



**HAL**  
open science

## Etude numérique du comportement mécanique d'assemblage hole-to-hole sous sollicitation quasi statique

Guillaume Pichon, Lyne Meouchy, Alain Daidié, Eric Paroissien, Audrey  
Benaben

► **To cite this version:**

Guillaume Pichon, Lyne Meouchy, Alain Daidié, Eric Paroissien, Audrey Benaben. Etude numérique du comportement mécanique d'assemblage hole-to-hole sous sollicitation quasi statique. 25ème Congrès Français de Mécanique 2022, Aug 2022, Nantes, France. hal-03888102

**HAL Id: hal-03888102**

**<https://hal.science/hal-03888102>**

Submitted on 7 Dec 2022

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# Etude numérique du comportement mécanique d'assemblage hole-to-hole sous sollicitation quasi statique

**G. PICHON<sup>a,b</sup>, L. MEOUCHY<sup>a</sup>, A. DAIDIE<sup>a</sup>, E. PAROISSIEN<sup>a</sup>,  
A. BENABEN<sup>b</sup>**

a. Institut Clément Ader (ICA), Université de Toulouse, INSA, IMT MINES  
ALBI, ISAE-SUPAERO, UTIII, CNRS, Toulouse, France  
lyne.meouchy@insa-toulouse.fr, alain.daidie@insa-toulouse.fr,  
eric.paroissien@isae-supero.fr

b. AIRBUS Opérations  
guillaume.pichon@airbus.com, audrey.benaben@airbus.com

## Résumé :

*Pour améliorer leurs performances industrielles et suivre les avancées de l'industrie 4.0, les constructeurs d'avions doivent développer et qualifier de nouveaux processus de production tel que l'assemblage structural, le hole-to-hole, ou assemblage mécano-boulonné. Les pièces sont entièrement préparées, percées, alésées, individuellement avant le processus d'assemblage final. Les opérations restantes sont l'application du mastic et l'installation des fixations. Si les besoins en équipement et les temps d'opération sur les chaînes de montage sont réduits, le désalignement des trous de fixations est inévitable car les pièces et contre pièces sont percées séparément.*

*Pour contrecarrer cet inconvénient, une solution est d'augmenter les diamètres d'alésage permettant ainsi l'installation des fixations. La conception des assemblages aéronautiques prévoit généralement des jeux très faibles, voire négatifs pour installer des fixations en interférence, et ne considèrent pas d'éventuels désalignements. Afin de quantifier et d'analyser l'impact de ces défauts, jeux et désalignements, sur la tenue statique d'assemblage aéronautique, une large campagne expérimentale a été menée. Les éprouvettes de cette campagne sont des assemblages à simple recouvrement avec deux fixations, dont les plaques sont réalisées en aluminium (2024T351) ou titane (Ti-6Al-4V). Parallèlement à ces essais expérimentaux, une campagne numérique a été développée, grâce à un modèle numérique paramétrique par éléments finis. Ces travaux permettent d'améliorer la compréhension des phénomènes intervenant lors du chargement de ces assemblages. L'étude est menée pour plusieurs configurations de jeux et de désalignements. Une analyse des résultats et une discussion complète cette étude en mettant en évidence l'évolution des flux de transfert de charges, au regard des défauts imposés. La corrélation existante entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux permet de confirmer la robustesse du modèle numérique développé.*

## Abstract:

*To improve their industrial performance and keep up with the advances of Industry 4.0, aircraft*

manufacturers must develop and qualify new production processes such as structural assembly, hole-to-hole, or bolted assembly. Parts are fully prepared, drilled, and bored individually before the final assembly process. The remaining operations are the application of sealant and the installation of fasteners. While equipment requirements and assembly line operating times are reduced, misalignment of fastener holes is unavoidable because parts and counterparts are drilled separately.

To counteract this, one solution is to increase the bore diameters to allow for fastener installation. The design of aeronautical assemblies generally provides for very small clearances, or even negative clearances to install interfering fasteners, and do not consider possible misalignments. In order to quantify and analyze the impact of these defects, clearances and misalignments, on the static strength of aeronautical assemblies, a large experimental campaign was conducted. The specimens of this campaign are single overlap assemblies with two fasteners, whose plates are made of aluminum (2024T351) or titanium (Ti-6Al-4V). In parallel to these experimental tests, a numerical campaign was developed, thanks to a parametric numerical model by finite elements. This work allows to improve the understanding of the phenomena involved during the loading of these assemblies. The study is conducted for several configurations of clearances and misalignments. An analysis of the results and a discussion complete this study by highlighting the evolution of the load transfer flows, with respect to the imposed defects. The existing correlation between the numerical results and the experimental results confirms the robustness of the numerical model developed.

**Mots clés : Assemblage boulonné, simple cisaillement, Analyse Eléments Finis, désalignement, tolérancement**

## 1 Introduction

Le secteur aéronautique est soumis à un grand nombre de défis technologiques pour les années à venir. Les considérations écologiques sont évidemment au cœur de ces défis, afin d'approcher une décarbonisation complète du secteur à l'horizon 2050. Néanmoins les aspects économiques sont toujours fortement évalués dans ce secteur sous haute concurrence commerciale. D'un point de vue industriel, la révolution technologique du numérique apporte de nouvelles solutions pour la fabrication des structures aéronautiques. Ces innovations doivent être intégrées au processus actuel, afin de fortement réduire les coûts et les temps de fabrication tout en assurant un niveau de qualités équivalent voire supérieurs.

Dans le cadre de ses activités de recherche, AIRBUS s'intéresse aux nouvelles méthodes d'assemblages des structures aéronautiques. En effet, le procédé d'assemblage classique, bien que maîtrisé et optimisé, présente plusieurs inconvénients majeurs le rendant moins compétitif. L'un de ces inconvénients est la lourdeur du processus d'assemblage final avec de nombreuses opérations telles que les différentes phases de repositionnement des grandes pièces structurales les unes en faces des autres. Le besoin en outil de perçage dans le processus d'assemblage est un facteur important dans le calcul des coûts récurrents. Afin de fortement réduire ces coûts, **Bloem [1]** introduit un nouveau processus d'assemblage appelé « hole-to-hole » (H2H).

Le principe à la base de ce nouveau processus est de supprimer les opérations de perçage dans la phase d'assemblage final. Ainsi, les pièces élémentaires sont percées individuellement en amont sur leur chaîne de production. Dès lors, la phase d'assemblage final consiste uniquement à la mise en position des pièces et à l'installation des fixations définitives. Bien que cette nouvelle méthodologie soit très intéressante d'un point de vue économique et vis-à-vis du temps gagné en phase d'assemblage, elle présente un risque majeur lors du regroupement des pièces. Les trous de passage des fixations peuvent être légèrement décalés de leurs positions nominales. Les positions relatives n'étant pas parfaitement respectées les fixations ne peuvent être correctement installées dans les alésages et l'assemblage n'est

plus possible. Afin d'y remédier, la solution technique la plus appropriée est d'augmenter les diamètres des alésages. Ainsi une fois les pièces mises en position, l'installation des fixations est néanmoins possible malgré les potentiels désalignements.

La problématique essentielle de ce nouveau processus d'assemblage est alors le tolérancement des trous de perçage. Il existe plusieurs travaux de recherche à ce sujet, notamment les travaux de **Lecomte [2]**, qui s'appuient sur une approche probabiliste couplée à un modèle analytique, afin de prédire les niveaux de chargement d'un assemblage en prenant en compte les erreurs de positions des trous de fixations.

A l'heure de l'industrie 4.0 et du tout numérique, les approches assistées par ordinateur sur les sujets de tolérancement sont également répandues dans la littérature. On trouve notamment les travaux de **Xu [3]**, de **Liu [4]** et de **Askri [5,6]**. Ces travaux présentent des approches probabilistes basées sur des calculs statistiques couplés à des modèles numériques éléments finis (EF) permettant d'obtenir une haute-fidélité de la représentation des phénomènes physiques en jeu dans les assemblages.

Si ces travaux présentent une approche efficace pour le tolérancement, la démonstration de la précision du modèle élément finis de base n'est pas établie. Bien que **McCarthy[7]** ait étudié expérimentalement et numériquement l'effet des jeux au sein des assemblages. La prise en compte des désalignements se doit d'être étudié pour obtenir un modèle numérique représentatif des divers types d'assemblage aéronautique. Afin de mener à bien ce travail une large campagne expérimentale a été menée. La section suivante détaille cette campagne expérimentale. L'étape d'après consiste à présenter le développement d'un modèle éléments finis représentatif de cette campagne expérimentale. Enfin une discussion entre les résultats numériques et expérimentaux est menée afin d'approfondir la compréhension des phénomènes mécaniques en jeu.

## 2 Campagne expérimentale

### 2.1 Descriptions des éprouvettes

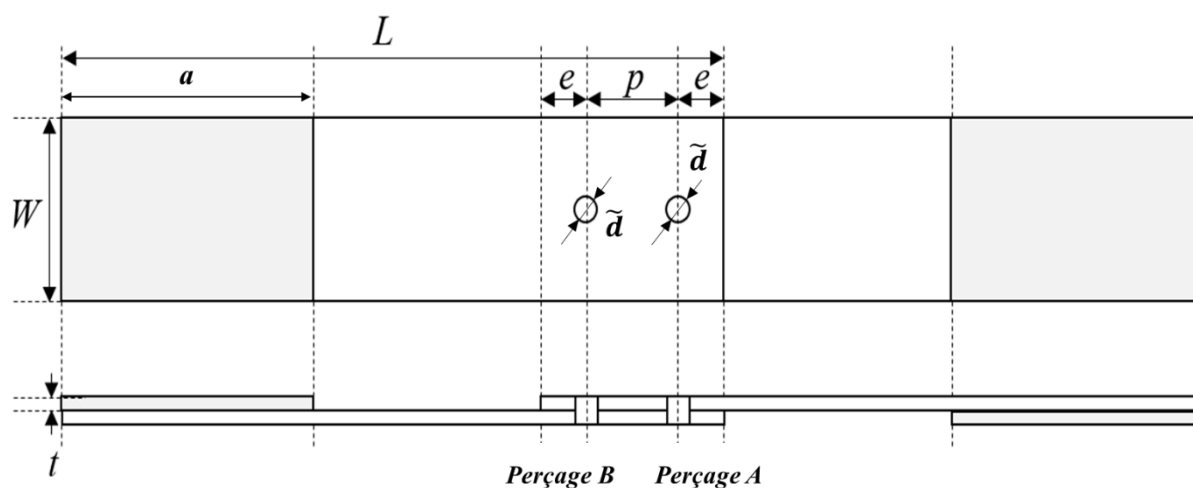


Figure 1- Géométrie des éprouvettes

	$\emptyset$	$\tilde{d}$	$L$	$e$	$p$	$W$	$t$
Calcul	-	-	$18\emptyset+70$	$2\emptyset$	$4\emptyset$	$7\emptyset$	$\emptyset/2$
Valeur (mm)	6.35	6.38(A), 6.88(B,C)	184.3	12.7	25.4	44.45	3.175

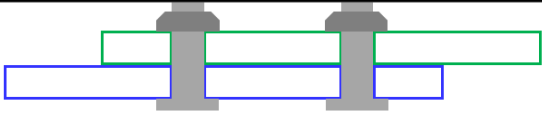
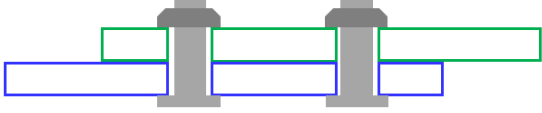
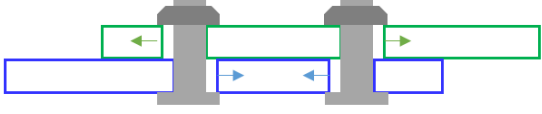
**Tableau 1-Dimensions des éprouvettes**

La géométrie des éprouvettes utilisées dans cette campagne est présentée en Figure 1. Les dimensions sont données par le Tableau 1. Le diamètre des fixations est de  $d=6.35\text{mm}$ , cette grandeur pilote les dimensions de l'éprouvette. Les ratios de largeur ( $W/\varnothing$ ), de distance au bord ( $e/\varnothing$ ), de pas entre les boulons ( $p/\varnothing$ ) et d'épaisseur par rapport au diamètre des fixations ( $t/\varnothing$ ) sont respectivement :  $W/\varnothing=7$ ,  $e/\varnothing=2$ ,  $p/\varnothing=4$  et  $t/\varnothing= [0.5 ; 0.8]$  (dépend du numéro de test).

Le dimensionnement en statique des assemblages aéronautiques se fait principalement selon des endommagements « bolt/bearing » c'est-à-dire soit en matage des substrats, soit en endommagement des fixations. Le critère de rupture en section nette est généralement laissé de côté car il dépend principalement de l'effort by-pass et non de l'effort transmis. Dans ce type d'essai d'assemblages à deux fixations c'est principalement l'effet de l'effort transmis par les fixations qui est analysé.

Dans ces travaux sont présentées trois séries de tests. Le premier test, (Test n°1), est un assemblage de plaque en titane TA6V avec des épaisseurs de plaque de 3.175mm ( $t/\varnothing= 0.5$ ). Le deuxième test, (Test n°2), est similaire au premier (mêmes dimensions géométriques), mais les plaques sont en aluminium 2024, recouvert d'un revêtement (primer) dont la fonction est d'assurer une protection anticorrosion. Enfin, pour le dernier test (Test n°3) les plaques sont également en Aluminium avec protection, mais leur épaisseur est de 5.08 mm ( $t/\varnothing= 0.8$ ).

Les fixations choisies pour cette campagne d'essais sont des fixations serties en titane à têtes protubérantes. Pour les assemblages titanes, les bagues sont épaulées et en titane tandis que pour les assemblages aluminium les bagues sont droites, i.e. sans épaulement, et en aluminium. Le choix de ces fixations est lié à la faible variation de la tension installée, caractéristique de ce type de fixation. En effet, les fixations filetées (i.e. vis écrou) sont généralement installées au couple mais les phénomènes de friction dans les filets et sous écrou sont générateurs d'une incertitude importante quant à l'effort de serrage réellement introduit dans l'assemblage.

Configuration	IT Jeu diamètre (mm)	Désalignement (mm)	Géométrie
A	[0;0.03]	0	
B	[0.5;0.53]	0	
C	[0.5;0.53]	0.25 par trou	

**Tableau 2-Description des trois configurations étudiées**

Dans le contexte de l'assemblage H2H, trois configurations sont étudiées et sont définies dans le Tableau 2. La configuration A, représente la référence de cette campagne. Pour celle-ci l'intervalle de tolérance du jeu diamétrale est de 0 à 30 $\mu\text{m}$ . Cela correspond à un tolérancement usuel en aéronautique. La deuxième configuration, identifiée B, correspond à un assemblage avec un jeu élargi de 0.5mm. L'intervalle de tolérance du jeu est donc de [0.5 ; 0.53]mm pour cet assemblage. Enfin, la configuration C, correspond à un assemblage avec fort désalignement. Chaque trou de l'assemblage est

décalé de 0.25mm par rapport à sa position de référence. Afin que le montage des fixations soit toujours possible, un surdiamétrage des trous de fixations de 0.5mm est également réalisé.

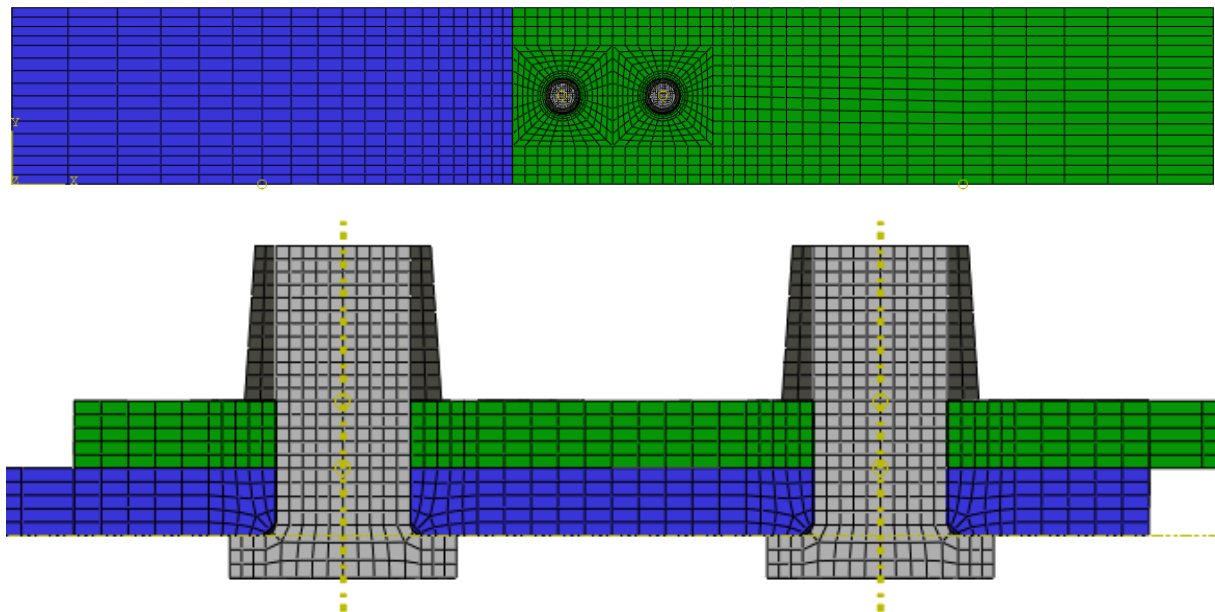
## 2.2 Description des essais

Lors des essais de cette campagne, les éprouvettes sont chargées en déplacement imposé (0.01 mm/s), jusqu'à rupture. La machine de traction utilisée est une INSTRON 8501 d'une capacité de 100kN. Pour chaque configuration, trois éprouvettes sont testées, afin de garantir une bonne répétabilité des résultats. Au cours des montées en charge le déplacement imposé aux éprouvettes ainsi que l'effort déployé par le vérin de la machine de traction sont enregistrés avec une fréquence de 5Hz.

## 3 Modèle numérique

Les simulations numériques sont réalisées avec un code commercial de modélisation en élément finis « Abaqus » et résolue en méthode générale (calcul implicite). Les non linéarité géométriques sont activées.

La géométrie du modèle numérique est basée sur celle utilisée dans la campagne expérimentale Figure 1. Pour les fixations deux bagues différentes sont modélisées, celles en titane pour le Test 1 ont un épaulement, tandis que les autres, en aluminium, sont droites. Dans un premier temps, les rayons de raccordement sous têtes des fixations n'étaient pas représentés. Suite à l'analyse de corrélation, ils ont été ajoutés ainsi que des chanfreins, afin d'améliorer la représentativité du modèle. Les matériaux sont modélisés avec une loi élastoplastique, selon des données expérimentales fournies par le constructeur aéronautique.



*Figure 2- Détails du maillage du modèle numérique (Configurations B et C)*

Les interactions d'interface sont associées à des contacts surface/surface avec un coefficient de frottement qui sera défini dans la suite de ce travail. L'interaction à l'interface de la bague et de la vis est un couplage cinématique appelé « tie constraint ».

Un premier step de calcul est appliqué pour installer la précontrainte dans les fixations. Les efforts de

serrage des fixations sont appliqués grâce à une fonction spécifique « bolt load ». Un encastrement des extrémités des plaques dans la zone de recouvrement des talons est appliqué ainsi qu'un blocage des déplacements selon l'axe X pour les plans (Y, Z) et selon l'axe Y pour les plans (X, Z) de chaque fixation. Ces conditions limites localisées aux fixations favorisent la convergence du calcul, pour installer la précharge.

Un second step, dit de relaxation, consiste à supprimer les conditions limites localisées aux fixations et l'effort de précharge initial est modifiées pour être remplacé par son déplacement relatif obtenu à la fin du précédent step.

Dans le dernier step la plaque rouge, côté têtes, est encastree dans la zone de recouvrement des talons tandis qu'un déplacement est imposée selon l'axe X avec un blocage des déplacements selon Y et Z au bout de la plaque bleu, côté bagues. Le déplacement imposé est extrait des résultats expérimentaux.

Les résultats observés par ce modèles numériques sont multiples. Dans un premier temps il est possible d'extraire l'effort de réaction en bout d'éprouvette et ainsi remonter à la courbe d'efforts déplacements comparable avec l'expérimental. Ensuite on peut extraire les efforts de contact pour chaque contact défini dans le modèle et ainsi obtenir l'effort transmis par chaque fixations ou par frottement à l'interface. Enfin l'observation de l'état de contraintes/déformation à travers le modèle complet permet de retrouver numériquement les premières zones de déformation plastique.

Le maillage est basé sur des éléments hexaédriques structurées à intégration complète de type C3D8 ayant 8 nœuds et 8 points d'intégration par élément. Le maillage de la Figure 2 est choisi comme étant le meilleur compromis entre temps de calcul et convergence des résultats. En effet une étude de convergence a été mise en place afin d'assurer la robustesse du modèle. La Figure 3 présente les résultats de cette analyse. La densité de maillage correspond aux nombres d'élément en périphérie des perçages. Le maillage est fait de telle manière que ces éléments-là aient un rapport de forme quasi égale à 1. On observe que la convergence sur les contraintes de matage dans les perçages s'obtient relativement rapidement tandis que la convergence sur les contraintes de cisaillement est légèrement plus tardive.

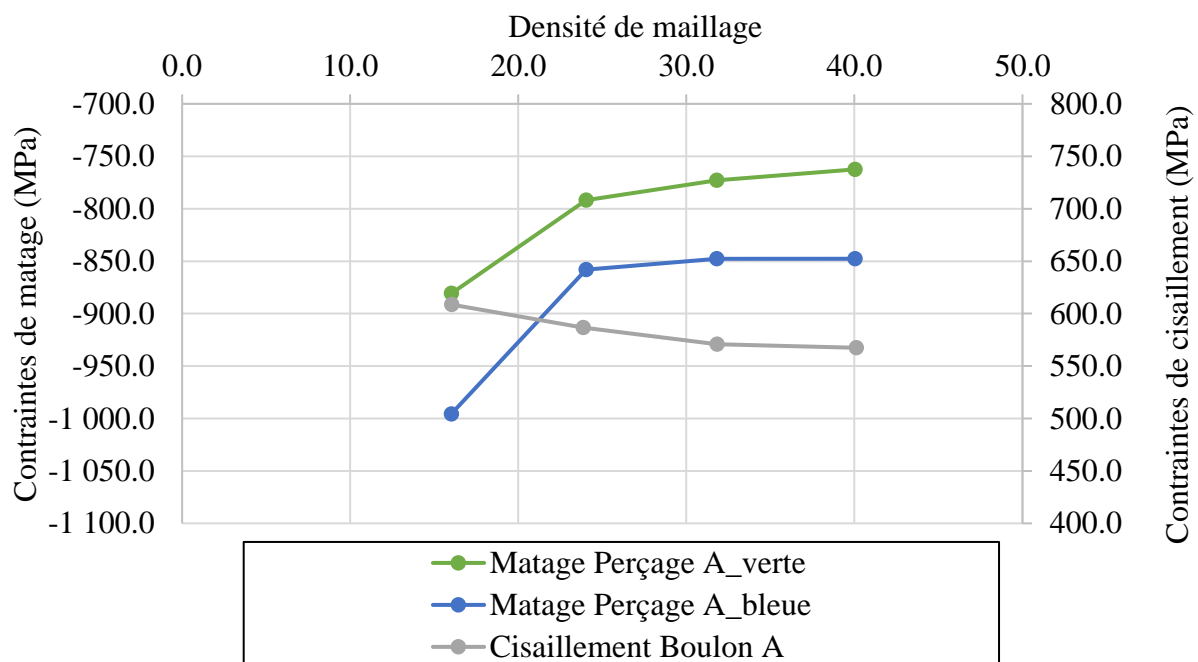


Figure 3- Etude de convergence du maillage numérique

## 4 Résultats et discussion

### 4.1 Comportement lors de la montée en charge quasi statique

Les courbes effort-déplacement, expérimentales et numériques, jusqu'à rupture des essais sont illustrées sur les Figures 4 à 6. Il convient de préciser que les valeurs des ordonnées de ces figures ont été normalisées. Cette normalisation est différente pour chaque test et correspond à la valeur maximale de l'effort atteint avant rupture sur la configuration de référence A du test en question.

Une seule des 3 éprouvettes est présentée, néanmoins, une bonne répétabilité des comportements mécaniques, des efforts à rupture et des modes de rupture a été obtenue au cours des essais. Ces courbes montrent des comportements différents pour les 3 tests ainsi que pour chaque configuration H2H.

L'analyse des courbes montre de fortes similitudes dans le comportement sous chargement quasi-statique. En effet, le premier point commun observable est que le début du chargement est similaire pour chaque configuration. Il s'agit de la zone de transfert d'effort par friction. Ensuite la configuration B présente pour chaque essai une étape de glissement au cours de son chargement. Ce plateau de glissement intervient de 0.2 à 0.25 de l'effort normé pour le test 1. Tandis qu'il intervient autour de 0.1 pour les tests 2 et 3. Afin de retrouver ces comportements de glissement numériquement on peut jouer sur deux leviers. Le premier est l'effort de serrage appliqué aux fixations, le deuxième est la valeur du coefficient de frottement.

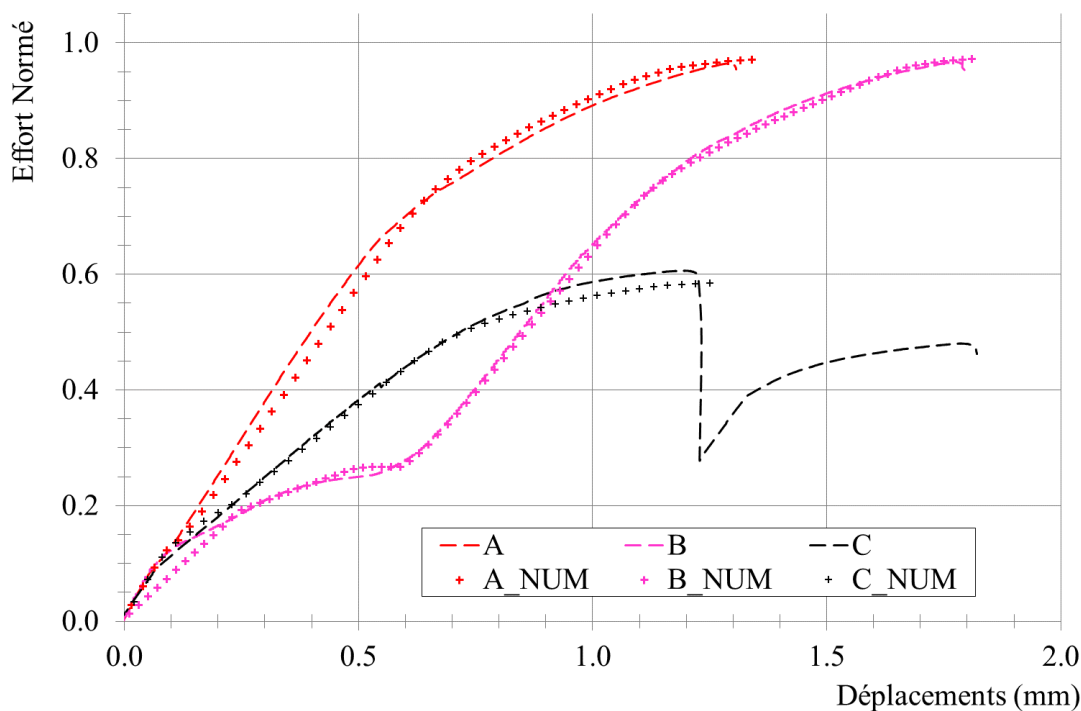


Figure 4-Grappe des efforts déplacements enregistrés pendant le Test n°1



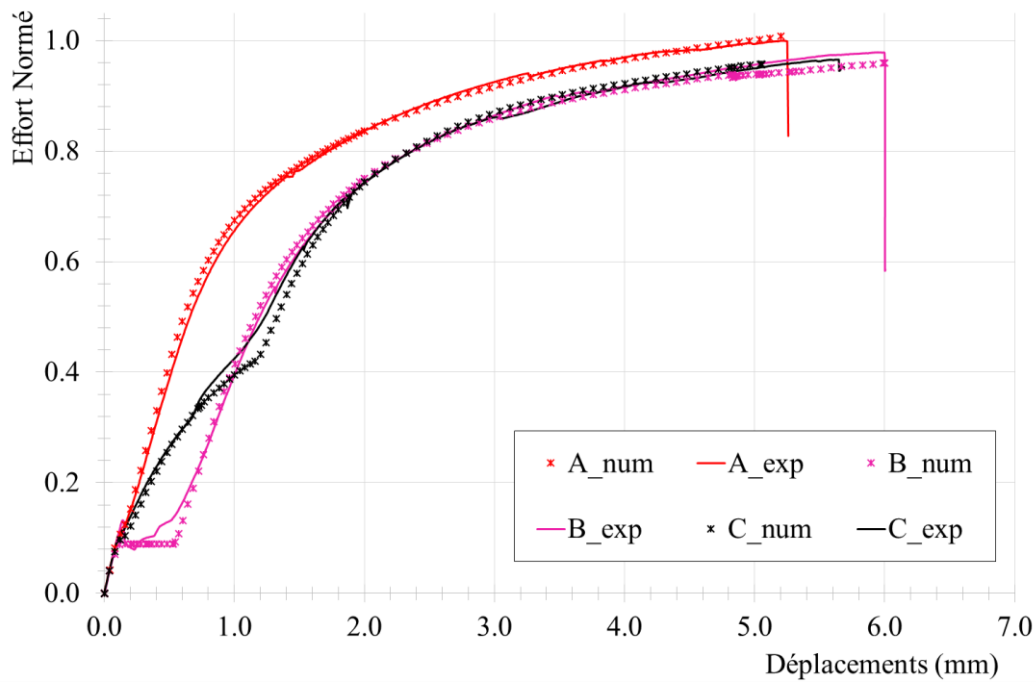


Figure 5-Graphe des efforts déplacements enregistrés pendant le Test n°2

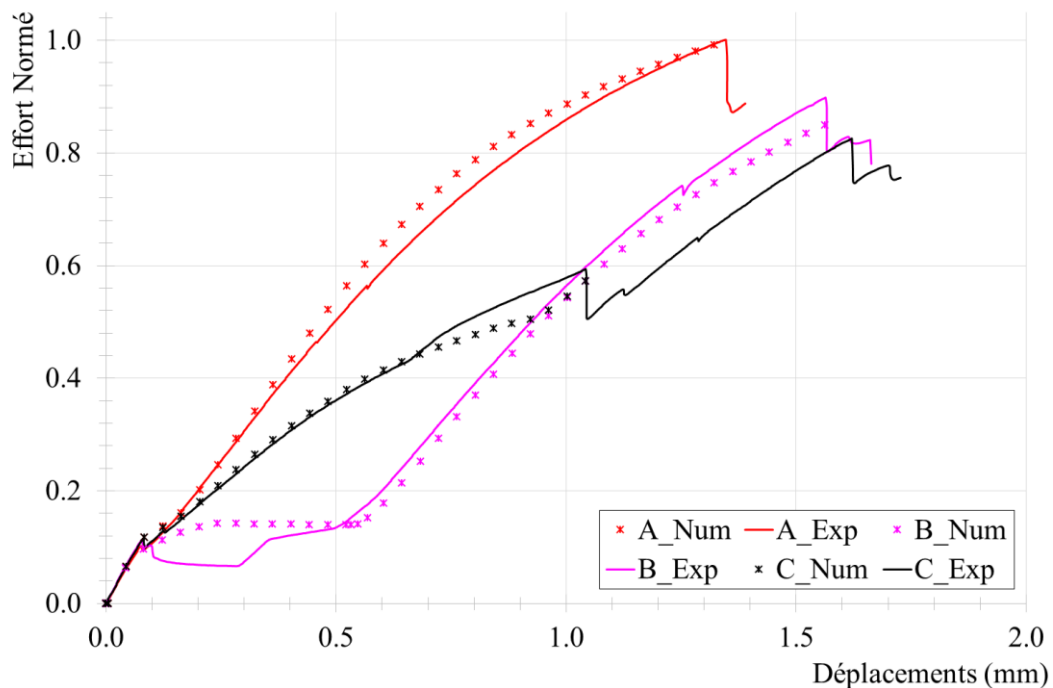


Figure 6-Graphe des efforts déplacements enregistrés pendant le Test n°3

Dans le cadre de cette étude l'effort normal appliqué aux fixations est issu de résultats expérimentaux et sa valeur est donc fixée numériquement, même si en réalité une légère variation de la pré-tension installée existe d'une fixation à l'autre.

Une étude de variation du coefficient de frottement a donc été mise en œuvre, afin de corréliser l'effort de glissement. Pour le test 1 une valeur de 0.3 a été retenue, tandis que la valeur de 0.25, pour les essais 2 et 3 ont permis d'obtenir un niveau de corrélation acceptable. Ce phénomène de glissement est particulièrement difficile à modéliser, notamment pour les faibles coefficients de frottement. La non linéarité des contacts associés au fort déplacement de 0.5mm conduit souvent à la non convergence des calculs. Afin de remédier à cela plusieurs solutions ont été évaluées. Premièrement, les contacts sont

doublés en inversant les surfaces « maîtres » et les surfaces « esclaves ». Cette technique permet de réduire certains degrés de liberté et améliore ainsi la convergence du calcul. Néanmoins cette technique ne fonctionne pas toujours. Augmenter la valeur caractéristique de glissement élastique peut également être un bon levier pour stabiliser la convergence du calcul. Cette valeur est par défaut de 0.005 dans le logiciel. En augmentant celle-ci à 0.05 tous les modèles ont pu converger. Plus aucune différence notable n'a été observée sur les configurations A et C où le faible glissement intervient.

Une deuxième similitude concerne les raideurs des assemblages. Les configurations A et B sont très proches, au moins dans la zone de chargement élastique. Tandis que la configuration C montre toujours une raideur plus faible. L'analyse des résultats numériques a permis de confirmer cette observation et d'en comprendre la signification. Lors du chargement de la configuration C, une seule fixation (celle qui est en contact) transfère de l'effort. A l'inverse, pour les configurations A et B, les deux fixations transfèrent de l'effort. Dans le test n°2 la déformation locale des plaques en matage engendre le contact de la seconde fixation. Ainsi, le comportement redevient similaire entre les configurations B et C. Pour les autres tests, la rupture intervient avant que la seconde fixation ne soit rentrée en contact. Les ruptures ne sont pas modélisées dans cette étude d'où l'arrêt des résultats numérique lorsqu'une première rupture est rencontrée (Figures 4 et 6).

## 4.2 Mode de rupture des assemblages

Les modes de ruptures des assemblages boulonné simple cisaillement sont bien décrits dans la littérature. Pour cette campagne les endommagements en « bolt/bearing » ont été favorisés. Ceux-ci peuvent être décrit au travers d'une courbe présentée en Figure 7. On remarque ici que le rapport d'épaisseur ( $t$ ) sur le diamètre de la fixation ( $\emptyset$ ) est un paramètre majeur lié au mode d'endommagement de l'assemblage.

Pour le test n°1 il s'agit d'une rupture en cisaillement des fixations (zone 3) pour un rapport  $t/\emptyset=0.5$ , Figure 8 d). Ce cisaillement intervient de manière simultanée pour les deux fixations dans les configurations A et B tandis que les ruptures sont successives dans la configuration C. Le modèle numérique représente très bien ce mode d'endommagement, comme on peut le voir sur la Figure 9. On observe également numériquement que la rupture de la fixation A intervient avant le contact de la fixation B. Cette remarque corrèle bien avec les courbes d'efforts déplacements observées précédemment. De plus on peut observer numériquement que la déformation, ou ovalisation, des plaques est très limitée, ce qui correspond aux observations faites des éprouvettes post-mortem.

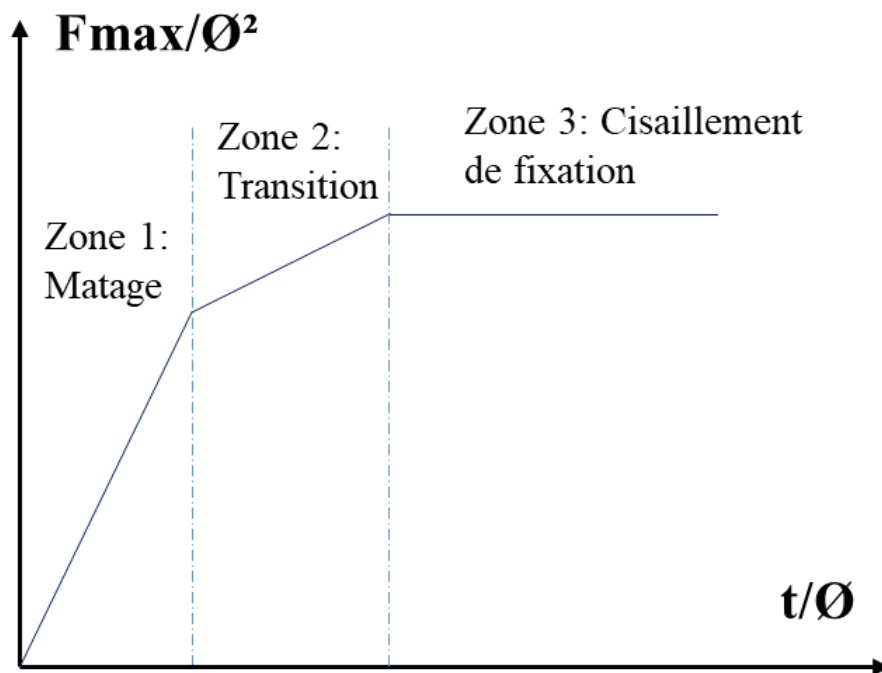


Figure 7-Chargement admissible en simple cisaillement

Pour le test n°2, bien que le rapport  $t/\varnothing$  soit également de 0.5, le mode de rupture obtenue est un matage des trous de fixations (zone 1) des plaques menant à une rupture en « shear out » comme illustrée sur la Figure 8 a). La courbe de chargement admissible est donc dépendante du type d'assemblage représenté. D'un point de vue numérique, les premières itérations de calculs amenaient à un endommagement de type transitoire (zone 2) avec une rupture des têtes de fixations. En effet le rayon de raccordement sous tête n'étant pas représenté une grande surcontrainte s'installait dans cette zone. Afin d'améliorer le modèle ces détails géométriques ont été ajoutés, à noter également que les contacts ont dû être modifiés puisque que de nouvelles surfaces sont apparues, amenant à de nouvelles difficultés de convergences liées à la complexité de la surface du rayon de raccordement. Néanmoins une fois ces modifications faites le modèle numérique représente fidèlement le matage des trous de l'assemblage. On peut observer numériquement que la rotation des fixations amène à d'importantes déformations hors plan, en particulier pour les assemblages B et C où le surdiamétrage des perçages donne une plus grande liberté en rotation des fixations, Figure 8 b).

Enfin pour le test n°3, le mode d'endommagement est un mode transitoire. Il s'agit d'une zone avec des modes de ruptures difficilement prévisible, qui s'initie généralement par une rupture des têtes de fixation en « croissant de lune », comme visible sur la Figure 8 c). Ensuite plusieurs phénomènes peuvent se produire : arrachage complet de la tête qui va traverser son alésage, rupture des filets de l'écrou ou de la vis ou encore cisaillement de la fixation. Numériquement l'augmentation de l'épaisseur des plaques a permis d'obtenir ce mode d'endommagement et ceux malgré l'ajout du rayon de raccordement sous tête, Figure 11.

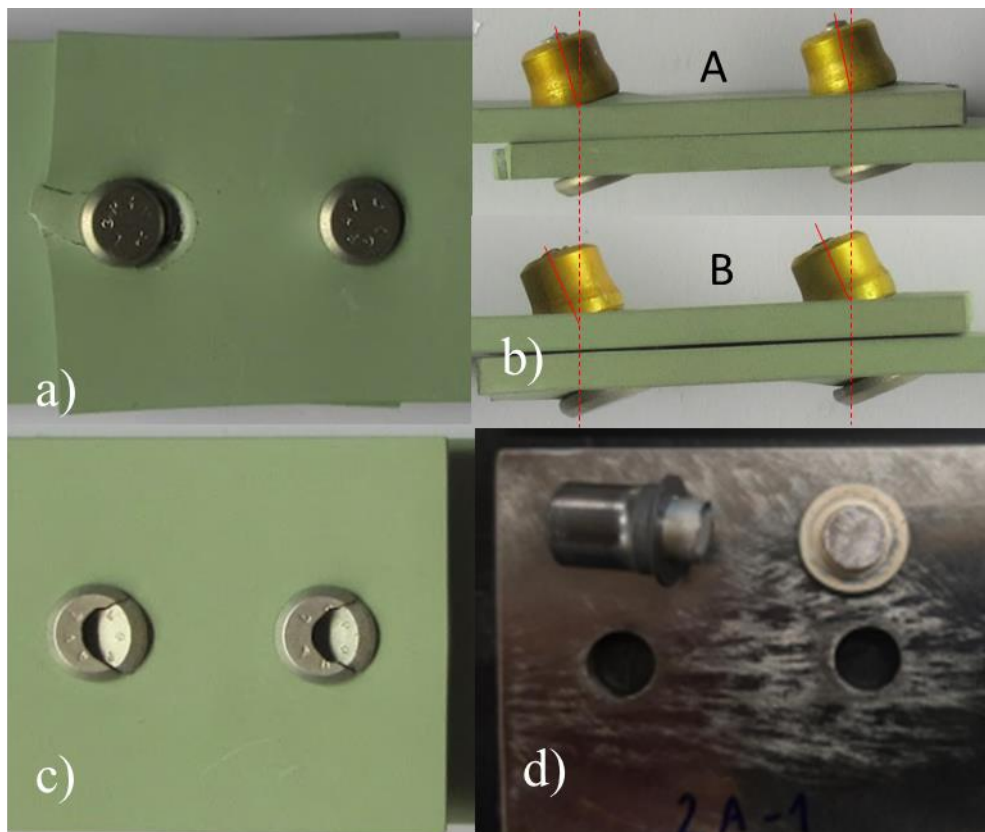


Figure 8-Photo des ruptures expérimentales a) et b) Test 2, c) Test 3 et d) Test 1

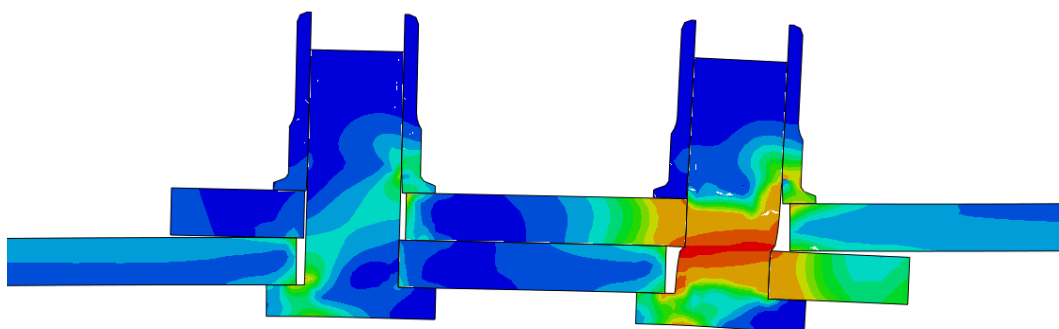


Figure 9-Rupture en cisaillement de la fixation lors du Test 1 configuration C (Contraintes de Von Mises)

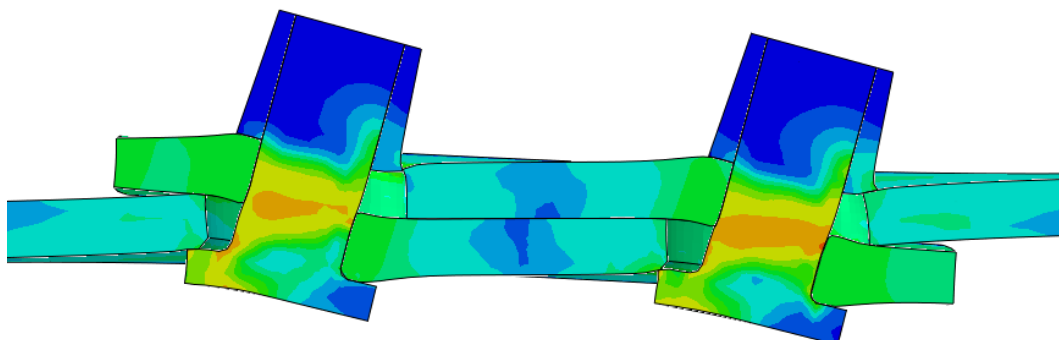


Figure 10- Rupture en matage lors du Test 2 configuration A (Contraintes de Von Mises)

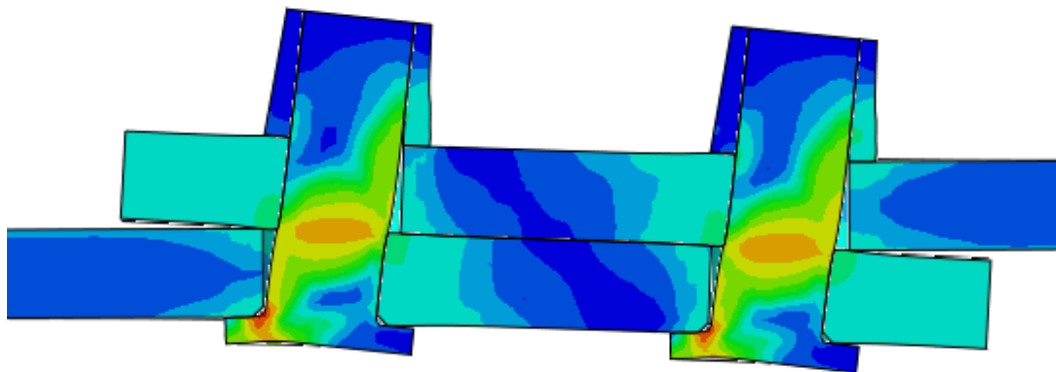


Figure 11- Rupture des têtes de fixations lors du Test 3 configuration A (Contraintes de Von Mises)

## 5 Conclusions et perspectives

Une campagne expérimentale a permis d'étudier le comportement mécanique d'assemblage boulonnés avec jeux et désalignement sous sollicitation quasi statique jusqu'à rupture. Sur la base de ces essais, un modèle numérique paramétré, par éléments finis, a été développé. Le but du travail présenté ici, était de créer un outil numérique permettant de représenter avec un grande fidélité le comportement de plusieurs types d'assemblage en incluant des défauts de positionnement des trous de fixations.

Les conclusions à retenir de ce travail sont les suivantes :

- Les difficultés de modélisations des contacts peuvent être mieux maîtriser à l'aide d'une double affectation du contact en inversant les surfaces « maitres » et « esclaves ». De plus l'utilisation du paramètre numérique glissement élastique améliore également la convergence des calculs.
- Le niveau de corrélation est satisfaisant pour l'ensemble des types d'assemblages modélisés ainsi que pour chaque configuration de désalignement.
- Pour les assemblages en aluminium à faibles épaisseurs, la mise en place d'un rayon de raccordement sous tête de fixation a été nécessaire, afin de corrélérer correctement le mode d'endommagement qui mène à la rupture de l'assemblage.
- Pour les assemblages en titane, la haute rigidité de l'assemblage mène à un fort abattement de la tenue quasi statique, lorsque d'importants désalignements sont présents. Les jeux plus grands ne sont, en revanche, pas impactant.

Ce travail a permis de poser les bases d'une étude numérique plus approfondie. Maintenant que ce modèle est proprement calibré et corrélé à la réalité expérimentale, il va pouvoir être intégré à une étude de tolérancement statistiques au travers d'une approche de quantification et management des incertitudes. La continuité de ce travail sera d'intégrer une modélisation du comportement en fatigue de l'assemblage, afin de pouvoir faire de la prédiction de durée de vie. Un autre axe de perspective concerne les matériaux stratifiées composites. En effet de nouveaux essais expérimentaux seront mis en place avec les mêmes géométries d'assemblages même cette fois ci avec des substrats en stratifiées carbone/époxy représentatifs des nouvelles structures aéronautiques.

## Références

- [1] J. Bloem, Developments in Hole-to-Hole Assembly. SAE Transactions 116 (2007) 1087–1097, <http://www.jstor.org/stable/44719545>
- [2] J. Lecomte, C. Bois, H. Wagnier, J-C. Wahl, An analytical model for the prediction of load distribution in multi-bolt composite joints including hole-location errors, Composite structures 117 (2014) 354-361, <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2014.06.040>.
- [3] S. X, J. Keyser, Geometric computation and optimization on tolerance dimensioning, Computer-Aided Design 46 (2014) 129-137, <https://doi.org/10.1016/j.cad.2013.08.025>.
- [4] F. Liu, M. Shan, L. Zhao, J. Zhang, Probabilistic bolt load distribution analysis of composite single-lap multi-bolt joints considering random bolt-hole clearances and tightening torques, Composite Structures 194 (2016)12-20, <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2018.03.100>.
- [5] R. Askri, C. Bois, H. Wagnier, Effect of Hole-location Error on the Strength of Fastened Multi-Material Joints, Procedia CIRP 43 (2018) 292-296, <https://doi.org/10.1016/j.procir.2016.02.040>
- [6] R Askri, C. Bois, H. Wagnier, N. Gayton, Tolerance synthesis of fastened metal-composite joints based on probabilistic and worst-case approaches, Computer-Aided Design 100 (2018) 39-51, <https://doi.org/10.1016/j.cad.2018.02.008>.
- [7] M.A McCarthy, V.P. Lawlor, W.F. Stanley, C.T. McCarthy, Bolt-hole clearance effects and strength criteria in single-bolt, single-lap, composite bolted joints, Composites Science and Technology, 62 (10–11) (2002) 1415-1431, [https://doi.org/10.1016/S0266-3538\(02\)00088-X](https://doi.org/10.1016/S0266-3538(02)00088-X)