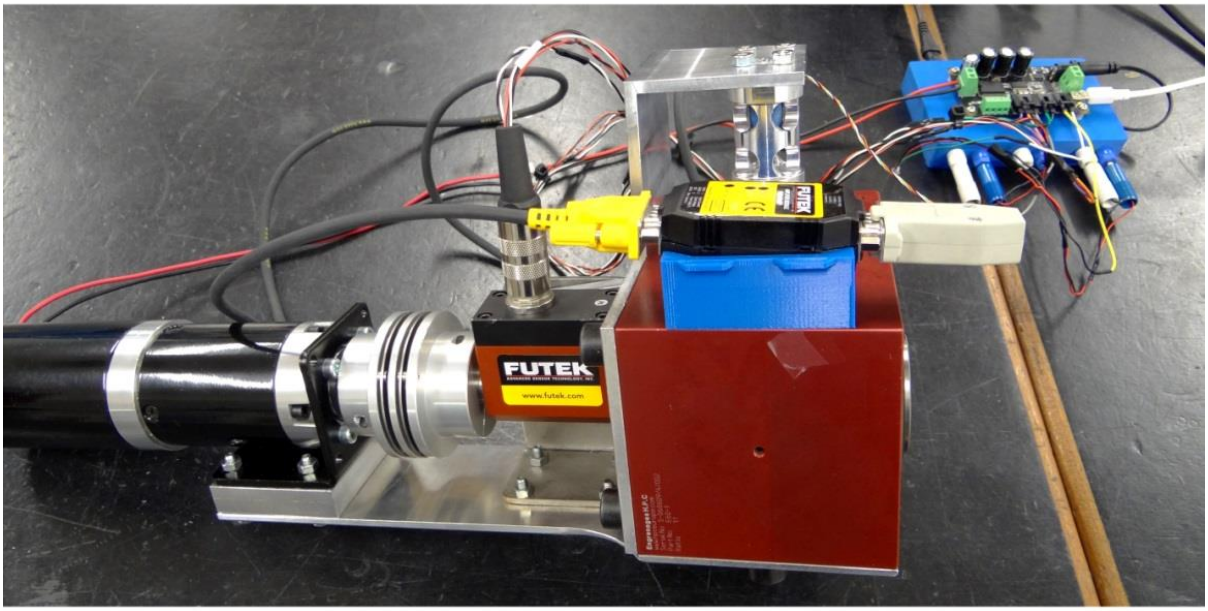


Figure A3.0-17 Prototype prêt à l'emploi

Résumé

Le travail de thèse présenté dans ce manuscrit est consacré au développement d'une nouvelle méthode de contrôle de la qualité d'un assemblage boulonné. Cette méthode utilise les courbes couple de serrage/angle de rotation de l'écrou obtenues lors d'un serrage et, plus précisément, les différents changements de pentes qui l'affectent. L'idée principale est d'utiliser ces changements de pentes pour découper la courbe en différents segments, correspondant chacun à un événement qu'il est alors possible d'identifier. Ces événements sont tout d'abord constitués d'une phase de freinage de l'écrou, suivie d'un « plateau », d'une éventuelle phase de réduction des jeux et enfin, d'un dernier segment linéaire traduisant le serrage. Afin de valider cette méthode, deux modèles, l'un analytique et l'autre de calcul par la méthode des éléments finis, ont été développés afin de créer une base de référence. Le modèle analytique est issu de la littérature tandis que le modèle éléments finis apporte une originalité car il simule la rotation de l'écrou mais également son freinage à travers une déformation préliminaire. Ces modèles sont ensuite validés lors d'une première campagne d'essais qui débute par le serrage d'échantillons de référence sans défaut. Puis des défauts sont introduits (jeux, bavures, copeaux…) afin d'évaluer les capacités de détection de la méthode. Des limitations sont alors découvertes, entraînant une modification des moyens de mesure. Un premier prototype est donc réalisé en instrumentant une visseuse pour pouvoir mesurer le couple de réaction (celui qui maintient la vis) en plus du couple de serrage. Cet ajout permet alors d'identifier des défauts qui restaient masqués. Finalement, un second prototype est conçu et réalisé, permettant de contrôler directement le serrage et ainsi de mettre en place de nouvelles stratégies pour le serrage prenant en compte les résultats obtenus lors des différentes campagnes d'essais.

Mots clés : assemblages boulonnés, qualité, monitoring, simulation éléments finis, serrage

Abstract

The subject of the thesis presented in this manuscript is the development of a new method to control the quality of a bolted assembly. This method uses the tightening torque-turn angle of the nut curves, gathered during the tightening and, more precisely, the changes of slope that affects it. The main idea is to use these changes to divide the curve into segments, each corresponding to an event that it is then possible to identify. These events are: a nut locking phase, followed by a constant torque area, a possible gap reduction phase and finally, a last linear part corresponding to the actual tightening. To validate this method two models, one analytical and the other using the finite element method, have been developed to create a baseline. The analytical model is derived from the literature as the finite element model provides originality because it simulates the rotation of the nut but also the locking through a preliminary deformation. These models are then validated in a first test campaign, which begins with the tightening of reference sample without defects. Then, defects are introduced (gaps, burrs, chips...) in order to evaluate the method detection capabilities. Limitations are discovered leading to a modification of the measures means. A first prototype is designed by instrumenting a screwdriver to be able to measure the reaction torque (the one that holds the screw) in addition to the tightening torque. This addition improves the method by detecting hidden defects. Finally a second prototype was designed and built, with full control of the tightening and thus develop new strategies for tightening, taking into account the results obtained during the various test campaigns.

Keywords: bolted assemblies, quality, monitoring, finite element simulation, tightening