



HAL
open science

Approche fiabiliste pour le tolérancement des assemblages par fixation de structures composite-métal

Ramzi Askri

► **To cite this version:**

Ramzi Askri. Approche fiabiliste pour le tolérancement des assemblages par fixation de structures composite-métal. Autre. Université de Bordeaux, 2016. Français. NNT: 2016BORD0356 . tel-01496301

HAL Id: tel-01496301

<https://theses.hal.science/tel-01496301>

Submitted on 27 Mar 2017

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

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

THÈSE PRÉSENTÉE
POUR OBTENIR LE GRADE DE
DOCTEUR DE
L'UNIVERSITÉ DE BORDEAUX

ÉCOLE DOCTORALE SCIENCES PHYSIQUES ET DE L'INGÉNIEUR
SPÉCIALITÉ MÉCANIQUE

Par **Ramzi ASKRI**

**Approche fiabiliste pour le tolérancement des assemblages
par fixation de structures composite-métal**

Sous la direction de : Hervé WARGNIER

Soutenue le 09 Décembre 2016

Membres du jury :

M. LAFON, Pascal	Professeur des Universités, UT de Troyes	Président
M. LACHAUD, Frédéric	Professeur des Universités, ISAE Toulouse	Rapporteur
M. GAYTON, Nicolas	Maitre de Conférences, IFMA Clermont-Ferrand	Rapporteur
M. BALLU, Alex	Maitre de Conférences, Université de Bordeaux	Examineur
M. WARGNIER, Hervé	Professeur des Universités, Université de Bordeaux	Directeur de thèse
M. BOIS, Christophe	Maitre de Conférences, Université de Bordeaux	Co-encadrant
M. CHIROL, Clément	Ingénieur Expert Assemblages, AIRBUS Toulouse	Invité

Titre : Approche fiabiliste pour le tolérancement des assemblages par fixation de structures composite-métal

Résumé :

L'utilisation des matériaux composites dans les structures assemblées a permis d'atteindre des niveaux de performance très élevés grâce aux propriétés spécifiques de ces matériaux. Cependant, pour garantir ces performances, les industriels s'appuient sur des gammes d'assemblage complexes afin de réduire les incertitudes et ainsi maîtriser les chemins d'effort. Par exemple pour les assemblages par fixations, le contreperçage est privilégié pour limiter les défauts de positionnement des alésages et limiter les jeux. Ces gammes d'assemblage, incompatibles avec le principe d'interchangeabilité, augmentent considérablement les coûts de production. Aujourd'hui aucun outil ne permet de justifier, de remettre en cause ou d'optimiser les gammes d'assemblage en terme de compromis coût performance.

Ce manuscrit propose donc une démarche de tolérancement fiabiliste des paramètres incertains pilotant le comportement des assemblages métal-composite par fixation. L'approche développée a pour but d'étudier l'effet des variabilités géométriques et matériaux sur la tenue des assemblages et de proposer une démarche pour les tolérer. Le caractère probabiliste de la démarche, a nécessité le développement d'un modèle simplifié de comportement des assemblages par fixations afin de maîtriser les temps de calcul. Ce modèle, construit à partir de surfaces rigides connectées et des éléments plaque 3-D, permet de représenter finement les phénomènes prépondérants dans le comportement des assemblages (jeu alésage fixation, contact, adhérence induit par la précharge des fixations). Il a été validé à la fois numériquement et expérimentalement. La réponse numérique de la propagation des incertitudes sur un critère de tenue mécanique est ensuite formalisée par une loi de densité de probabilité analytique. Les paramètres de cette loi sont identifiés par une stratégie combinant la méthode de Monte Carlo et la recherche des pire-cas avec un Algorithme Génétique. Cette approche permet alors de calculer les tolérances associées à un niveau de fiabilité visé.

Mots clés :

Assemblage par fixation, Composite, Eléments finis, Approche fiabiliste, Tolérancement, Monte Carlo, Algorithme Génétique

Title : Reliability-based approach for tolerance analysis of fastened metal-composite structures

Abstract :

The use of composite materials in joined structures allowed reaching high performance level thanks to its specific material properties. However, to ensure these performances, a complex flow-process grid is needed in order to reduce uncertainties and to control therefore load distribution between fasteners. For example, with large aeronautical structures, holes are drilled in a single operation in order to reduce hole-location errors and clearance which increase considerably manufacturing cost. Today, no robust tool is available to allow justifying or optimizing joining process in terms of both cost and joint performance.

This thesis proposes therefore a reliability-based approach for the tolerancing of uncertain parameters which could affect the behavior of fastened metal-composite joints. The aim through the developed approach is to study the effect of geometrical and material variabilities on the performance of joints and to propose a method to provide the optimal tolerances. The probabilistic character of the approach required the development of a simplified model of fastened joint in order to reduce calculation time. This model, based on connected rigid surfaces and continuum shell elements, allows representing finely physical phenomena in multi-material fastened joints (clearance, contact, adherence induced by tightening). This model was validated experimentally and numerically. The output distribution of the performance criteria, calculated after running a propagation of uncertainties, is then formalized by an analytical probability density law. The parameters of this law are identified using Monte Carlo method and worst-case approach based on a Genetic Algorithm. The developed approach allows therefore providing the appropriate tolerance associated to an admissible performance criteria for the required reliability of the joint.

Keywords :

Fastened joint, Composite, Finite Elements, Reliability, Tolerance, Monte Carlo, Genetic Algorithm

Institut de Mécanique et d'Ingénierie (I2M)

Laboratoire I2M, Université de Bordeaux, UMR5295, F-33400 Talence, France

Remerciements

J'adresse tout d'abord mes remerciements aux rapporteurs, Frédéric Lachaud et Nicolas Gayton, pour avoir accepté de relire ce manuscrit. Je remercie ensuite Pascal Lafon pour avoir pris le temps d'assurer la présidence du jury ainsi qu'à Alex Ballu et Clément Chirol pour leur participation à ce jury.

Je tiens à remercier sincèrement Hervé Wargnier et Christophe Bois, mes deux encadrants de thèse, pour leur disponibilité, leur écoute et la confiance qu'ils m'ont donnée pour réaliser ce travail, et j'en suis très reconnaissant.

J'aimerais remercier mes collègues thésards et stagiaires. Je salue notamment Mohammed, Wadii, Paul, Julie, Damien, PVDS, Ernesto, Eileen, Fadhel et tous les autres...Votre soutien et votre bonne humeur m'ont permis de passer trois années très agréables en votre présence.

Je remercie tous les chercheurs de l'I2M qui ont contribué à ce travail de par leurs conseils et leurs remarques qu'ils m'ont apportées lors de discussions ou des réunions d'équipe. Je remercie aussi le personnel administratif du laboratoire particulièrement Béatrice et Catherine pour leur disponibilité et leur aide.

Je tiens à remercier le personnel technique du département SGM et GMP de l'IUT pour leur aide à la réalisation des expériences particulièrement Matthieu, Jean-Marc, Patrice et Michel. Je remercie également l'administration du Mésocentre de Calcul Intensif Aquitain d'avoir mis à disposition des ressources informatiques précieuses.

Je tiens à remercier et à exprimer ma profonde gratitude à mes parents et à mes frères pour leur patience et leur amour inconditionnel.

Table des matières

Introduction	13
Chapitre I. Comportement et modélisation des assemblages par fixation.....	19
I.1. Introduction	20
I.2. Comportement des assemblages composites par fixation.....	22
I.2.1. Comportement global.....	22
I.2.2. Effet des paramètres de montage sur le comportement des assemblages par fixation.....	26
I.3. Modélisation des assemblages par fixation.....	30
I.3.1. Modèles éléments finis 3-D.....	30
I.3.2. Modèles réduits.....	32
I.3.3. Raideurs de fixation	37
I.4. Conclusion.....	40
Chapitre II. Construction d'un modèle réduit d'une fixation	43
II.1. Introduction.....	44
II.2. Modèle d'assemblages boulonnés de référence.....	44
II.2.1. Description de l'assemblage de référence.....	44
II.2.2. Modèle éléments finis de référence	46
II.3. Analyse des modes de déformation d'un boulon	47
II.3.1. Définitions et paramétrage.....	48
II.3.2. Analyse du comportement en traction et en flexion	50
II.3.3. Analyse du comportement en cisaillement et en matage	51
II.4. Construction du modèle réduit de fixation	53
II.4.1. Comportement cinématique du modèle réduit.....	53
II.4.2. Création du modèle MCRS sur Abaqus	54
II.4.3. Démarche d'identification des raideurs	56
II.5. Validation numérique du modèle MCRS	59
II.5.1. Configurations testées.....	59

II.5.2. Comportement global	60
II.5.3. Comportement local.....	62
II.5.4. Temps de calcul.....	66
II.6. Conclusion	67
Chapitre III. Construction d'un modèle réduit d'assemblage, validations numériques et expérimentales.....	69
III.1. Introduction.....	70
III.2. Description des configurations d'assemblages considérés	71
III.3. Modèles éléments finis considérés.....	73
III.3.1. Modèle 3-D.....	73
III.3.2. Modèle à base de MCRS.....	74
III.4. Modélisation du glissement des substrats.....	77
III.4.1. Modélisation de la précharge	77
III.4.2. Identification des coefficients de frottement.....	78
III.4.3. Identification de la relation entre le couple de serrage et l'interpénétration	80
III.5. Confrontation des résultats numériques et expérimentaux	91
III.5.1. Métrologie	91
III.5.2. Comparaison des résultats expérimentaux et numériques	92
III.6. Mise en évidence de l'effet des défauts de position sur le comportement des assemblages par fixation.....	94
III.7. Conclusion	97
Chapitre IV. Méthodes et outils de propagation des incertitudes.....	101
IV.1. Introduction	102
IV.2. Approche probabiliste.....	103
IV.2.1. Principe de l'approche	103
IV.2.2. Méthode de Monte Carlo.....	103
IV.2.3. Exemples de l'application de l'approche probabiliste sur des problèmes mécaniques.....	105
IV.3. Approche pire-cas	110

IV.3.1. Principe de l'approche	110
IV.3.2. Méthodes d'optimisation	111
IV.3.3. Algorithmes Génétiques.....	112
IV.3.4. Application de l'Algorithme Génétique au tolérancement au Pire-cas.....	114
IV.4. Intégration des approches de propagation d'incertitude dans un processus de conception.....	116
IV.4.1. Tolérancement des paramètres incertains	116
IV.4.2. Intégration directe dans le processus de conception	118
IV.5. Conclusion	119
Chapitre V. Définition d'une méthode de tolérancement	121
V.1. Introduction.....	122
V.2. Cas d'étude.....	123
V.2.1. Paramètre incertain étudié	123
V.2.2. Assemblage étudié	125
V.2.3. Quantité d'intérêt de sortie : Indicateur de Performance Mécanique.....	126
V.3. Modélisation	127
V.3.1. Modèle de comportement de la configuration nominale de l'assemblage étudié ..	127
V.3.2. Méthode de génération des modèles d'assemblages avec défaut.....	128
V.3.3. Description du processus de calcul de l'IPM	129
V.4. Etablissement de la démarche de tolérancement	130
V.4.1. Démarche	130
V.4.2. Choix de la loi de distribution de l'IPM	131
V.4.3. Identification des paramètres de la loi analytique de densité de probabilité.....	133
V.5. Méthode de Monte Carlo	134
V.6. Algorithme Génétique.....	137
V.6.1. Paramètres génétiques de l'AG.....	137
V.6.2. Analyse des solutions de l'Algorithme Génétique.....	138
V.6.3. Etude de la convergence de l'AG.....	140

V.7. Etablissement d'un méta-modèle de tolérancement	142
V.7.1. Démarche	142
V.7.2. Illustration de la démarche sur le cas étudié	143
V.8. Conclusion	145
Chapitre VI. Conception d'un assemblage par fixation dans un contexte incertain.....	147
VI.1. Introduction	148
VI.2. Définition du problème de conception.....	148
VI.2.1. Définition des paramètres incertains.....	148
VI.2.2. Distributions associées aux paramètres incertains.....	149
VI.3. Etablissement du méta-modèle de tolérancement des défauts de position	154
VI.3.1. Identification des paramètres de la loi analytique de densité de probabilité.....	154
VI.3.2. Etablissement du méta-modèle	159
VI.4. Intégration de la démarche de tolérancement dans un processus de conception	161
VI.5. Conclusion.....	163
Conclusion	165
Bibliographie	171
Annexe 1 : Difficultés dans la modélisation du contact.....	181
Annexe 2 : Comportement des éléments plaque 3-D	187

Introduction

Avec la volonté d'augmenter la cadence de production dans certains secteurs comme l'aéronautique et de réduire le coût de mise en œuvre, une décentralisation des chaînes de production est nécessaire. Cette stratégie de production permet éventuellement de se passer des gammes d'assemblages courantes, notamment le contre-perçage, dans le but d'assurer une meilleure précision. Réaliser les opérations d'usinage des pièces séparément peut engendrer des incertitudes plus importantes. Elargir les intervalles de tolérance est donc nécessaire afin d'assurer la conformité des pièces et leur interchangeabilité. Cependant, avoir des variabilités importantes, sur les paramètres géométriques mais aussi sur les propriétés des matériaux et les paramètres de montage des fixations (jeu entre la fixation et les alésages, précharge axiale appliquée), a un effet néfaste sur la tenue mécanique des assemblages.

Afin d'assurer le fonctionnement souhaité du produit durant son cycle de vie, l'approche la plus courante pour réduire les risques de défaillance consiste à appliquer des coefficients de sécurité élevés aux paramètres de dimensionnement. Cette solution est simple à appliquer mais conduit le plus souvent à un surdimensionnement des composants ce qui a des conséquences directes sur la masse du produit et le coût de mise en œuvre. Une deuxième approche, qui peut être envisagée, consiste à évaluer l'effet des variabilités provoquées par le procédé et de définir des limites de conformité.

Maîtriser l'effet des variabilités sur la tenue des assemblages nécessite la mise en place d'une démarche de propagation des incertitudes permettant de relier une variabilité sur un ou plusieurs paramètres incertains à une quantité d'intérêt de sortie traduisant la performance mécanique de l'assemblage. Deux approches sont souvent utilisées dans la littérature : une approche probabiliste permet de tolérer une fraction d'assemblages qui ne sont pas conformes aux exigences du concepteur et une approche pire-cas permettant d'assurer une conformité totale des assemblages produits. Ces approches se basent généralement sur des modèles de comportement numériques de par le domaine de validité limité des modèles de comportement analytiques et le coût élevé de la mise en place d'une approche expérimentale. La difficulté qui empêche souvent de mener une analyse des variabilités dans les assemblages multi-matériaux par fixation est liée principalement au temps de calcul élevé des modèles numériques pour réaliser une analyse robuste de l'effet des variabilités.

L'objectif de cette thèse est de développer une démarche d'analyse et de tolérancement des variabilités adaptée aux assemblages de structures multi-matériaux par fixation. Cette démarche vise une meilleure maîtrise des effets des incertitudes liées aux paramètres de conception (géométrie des pièces, propriétés des matériaux, précharge...) sur la tenue de l'assemblage. Pour réussir à mener une telle analyse, le développement d'un modèle réduit de comportement a été nécessaire. La maîtrise des variabilités est traduite, par la suite, par l'établissement d'une démarche permettant le tolérancement du paramètre incertain étudié.

Ce manuscrit de thèse est divisé en deux parties principales : la première partie est consacrée au développement d'un modèle réduit de comportement des assemblages multi-matériaux par fixation. La deuxième partie porte sur l'établissement d'une démarche de tolérancement et son intégration dans un processus de conception.

L'établissement d'un modèle réduit de comportement a nécessité un premier travail d'étude des phénomènes physiques qui pilotent le comportement des assemblages par fixation. Une description de certains modèles existants dans la littérature est aussi présentée dans le premier chapitre pour permettre de choisir la stratégie de modélisation à appliquer.

Le deuxième chapitre est dédié au développement d'un modèle de fixation à base de surfaces rigides connectées (MCRS). La construction de ce modèle a nécessité une analyse approfondie du comportement d'une fixation sous chargement, la définition d'un comportement cinématique des surfaces fonctionnelles du modèle réduit, la mise en place d'une démarche d'identification des raideurs équivalentes de la fixation et finalement une confrontation des résultats avec un modèle fin à base d'éléments solide 3-D.

En combinant le modèle MCRS de fixation avec des éléments plaque 3-D pour les pièces assemblées, un modèle réduit d'assemblage est créé. La performance de ce modèle réduit a été par la suite évaluée en confrontant ses résultats avec des résultats issus d'essais expérimentaux et des calculs numériques utilisant un modèle solide 3-D. Ce travail est présenté dans le troisième chapitre de ce manuscrit.

Une fois le modèle de comportement créé et validé, il est désormais possible de l'utiliser pour propager les incertitudes dans les assemblages par fixation avec un coût de calcul raisonnable. Dans le quatrième chapitre, les deux approches de propagation des incertitudes (approche probabiliste et pire-cas) sont détaillées. Des exemples issus de la littérature montrant l'utilisation des différentes méthodes et outils liés à la propagation des incertitudes sont également présentés.

Le cinquième chapitre détaille la démarche de tolérancement proposée. Un cas d'assemblage avec une géométrie simple et un choix particulier du paramètre incertain à étudier ont permis d'illustrer la démarche de tolérancement. Le résultat de l'application de la démarche est formalisé sous la forme d'un méta-modèle analytique qui permet de relier l'intervalle de tolérance du paramètre incertain étudié à une quantité d'intérêt de sortie.

Le sixième chapitre a pour objectif d'étendre le domaine de validité de la démarche de tolérancement proposée en prenant en compte plusieurs sources d'incertitudes. Un synoptique général proposant une intégration de la démarche de tolérancement dans un processus de conception des assemblages par fixation est présenté.

Première partie
Développement d'un modèle de
comportement d'assemblages par fixation

Chapitre I.

Comportement et modélisation des assemblages par fixation

Sommaire

Chapitre I. Comportement et modélisation des assemblages par fixation.....	19
I.1. Introduction	20
I.2. Comportement des assemblages composites par fixation.....	22
I.2.1. Comportement global.....	22
I.2.2. Effet des paramètres de montage sur le comportement des assemblage	26
I.3. Modélisation des assemblages par fixation.....	30
I.3.1. Modèles éléments finis 3-D	30
I.3.2. Modèles réduits.....	32
I.3.3. Raideurs de fixation	37
I.4. Conclusion.....	40

I.1. Introduction

L'assemblage d'éléments structuraux est une opération qui permet de maintenir en position deux ou plusieurs pièces et d'assurer un transfert de charge entre elles. Assurer ces deux fonctionnalités est possible grâce à diverses techniques actuelles comme le collage, le soudage ou l'assemblage par éléments de fixation. Chacune de ces techniques a ses propres avantages et inconvénients. Le choix de la technologie dépend de plusieurs critères comme la performance mécanique, le coût de mise en œuvre, la maintenabilité etc.

L'assemblage par fixation est l'une des techniques les plus anciennes et les plus utilisées. Cette technique permet d'assurer un transfert de charges à travers les liaisons mécaniques. Elle conduit par conséquent à des assemblages souvent démontables de haute performance. En revanche, l'utilisation de ces éléments de fixation nécessite, par rapport à un assemblage permanent (collé ou soudé), la création de nouvelles surfaces fonctionnelles ce qui implique des opérations d'usinage et de métrologie supplémentaires.

Une classification basée sur le mode de sollicitation des fixations peut s'appliquer aux assemblages par fixation. On distingue deux modes principaux : la traction (cf. Figure I.1a) et le cisaillement (cf. Figure I.1b).

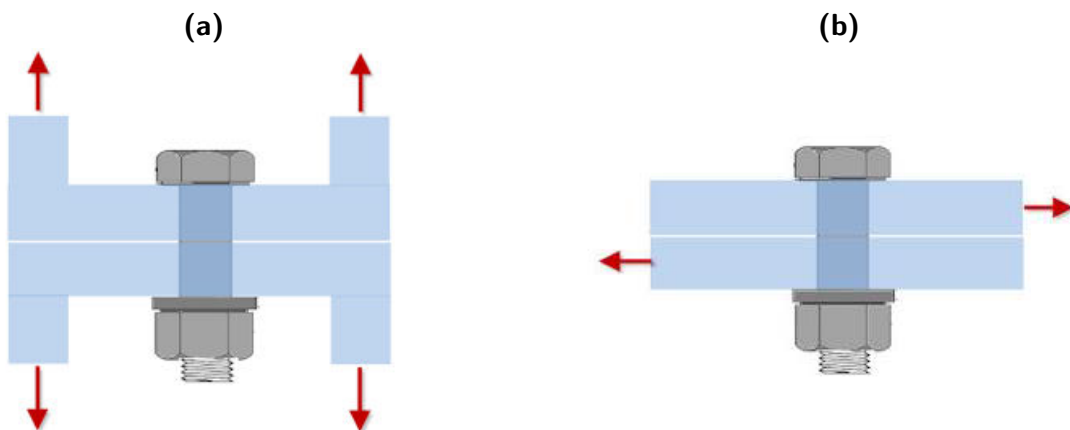


Figure I.1: Modes de sollicitation d'une fixation dans un assemblage : (a) Traction, (b) Cisaillement

Les sollicitations de traction dans les assemblages de matériaux composites stratifiés ne sont pas recommandées. En effet, ce type d'architecture implique de fortes contraintes de compression et de cisaillement transverse dans les substrats ce qui peut engendrer des délaminages ou la rupture par cisaillement des fibres. Les matériaux composites se trouvent

donc plus utilisés dans des configurations à simple ou à double recouvrement où les efforts transisent dans le plan de la stratification.

Malgré la haute performance des stratifiés composites, il existe néanmoins un risque de défaillance de l'assemblage. Plusieurs paramètres de nature géométrique, matérielle ou de procédé de mise en œuvre peuvent affecter le comportement et la résistance de ce type d'assemblage.

Afin de proposer un modèle de comportement des assemblages par fixation qui servira à la propagation des incertitudes, il est nécessaire de comprendre les phénomènes physiques existants. Les phénomènes présents dans les assemblages par fixation sont de natures différentes et leur interprétation peut varier selon l'échelle de l'étude. On distingue deux échelles principales d'analyse :

- Echelle de la structure : A cette échelle on s'intéresse aux grandeurs macroscopiques dans l'assemblage : raideur globale, distribution des charges entre les fixations, déplacements dans la structure etc.
- Echelle du matériau : L'intérêt de cette échelle est d'étudier les phénomènes locaux qui pilotent le comportement global de l'assemblage : pression de contact, frottement, endommagement etc.

La distinction de ces deux échelles différentes d'étude n'exclut pas l'interaction entre les phénomènes locaux et globaux. Dans la première partie de ce chapitre, nous détaillons l'origine de certains phénomènes caractéristiques des assemblages par fixation, leur interaction et leurs effets sur la fonctionnalité de la structure.

La deuxième partie sera consacrée à une description brève de certains modèles d'assemblages par fixation et la manière dont les phénomènes physiques sont pris en compte. Cette étape est nécessaire afin de justifier le développement d'un nouveau modèle d'assemblage par fixation décrit dans les chapitres II et III, et de le positionner par rapport aux modèles existants.

I.2. Comportement des assemblages composites par fixation

I.2.1. Comportement global

I.2.1.1. Raideur d'un assemblage

Un des critères importants dans le dimensionnement de tout assemblage par fixation est la raideur globale de l'assemblage. Cette raideur peut se traduire par le rapport entre l'effort transmis par la fixation et le déplacement relatif entre les pièces. Les paramètres qui affectent en premier lieu cette grandeur mécanique sont la raideur dans la direction de chargement des substrats et la raideur en cisaillement des fixations. D'autres phénomènes secondaires peuvent modifier la raideur globale de l'assemblage comme la flexion secondaire (décrite dans la section I.2.1.3) ou les déformations locales au voisinage des alésages.

Une autre façon de définir la raideur d'un assemblage est introduite par Bois et al. [Bois13] puis repris dans [Lecomte14]. Contrairement aux définitions classiques où le déplacement relatif entre les pièces est défini arbitrairement entre 2 points, la formulation proposée est basée sur un déplacement relatif qui isole l'effet de l'assemblage. Ce déplacement est le résultat de l'accumulation des déformations locales du substrat et de la fixation comme montré sur la Figure I.2. Ce type de formulation permet d'avoir une raideur locale découplée de la raideur induite par la géométrie des pièces en dehors de la zone d'assemblage. L'utilisation de cette définition dans les modèles analytiques ou semi-analytiques permet une meilleure estimation de la répartition des charges entre les fixations.

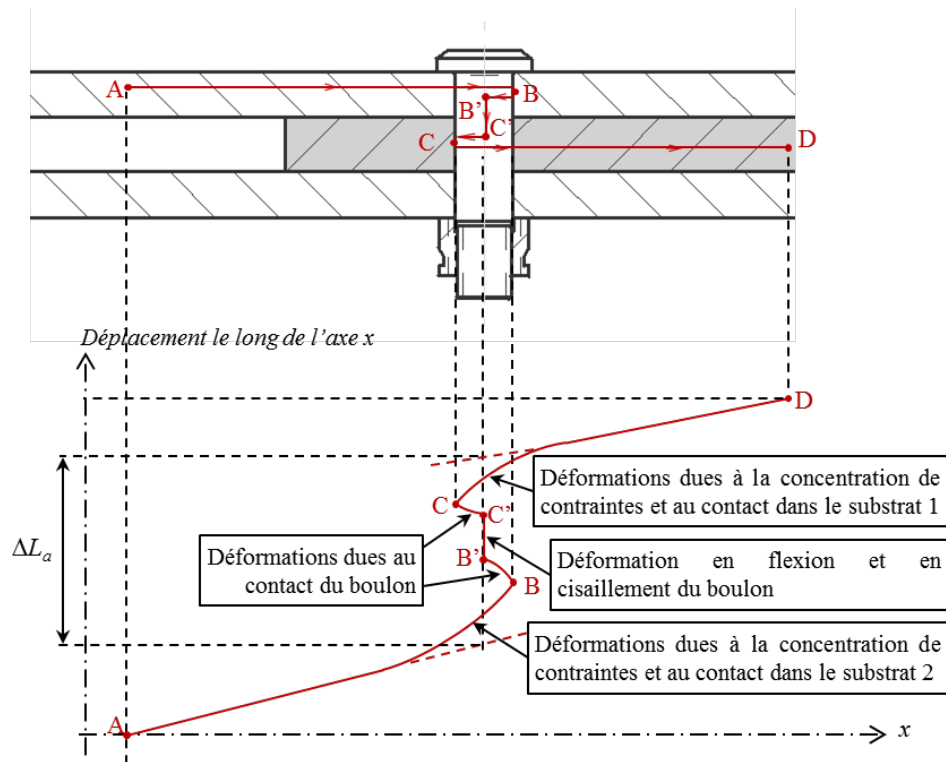


Figure I.2 : Décomposition des déplacements relatifs dans un assemblage double recouvrement
[Bois13]

I.2.1.2. Résistance d'un assemblage

I.2.1.2.1. Rupture des pièces

L'introduction des matériaux composites dans les structures assemblées a fait apparaître des modes de rupture différents de ceux observés sur les assemblages métalliques. On distingue 4 modes principaux macroscopiques de rupture dans les pièces comme montré sur la Figure I.3 [Gohorianu08; Hart-Smith04].

- Rupture par matage « Bearing failure » : Ce mode de rupture apparaît essentiellement dans les configurations d'assemblage où le rapport entre le diamètre de la fixation et la largeur du substrat ou l'espacement entre les fixations dans le cas d'un assemblage à plusieurs rangées de fixation est faible ($\frac{d}{w} < 0.2$). Ce faible rapport engendre une concentration des contraintes au bord de l'alésage dans la direction de chargement. L'initiation de ce mode est caractérisée par une rupture progressive en compression des fibres sous la pression de contact du fut de la fixation. Ce mode, permettant de conserver après le matage l'intégrité de la structure, est généralement favorisé. Plusieurs

investigations ont été réalisées sur ce mode de rupture [Egan14; Ireman00; F.L. Matthews82; C. T. McCarthy05b; McCarthy02; Wang96].

- Rupture en traction « Net-Section »: La rupture en traction s'initie par une fissuration du composite au bord du trou à 90° par rapport à la direction du chargement puis elle se propage vers les bords du substrat. Ce mode est provoqué par une insuffisance de fibre orientées dans la direction de chargement ou/et à cause d'un rapport entre le diamètre de la fixation et la largeur du substrat élevé ($\frac{d}{w} > 0.4$) [Camanho12; Catalanotti13].
- Rupture en cisaillement « Shear-out »: La rupture en cisaillement des plis apparaît généralement quand la fixation est très proche du bord libre du substrat ($\frac{e}{w} < 0.5$) ou pour une insuffisance de renfort en $\pm 45^\circ$.
- Rupture par clivage « Cleavage »: Ce mode est caractérisé par une fissuration qui s'initie dans la zone en compression et se propage dans la direction de chargement. Les raisons de la rupture par clivage sont principalement liées à l'insuffisance de renfort à 90° .

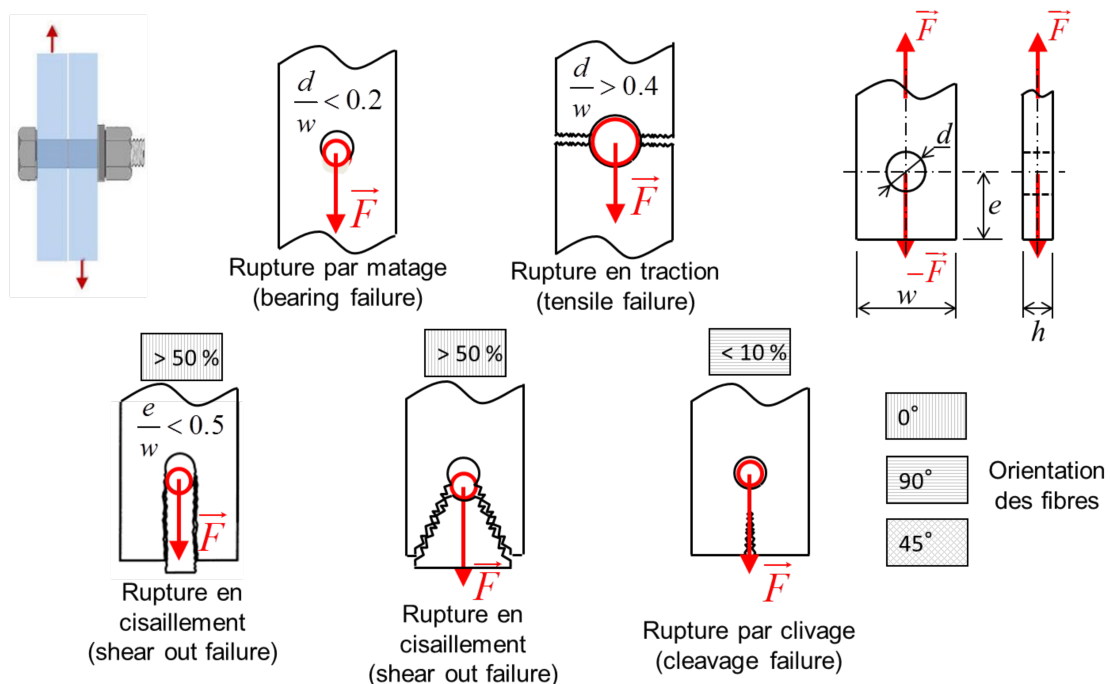


Figure I.3 : Modes de rupture des pièces en composite dans un assemblage par fixation

I.2.1.2.2. Rupture des fixations

Une rupture de la fixation peut se produire dans le cas d'un chargement en cisaillement d'un assemblage simple ou double recouvrement. Le mode de défaillance d'un boulon le plus

souvent observé est la rupture de la tête de la vis ou de l'écrou comme montré sur la Figure I.4. La flexion de la fixation (cf. I.2.1.3) est souvent à l'origine de la concentration des contraintes sous les têtes de la fixation et dans les filets. Une épaisseur des substrats plus importante que le diamètre du fut de la fixation ($\frac{h}{d} > 1$) favorise aussi ce mode de rupture de la fixation.

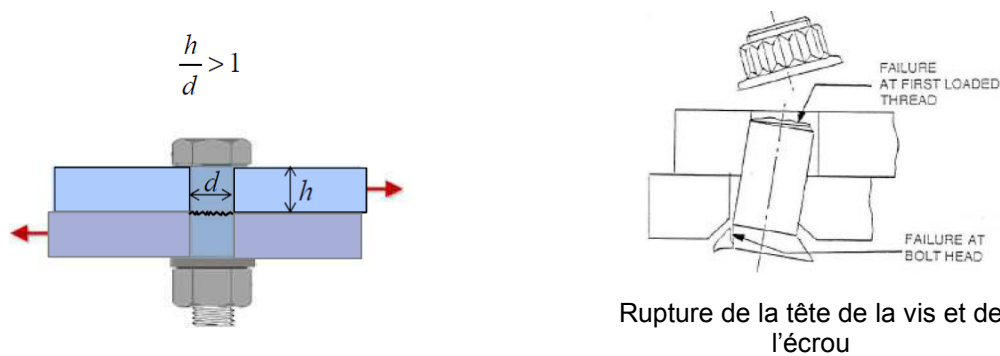


Figure I.4 : Rupture des fixations dans un assemblage sollicité en cisaillement

I.2.1.3. Flexion secondaire

La flexion secondaire est un phénomène particulier qui accompagne le chargement en cisaillement d'un assemblage simple recouvrement. Il est caractérisé par une rotation des fixations et un déplacement hors-plan des substrats comme montré sur la Figure I.5. L'amplitude de la flexion secondaire dépend essentiellement de l'espacement entre les rangées de fixation dans la direction de chargement [Ekh06, 05b].

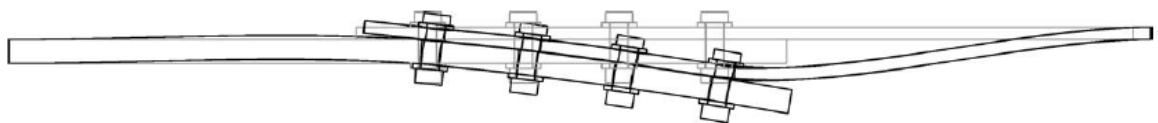


Figure I.5: Déplacement hors-plan d'un assemblage simple recouvrement sollicité en cisaillement
[Ekh05b]

En plus des déplacements hors-plans que génère la flexion de l'assemblage, des effets locaux apparaissent au niveau des alésages. Un gradient de pression de contact apparaît sur la hauteur de l'alésage à cause de la rotation de la fixation. Cette pression a tendance à se localiser au niveau du plan de recouvrement et asymétriquement sous les têtes de la fixation comme montré sur la Figure I.6. La présence du jeu entre le fut de la fixation et le substrat conduit aussi à l'amplification du gradient de pression de contact [Ekh06].

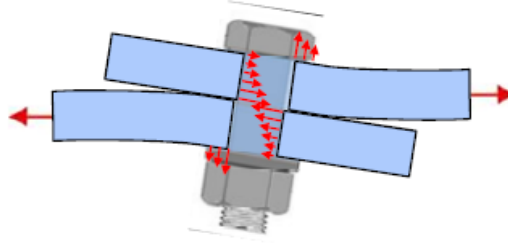


Figure I.6 : Effet de la flexion secondaire sur les pressions de contact

I.2.2. Effet des paramètres de montage sur le comportement des assemblages par fixation

Durant un chargement en cisaillement d'un assemblage par fixation, l'effort transmis par une fixation passe par 5 phases comme montré sur la Figure I.7.

- Phase 1 : Avec la présence d'un contact frottant sous les têtes et entre les substrats et avec l'application d'une précharge axiale dans la fixation, l'effort durant cette phase est transmis exclusivement par adhérence. Ce qui traduit la phase linéaire associée à une forte raideur de la courbe effort-déplacement.
- Phase 2 : Si l'effort extérieur appliqué sur l'assemblage devient plus important que l'effort correspondant à la limite d'adhérence, un glissement relatif des substrats et des têtes de la fixation apparaît. Ce déplacement relatif est égal au jeu introduit entre le fut de la fixation et les alésages.
- Phase 3 : Une fois le jeu rattrapé, une prise progressive du contact entre le fut et les alésages se produit. Cette progressivité est due essentiellement à la variation de la surface de contact. En effet, la présence d'un jeu signifie que le diamètre des alésages est plus important que le diamètre du fut ce qui conduit à une surface de contact réduite initialement à une ligne. Les déformations locales du fut et de l'alésage au voisinage du contact provoquent une augmentation de la surface de contact ce qui engendre une augmentation de l'effort transmis.
- Phase 4 : Durant cette phase, une partie de la charge est transmise par frottement mais les flux d'effort passent essentiellement par le contact normal entre le fut et les alésages.
- Phase 5 : Lorsque les limites élastiques des matériaux des substrats sont atteintes au bord des alésages, les propriétés de ces matériaux commencent à se dégrader conduisant ainsi à une perte de raideur dans l'assemblage.

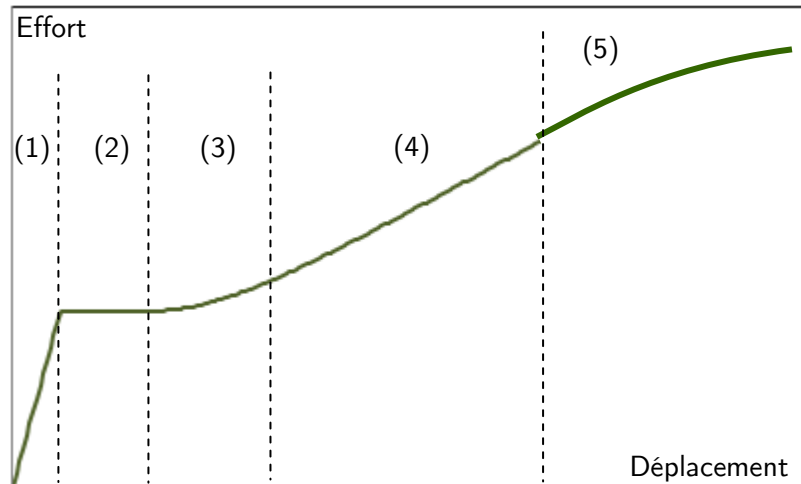


Figure I.7 : Différentes phases durant un chargement en cisaillement d'un assemblage par fixation

I.2.2.1. Effet de la précharge

Le choix de la précharge initiale à appliquer sur la fixation est primordial vu son influence directe sur les mécanismes de transfert de charge. Les assemblages par fixation sont conçus pour fonctionner avec un mode de transfert de charge par adhérence ou par obstacle. Le mode de transfert est principalement lié à la nature des matériaux assemblés.

Le mode de transfert par adhérence (cf. Figure I.8a) est généralement privilégié car l'assemblage est quasi-insensible au jeu entre le fut et les alésages. Des tolérances plus larges peuvent alors être considérées ce qui permet d'avoir un coût de mise en œuvre faible. Cependant, l'application d'une précharge élevée nécessite d'avoir des matériaux assemblés avec une résistance hors-plan élevée afin d'éviter la plastification ou l'endommagement du matériau. L'utilisation de composants intermédiaires comme les rondelles à dent permettent aussi d'augmenter l'adhérence et d'éviter tout glissement des têtes au cours du chargement.

Dans le cas où la résistance hors-plan du matériau est faible, une précharge élevée n'est pas envisageable puisque le matériau risque de s'endommager durant le serrage. C'est le cas des matériaux composites stratifiés. En effet, avec des stratifiés à plis unidirectionnels ou bidirectionnel, la direction du chargement est choisie comme la direction principale de renfort ce qui conduit à des matériaux moins résistants dans la direction hors-plan. Le mode principal de transfert de charge dans les assemblages composites est donc principalement par obstacle comme montré sur la Figure I.8b.

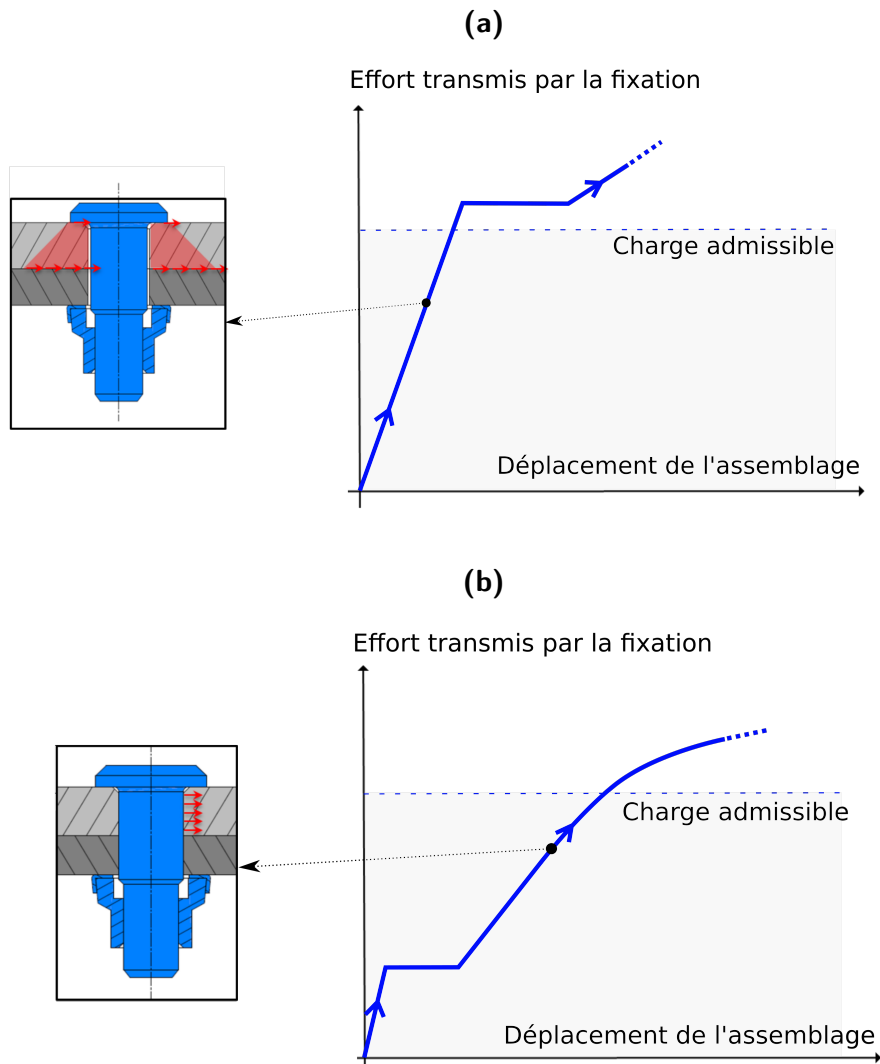


Figure 1.8 : Effet de la précharge sur le comportement d'un assemblage boulonné : (a) Forte précharge, (b) Faible précharge

Les structures assemblées se trouvent souvent sollicitées durant leur fonctionnement normal sous un chargement cyclique. Par exemple, les structures aéronautiques subissent des cycles de chargement mécanique dont l'origine revient aux efforts aérodynamiques, à la pressurisation du fuselage ou à la dilatation thermique [Grover66]. Des études montrent qu'une forte précharge est bénéfique pour la tenue en fatigue des assemblages par fixation [Benhaddou14]. En effet, l'augmentation de la précharge permet de diminuer le part du transfert des charges par le contact fut/alésages réduisant ainsi les concentrations de contraintes au bord des alésages. Ces concentrations de contraintes sont souvent à l'origine de la rupture en fatigue du matériau.

D'autre part, si une forte précharge initiale est appliquée et qu'un glissement se produit au cours d'un chargement cyclique, les matériaux assemblés risquent de subir une usure superficielle communément appelé « Fretting » [Chakherlou03; Ferjaoui15] (cf. Figure I.9). Par conséquence, dans le cas où la précharge n'est pas suffisamment élevée pour éviter le glissement, l'énergie dissipée devient très importante et l'usure également. L'utilisation du mastic dans le cas des fixations montées avec jeu permet d'introduire une raideur à l'assemblage durant la phase de glissement et donc de limiter le phénomène d'usure.

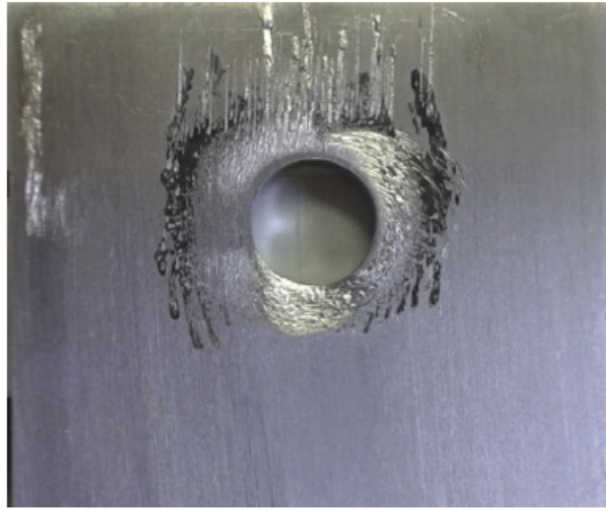


Figure I.9 : Usure par frottement d'une plaque en aluminium d'un assemblage double recouvrement sollicité en fatigue [Ferjaoui15]

I.2.2.2. Effet du jeu

L'usure des pièces assemblées est directement liée non seulement au niveau de la précharge appliquée mais aussi au jeu introduit entre le fut et l'alésage. Ce jeu détermine le déplacement relatif entre les surfaces en contact et donc l'étendue et la vitesse d'usure des surfaces.

Les concepteurs ont donc tendance à réduire le jeu dans les trous habités lorsque les charges sont transmises par obstacle. Des technologies d'assemblage récentes permettent de fournir un jeu minimal et même des ajustements serrés. En revanche, ces technologies sont plus coûteuses et conduisent généralement à un assemblage indémontable sans endommager le matériau composite. Dans le cas où l'interchangeabilité des pièces est un critère à respecter, la minimisation du jeu est souvent limitée par le tolérancement des défauts de position des trous. En effet, un jeu minimal doit être respecté afin d'assurer le montage des

fixations si les trous habités par la même fixation ne sont pas initialement coïncidant [Scholz99].

I.3. Modélisation des assemblages par fixation

La modélisation est la mise en équation de certains phénomènes qui décrivent une évolution d'un état physique à un autre. Le premier travail de toute modélisation est donc de connaître et choisir les phénomènes physiques à prendre en compte dans le modèle. La tâche la plus délicate dans le processus de modélisation est de définir la manière dont ces phénomènes seront pris en compte dans le modèle. Le modélisateur se trouve souvent face à un dilemme qui est de choisir entre la richesse du modèle et le coût et la durée d'obtention des résultats. Par ailleurs, la prise en compte de phénomènes physiques supplémentaires nécessite le développement de méthodes de caractérisation et d'identification des paramètres pilotant ces phénomènes physiques.

Plusieurs modèles d'assemblages boulonnés existent dans la littérature. La manière dont les caractéristiques géométriques, le comportement des matériaux et l'interaction des pièces sont pris en compte diffère d'un modèle à l'autre. Par exemple, certains modèles comme les modèles analytiques ou les modèles EF à base d'éléments équivalents fonctionnent en fusionnant à priori un certain nombre de phénomènes locaux comme le jeu, le frottement ou le matage dans une loi macroscopique qui modélise le comportement de la fixation et de son voisinage. D'autres modèles plus explicites comme les modèles EF 3-D essaient de reproduire plus fidèlement chaque phénomène pour prévoir le comportement des assemblages.

I.3.1. Modèles éléments finis 3-D

Les mécaniciens sont souvent amenés à utiliser des méthodes numériques pour résoudre des problèmes mathématiques dont la résolution analytique est très difficile. Le formalisme de ces méthodes numériques est basé sur la discrétisation des domaines continus. Il existe plusieurs méthodes numériques utilisées dans le domaine de la mécanique. La méthode la plus courante est la méthode des éléments finis.

La discrétisation du domaine étudié par la méthode des éléments finis conduit à la définition d'un maillage d'éléments. Chaque élément est construit à partir d'un ensemble de nœuds positionnés dans l'espace. Une loi de comportement matérielle (éventuellement multi-physique : électrique, thermique...) en plus d'un comportement cinématique lui est associée.

L'élément solide 3-D est le type d'éléments finis le plus souvent utilisé dans les modèles d'assemblages boulonnés. Sa géométrie tridimensionnelle et sa richesse en degrés de liberté lui permettent de simuler des géométries et des comportements matériels complexes.

Les premiers modèles 3-D d'assemblages boulonnés, comme illustré sur la Figure I.10, sont apparus avec le développement des capacités informatiques. Les modèles d'assemblages de pièces composites ont commencé à se développer à partir des années 80 [Marshall89; F. L. Matthews82]. Ces premières études s'intéressaient principalement au comportement global et à la distribution des contraintes autour des alésages. La richesse des éléments solide 3-D a permis d'étudier les effets de certains paramètres de l'assemblage comme le jeu [Chutima96; Hyer87; Ingvar Eriksson86; C. T. McCarthy05a], le coefficient de frottement [Hyer87; C. T. McCarthy05c] ou la précharge [Caccese09; Kishima10] en plus de simuler des phénomènes non-linéaires complexes notamment l'endommagement des matériaux composites [Camanho97, 99; Le Goff; Irisarri12a, 12b; Persson98].

Malgré ses performances, les modèles utilisant des éléments solide 3-D restent très coûteux en temps de calcul surtout dans le cas d'un assemblage à plusieurs fixations ou lors d'une étude paramétrique. Pour limiter le temps de calcul, il existe actuellement des stratégies de calcul parallèle qui se basent sur la décomposition de domaine [Roulet11a, 11b, 13]. Cette méthode reste tout de même compliquée à mettre en œuvre et nécessite l'accès à des clusters de calcul.

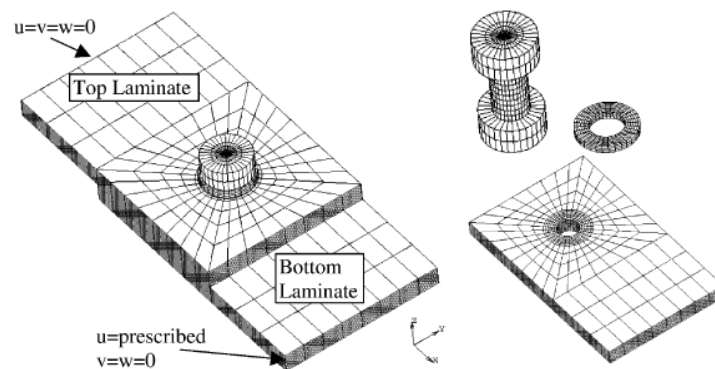


Figure I.10 : Modèle 3-D d'assemblages boulonnés [M. A. McCarthy05]

I.3.2. Modèles réduits

I.3.2.1. Modèles éléments finis à base d'éléments équivalents

I.3.2.1.1. Modèle à base de connecteur

La réduction des temps de calcul peut aussi passer par une modélisation moins riche en degrés de liberté. Les modèles d'assemblages de grande structures sont généralement construits à partir d'éléments plaque et d'éléments de connexion [Ekh08, 13; Gray11, 12; Kapidžić14; Kim07].

Vu l'absence du contact dans ces modèles, la géométrie des trous habités par les fixations est supprimée. La surface des alésages et le comportement tridimensionnel de la fixation sont remplacés par des éléments de structure. Ces éléments sont souvent représentés par des connecteurs construits à partir de deux nœuds auxquelles sont associés un ensemble de degrés de liberté internes. Ils assurent ainsi une liaison entre deux points situés chacune sur un substrat.

Afin d'assurer une distribution plus réaliste des moments de flexion induits par le contact des têtes et des substrats, les nœuds des connecteurs sont reliés, dans la plupart des cas de manière rigide, à un ensemble de nœuds voisins comme montré sur la Figure I.11. D'autres techniques, comme la commande « *FASTENER » proposée par Abaqus, permettent d'introduire ce couplage des nœuds de manière plus simple [Abaqus12; Kapidžić14].

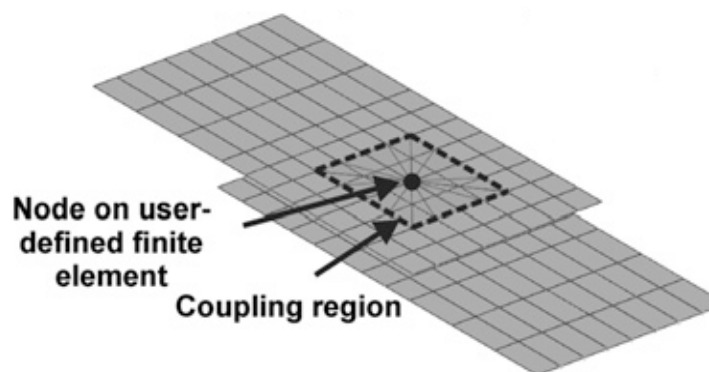
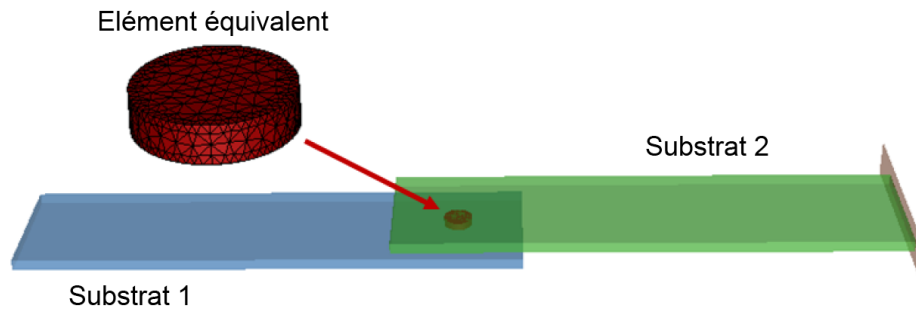


Figure I.11 : Modèle éléments finis d'assemblages boulonnés à base de connecteur [Gray11]

I.3.2.1.2. Modèles à base de volume équivalent

L'élément équivalent peut aussi être un volume au lieu d'un élément monodimensionnel comme le cas précédent. Bérot et al. ont utilisé un cylindre, appelé « Élément virtuel », pour représenter la géométrie équivalente de la fixation et l'interaction avec les pièces comme

montré sur la Figure I.12 [Bérot09, 14]. Ce volume, maillé avec des éléments 3-D, est en contact avec les substrats en supposant une adhérence parfaite. Le comportement de l'élément est supposé homogène et anisotrope. Une loi élasto-plastique est identifiée à partir d'un modèle 3-D sollicité sous différents modes.



*Figure I.12 : Modèle éléments finis d'assemblages par fixation à base de volume équivalent
[Bérot09]*

I.3.2.1.3. Limites de l'utilisation des modèles à base d'éléments équivalents

Malgré la simplicité dans la mise en place d'un modèle à base d'éléments équivalent, son utilisation est généralement réduite à l'étude du comportement global de l'assemblage et à l'estimation de la répartition des efforts entre les fixations. Une variation d'un des paramètres de l'assemblage comme le jeu ou la précharge nécessite une ré-identification de la loi de comportement de l'élément équivalent ce qui rend ce modèle peu flexible. L'autre point négatif concerne l'accès aux informations à l'échelle du matériau. En effet, l'absence d'une modélisation explicite des alésages et de l'interaction avec la fixation ne permet pas une prédiction précise des contraintes locales en bord de trou. Pour y accéder, une ré-analyse locale utilisant un modèle 3-D est nécessaire [Irisarri09].

I.3.2.2. Modèles éléments finis à base de surfaces rigides

I.3.2.2.1. Modèle proposé par Gray et al.

L'accès aux contraintes locales avec un seul modèle éléments finis nécessite une modélisation explicite du contact entre les fixations et les substrats. Gray et al. ont créés un modèle de fixation à base de surfaces rigides [Gray10a]. Afin de prendre en compte la souplesse de la fixation, la surface rigide du fut est découpée en deux parties reliées par un élément mono-dimensionnel, comme montré sur la Figure I.13, afin de prendre en compte la

raideur de la fixation et simuler sa déformation. La raideur de l'élément est représentée par une poutre ayant la même section et le même matériau que le fut. La précharge est introduite dans le modèle sous forme d'une pré-contrainte de compression appliquée sur une section de la poutre. Le contact entre la tête de la fixation et le substrat est modélisé par un couplage de la rotation du nœud maître qui pilote le déplacement du cylindre rigide et un disque de nœud sur le substrat représentant la surface virtuelle de contact.

Des configurations d'assemblages simple recouvrement avec 3 fixations en faisant varier pour chaque cas le jeu dans les alésages ont été testées. La comparaison des résultats de ce modèle avec un modèle 3-D a montré une estimation précise de la raideur globale de l'assemblage et de la répartition des charges entre les fixations. Le gain en temps de calcul est entre 78% et 97%.

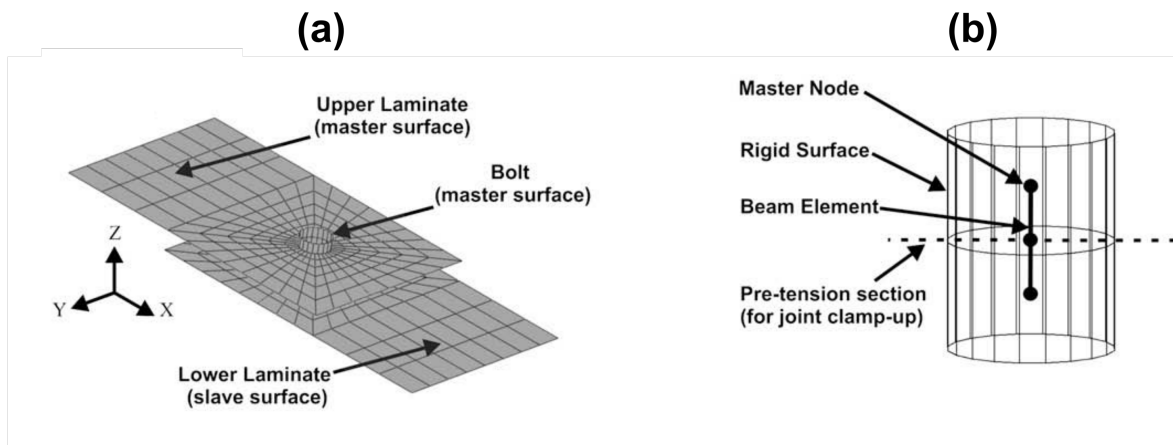


Figure I.13 : Modèle éléments finis d'assemblages boulonnés à base de surfaces rigides [Gray10a] :

(a) Modèle d'assemblage, (b) : Modèle de fixation

I.3.2.2.2. Modèle de Bodjona et al.

Bodjona et al. ont modifié le modèle de [Gray10a] en remplaçant le couplage cinématique par un contact entre un disque rigide représentant la tête de la fixation et le substrat comme montré sur la Figure I.14 [Bodjona15b]. La modélisation explicite du contact tête/substrat permet une estimation plus précise de la variation de la pression de contact sous tête au cours du chargement qui a tendance à se localiser sous le bord de la tête de la fixation. Ce modèle a été utilisé pour un assemblage hybride (boulonné/collé) pour une étude paramétrique [Bodjona15a].

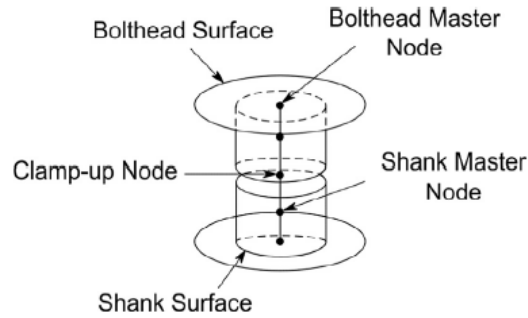


Figure I.14 : Modèle éléments finis de fixation à base de surfaces rigides [Bodjona15b]

I.3.2.2.3. Limites des modèles existants à base de surfaces rigides

Les modèles à base de surfaces rigides existants [Bodjona15b; Gray10a] ont montré des résultats précis et un gain en temps de calcul considérable. En revanche, la manière dont la raideur de la fixation est modélisée est discutable. L'inconvénient de la modélisation des déformations de la fixation par une poutre réside dans le fait de négliger certains phénomènes physiques prépondérants dans le comportement global et local de l'assemblage. Les déformations locales qui se produisent au niveau du fut, de la tête et de l'alésage et leurs variations ne sont pas pris en compte dans la raideur de la fixation. De plus la rotation des surfaces rigides des têtes par rapport au fut dans le modèle de [Bodjona15b] fait intervenir la raideur en flexion de la poutre alors que cette rotation apparente est en réalité causée par la déformation en membrane de la tête et des déformations locales comme observé sur les résultats de [Alkatan07].

D'autre part, les modèles actuels à base de surfaces rigides utilisent des éléments plaque 2-D pour modéliser les pièces minces assemblées ce qui ne permet de simuler les déformations hors-plan et d'accéder directement aux contraintes induites.

I.3.2.3. Modèles analytiques

Plusieurs travaux de recherche montrent qu'une modélisation analytique ou semi/analytique du comportement des assemblages boulonnés est possible [Lecomte14; McCarthy11]. Ces modèles, généralement unidirectionnels, sont basés sur un système de ressorts qui représentent la raideur de chaque composant. Ces raideurs peuvent être constantes ou introduites sous la forme d'une loi force-déplacement dans le cas où des non-linéarités sont prises en compte. Ces non-linéarités sont essentiellement induites par les endommagements locaux au voisinage des fixations. Le modèle proposé par Lecomte et al.

permet de prendre en compte des défauts de position [Lecomte14] comme montré sur la Figure I.15. Le jeu dans ce modèle est défini par une distance initiale entre l'axe de l'alésage et l'axe de la fixation. Ce paramètre, noté δp_i , peut varier d'une fixation à une autre d'où sa dépendance à l'indice i de chaque fixation.

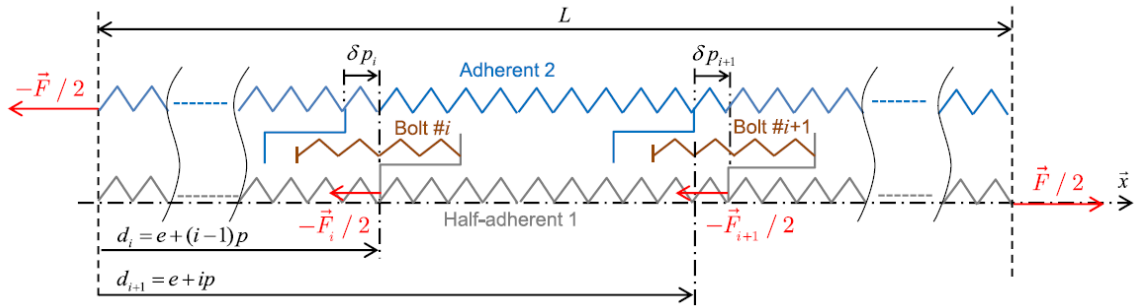


Figure I.15 : Modèle analytique d'assemblages boulonnés [Lecomte14]

Une confrontation des résultats avec un modèle éléments finis 3-D est effectuée. La comparaison des courbes des efforts transmis dans chacun des deux boulons montre une estimation précise de la distribution des charges entre les fixations comme montré sur la Figure I.16. La similarité observée sur les courbes en termes de variation des pentes au cours du chargement montre une prise en compte précise de l'effet du jeu et des défauts de position. D'autres applications comme les assemblages hybrides (boulonné/collé) ont pu être modélisé avec ce type de modèle [Bois13].

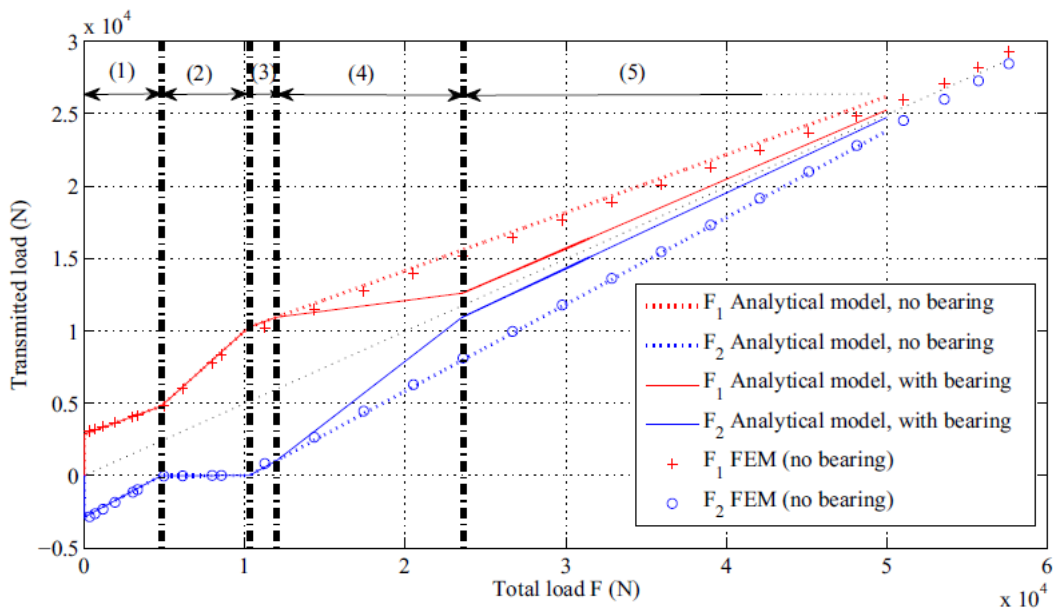


Figure I.16 : Comparaison des courbes des efforts transmis dans chaque fixation issues du modèle analytique et d'un modèle éléments finis [Lecomte14]

I.3.3. Raideurs de fixation

La difficulté dans la mise en place d'un modèle éléments finis à base d'éléments équivalents ou d'un modèle analytique/semi-analytique réside essentiellement dans l'identification de la raideur équivalente d'une fixation. L'identification de la raideur peut se faire à travers un modèle empirique ou un modèle éléments finis 3-D.

I.3.3.1. Raideur transverse

I.3.3.1.1. Identification basée sur un modèle empirique

La majorité des modèles réduits d'assemblages par fixation sollicités en cisaillement ne s'intéressent qu'à la raideur transverse de la fixation. Plusieurs formules empiriques proposées dans la littérature permettent de l'estimer. Dans les années 40, Tate et Rosenfeld [Tate46, 47] ont mis en place une relation permettant de calculer la raideur transverse basée sur un modèle poutre présenté sur la Figure I.17. Le fut, représenté par une poutre, est monté sur un assemblage double recouvrement sollicité en cisaillement. Le chargement appliqué par les substrats sur la poutre (fixation) est modélisé par des efforts linéiques uniformes. Les substrats extérieurs de hauteur t_s contribuent par un champ d'effort w_s alors que le substrat du milieu applique un champ d'effort w_p sur une hauteur t_p dans le sens opposé. Le contact des têtes des fixations avec les substrats est modélisé par deux moments fléchissant M_F qui agissent sur les bords de la poutre. Des essais expérimentaux ont permis de recalibrer le modèle. D'autres expressions, établis essentiellement par des constructeurs aéronautiques, ont été développés. Les travaux de Huth ont été utilisés pour le dimensionnement des avions de Boeing [Huth86]. Swift a développé un modèle pour le constructeur McDonnell Douglas [Swift71].

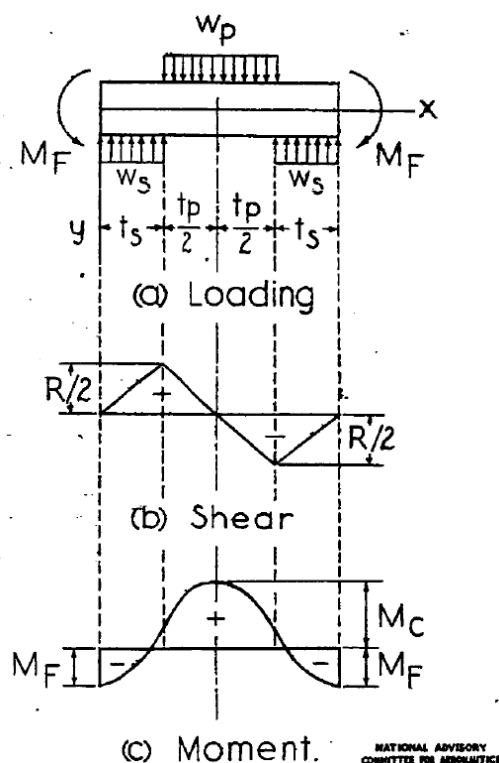


Figure I.17 : Modèle poutre d'identification de la raideur transverse [Tate46] : (a) Chargement, (b) Diagramme des efforts tranchants, (c) Diagramme des moments fléchissants.

I.3.3.1.2. Identification basée sur un modèle éléments finis

Les modèles empiriques de calcul des raideurs transverses décrits dans le paragraphe précédent permettent une estimation rapide de la raideur transverse d'une fixation. En revanche, les hypothèses considérées lors de leur établissement les rendent moins précises dans certains cas. Omran et al. ont comparés les valeurs fournis par différentes formules empiriques pour la même configuration d'assemblage. L'écart maximal constaté entre deux raideurs transverses est de plus de 300% [Omran13].

Afin d'avoir une estimation plus précise de la raideur transverse, une identification basée sur un calcul éléments finis est possible [Kapidžić14]. La raideur est identifiée à partir d'un essai virtuel avec un modèle 3-D d'assemblage mono-fixation sollicité en cisaillement comme montré sur la Figure I.18. La raideur est introduite dans les modèles réduits, analytiques ou à base d'éléments équivalents, sous forme d'une courbe effort-déplacement. Ce type d'approche est particulièrement adapté aux géométries de fixation complexes (tête fraisée, rivet aveugle).

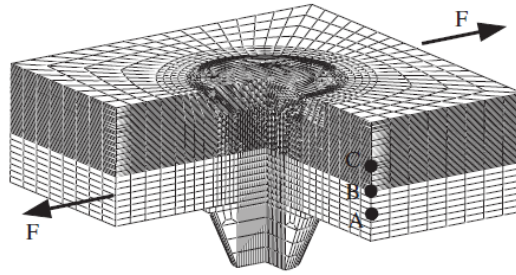


Figure I.18 : Modèle éléments finis pour l'identification de la loi de comportement d'un connecteur [Kapidžić14]

I.3.3.2. Raideur axiale

L'estimation de la raideur axiale est nécessaire dans le cas des assemblages sollicités en traction ou dans le cas où la prise en compte de l'effet de la précharge est essentielle. Comme pour la raideur transverse, des modèles empiriques permettent une estimation rapide de la raideur axiale [Guillot97; VDI03]. La difficulté dans le calcul de la raideur équivalente réside dans la définition et l'estimation du déplacement axial équivalent. Différentes définitions de ce déplacement équivalent existent dans la littérature. Wileman et al. [Wileman91] suppose que les rondelles utilisées sont infiniment rigides. Le déplacement équivalent est par conséquent le déplacement axial relatif des deux surfaces rigides. Lehnhoff et al. ont utilisé la moyenne des déplacements des nœuds des surfaces de contact des têtes comme déplacement axial équivalent [Lehnhoff92, 94, 00].

Alkatan et al. montrent que le déplacement axial équivalent est une accumulation de l'allongement du fut et des déformations de membrane des têtes de la fixation comme montré sur la Figure I.19 [Alkatan07]. Ils proposent aussi une nouvelle approche énergétique pour identifier la raideur axiale équivalente. Le bilan énergétique fait intervenir 3 sources d'énergie : la déformation élastique du boulon, la déformation élastique des pièces et l'énergie dissipée par frottement. Les valeurs énergétiques considérées sont issues d'un calcul éléments finis d'un assemblage boulonné de deux pièces. La jonction filetée entre la vis et l'écrou est modélisée afin de prendre en compte de manière explicite l'effet du contact et les déformations locales des filets dans le bilan énergétique comme montré sur la Figure I.20.

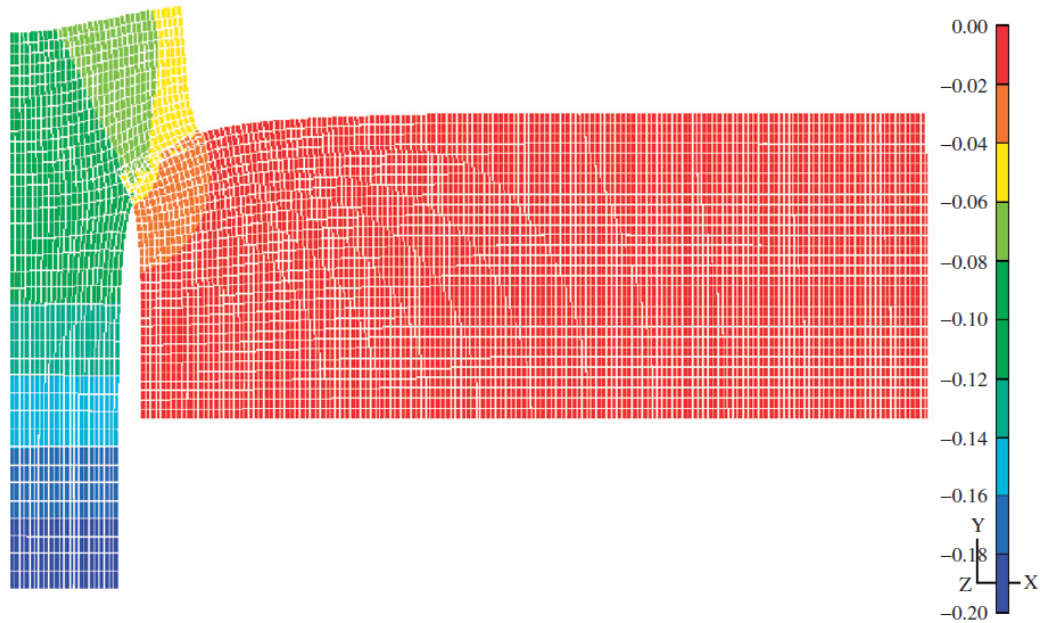


Figure I.19 : Déplacements axiaux d'un assemblage sollicité axialement [Alkatan07]

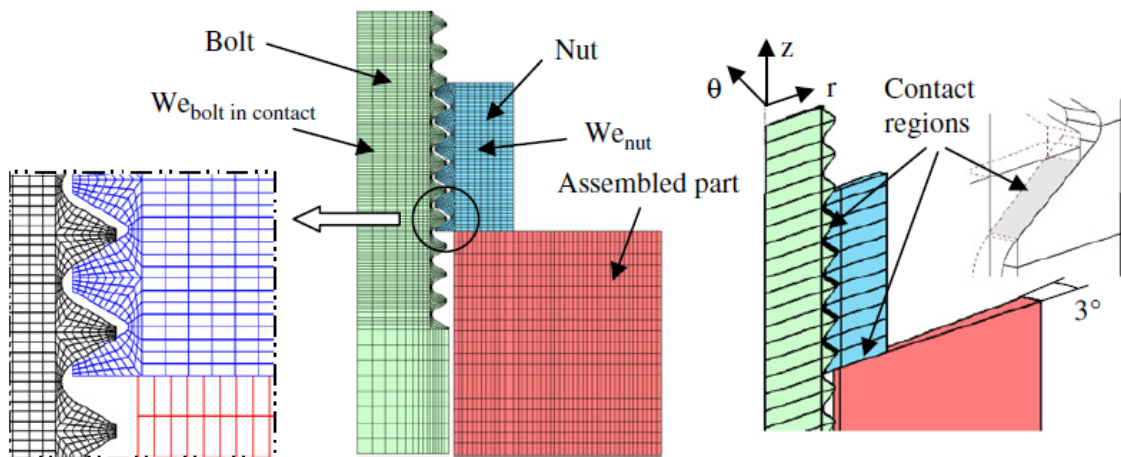


Figure I.20 : Modèle éléments finis pour l'identification de la raideur axiale équivalente d'un boulon [Alkatan07]

I.4. Conclusion

L'utilisation des matériaux composites dans les structures assemblées induit des phénomènes physiques non présents ou peu influents dans les assemblages métalliques. Sur les assemblages de structures sollicités principalement en cisaillement, le mode de transfert de charge dans un fonctionnement nominal peut être par adhérence ou par obstacle. Le mode de transfert de charge dépend essentiellement de la précharge appliquée. A cause de sa faible résistance hors-plan des matériaux composites stratifiés, une forte précharge ne peut pas être

appliquée ce qui engendre un glissement au cours du chargement puis un contact entre le fut et l'alésage. Cette phase de glissement peut conduire lors des chargements cycliques à une usure des surfaces en contact et à une rupture en fatigue. La durabilité de l'assemblage vis-à-vis de l'usure dépend essentiellement de la précharge, du coefficient de frottement et du jeu introduit entre le fut et l'alésage. Réduire l'usure et améliorer la tenue en fatigue des assemblages dans le cas d'un chargement cyclique peut être réalisé à travers un choix judicieux de la précharge et une réduction du jeu.

Ces observations montrent l'importance de prendre en considération l'effet du jeu, de la précharge et du coefficient de frottement dans la modélisation du comportement des assemblages boulonnés. Différents types de modèles permettent la prise en compte de ces phénomènes : modèles éléments finis (3-D à base d'éléments équivalents, ou à base de surfaces rigides), modèles analytiques. Ces modèles diffèrent d'avantage par leur domaine de validité, leur facilité d'identification et leur temps de calcul que par leur précision. Les modèles éléments finis 3D sont trop coûteux en temps de calcul tandis que les modèles analytiques disponibles ne sont pas adaptés aux géométries complexes (assemblages à plusieurs rangées et lignes de fixation et chargement multiaxial). Les modèles éléments finis à base d'éléments équivalents ou de surfaces rigides semblent donc les plus adaptés à une analyse fiabiliste.

Chapitre II.

Construction d'un modèle réduit d'une fixation

Sommaire

Chapitre II. Construction d'un modèle réduit d'une fixation	43
II.1. Introduction	44
II.2. Modèle d'assemblages boulonnés de référence.....	44
II.2.1. Description de l'assemblage de référence.....	44
II.2.2. Modèle éléments finis de référence	46
II.3. Analyse des modes de déformation d'un boulon	47
II.3.1. Définitions et paramétrage.....	48
II.3.2. Analyse du comportement en traction et en flexion	50
II.3.3. Analyse du comportement en cisaillement et en matage	51
II.4. Construction du modèle réduit de fixation	53
II.4.1. Comportement cinématique du modèle réduit.....	53
II.4.2. Création du modèle MCRS sur Abaqus	54
II.4.3. Démarche d'identification des raideurs	56
II.5. Validation numérique du modèle MCRS	59
II.5.1. Configurations testées.....	59
II.5.2. Comportement global	60
II.5.3. Comportement local.....	62
II.5.4. Temps de calcul.....	66
II.6. Conclusion	67

II.1. Introduction

Les différents modèles d'assemblages par fixation décrits dans le chapitre I possèdent chacun leurs propres manières de modéliser les phénomènes physiques. Le modèle à base de surfaces rigides développé par Gray et al. [Gray10b] puis repris et modifié par Bodjona et al. [Bodjona15b] semble le plus adapté à notre étude. En effet, la modélisation explicite du contact entre les fixations et les alésages permet une introduction des variabilités géométriques de manière explicite et avec un temps de calcul moins élevé par rapport à des modèles 3-D.

La modélisation de la souplesse de la fixation, dans ces deux modèles, par une poutre est en revanche discutable car elle peut engendrer une imprécision des résultats dans certaines conditions (fixations courtes) et à l'échelle du matériau (gradient des pressions de contact). C'est dans cet objectif qu'un nouveau modèle réduit à base de surfaces rigides connectées élastiquement (MCRS : « Multi-Connected Rigid Surfaces ») est proposé dans ce chapitre. La construction du modèle a nécessité une analyse des modes de déformation d'un boulon en se basant sur un modèle 3-D. La démarche d'identification des raideurs introduites est détaillée. La performance du modèle est estimée en comparant certaines grandeurs mécaniques à l'échelle de la structure mais aussi à l'échelle du matériau pour des assemblages multi-fixations présentant des jeux de montage et des niveaux de précharge différents. L'objectif à terme est de coupler ce modèle de fixation avec des éléments de type plaque volumique afin de réduire d'avantage les temps de calcul.

II.2. Modèle d'assemblages boulonnés de référence

Dans cette section, un modèle constitué d'éléments finis solide 3-D d'un assemblage boulonné est construit. Ce modèle de référence sert à la construction du modèle MCRS de fixation. Il est utilisé comme base pour l'analyse des modes de déformation des boulons, pour l'identification des raideurs équivalentes et pour la validation du modèle.

II.2.1. Description de l'assemblage de référence

La configuration de référence considérée est un assemblage simple recouvrement aluminium/composites à deux boulons comme illustré dans la Figure II.1. L'utilisation de deux matériaux de natures différentes pour les substrats permet, en premier lieu, de prendre en compte l'effet de l'anisotropie sur le comportement de la fixation mais aussi d'étendre le

domaine de validité du modèle de fixation proposé aux assemblages de structures multi-matériaux.

Le matériau composite utilisé est un stratifié à plis unidirectionnels en fibre de carbone et à matrice thermodurcissable T700GC/M21. La séquence d'empilement du substrat composite est $[90,0,-45,+45,0]_5$, avec une épaisseur de 0.25 mm pour chaque pli. Le deuxième substrat assemblé est en alliage d'aluminium 2024. Les deux boulons en aciers de diamètre 6.35 mm sont montés avec un jeu radial de 10 μm . La précharge axiale de 3500 N appliquée génère une pression de contact moyenne sous tête d'environ 79 MPa. Cette précharge correspond aux préconisations recommandées par les pratiques aéronautiques [Kostreva03; Zhao03]. Les propriétés des différents matériaux utilisés sont listées dans le Tableau II-1.

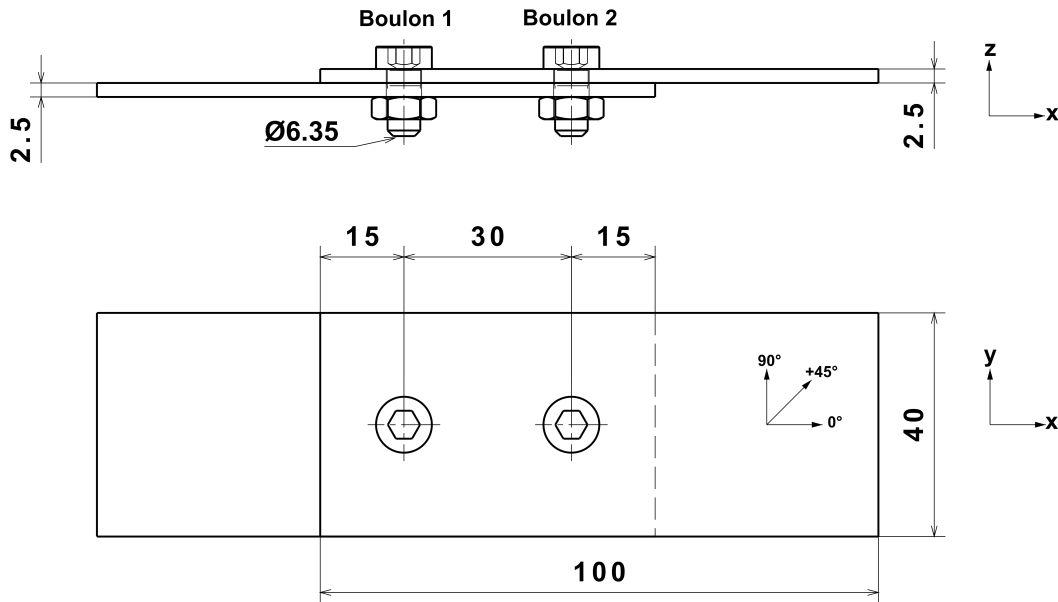


Figure II.1: Géométrie de l'assemblage de référence

Propriétés d'un pli unidirectionnel du T700GC/M21	E_{11} [GPa]	E_{22} [GPa]	E_{33} [GPa]	G_{12} [GPa]	G_{13} [GPa]	G_{23} [GPa]	ν_{12}	ν_{13}	ν_{23}
	110	7.6	7.6	4.75	4.75	2.65	0.33	0.33	0.43
Propriétés de l'aluminium 2024	E [GPa]	ν							
	70	0.3							
Propriétés de l'acier	E [GPa]	ν							
	210	0.3							

Tableau II-1: Propriétés mécaniques des matériaux utilisés

II.2.2. Modèle éléments finis de référence

II.2.2.1. Maillage

Un modèle éléments finis de l'assemblage de référence décrit dans la section II.2.1 est créé sur Abaqus. Des éléments solides à 8 nœuds sont utilisés pour mailler les substrats ainsi que les fixations comme montré sur la Figure II.2a et la Figure II.2b.

Une discrétisation pli par pli est considérée dans l'épaisseur du substrat en composite. Cette approche de maillage permet de modéliser le comportement orthotrope de chaque pli et d'étudier l'effet de la variation des raideurs du matériau sur la déformabilité de la fixation. Ce type de discrétisation avec un seul élément par pli ou plus est courant dans la littérature [Ekh05a; M. A. McCarthy05]. Dans le plan, un raffinement progressif du maillage au voisinage des alésages est réalisé.

En ce qui concerne les fixations, une modélisation simplifiée de la géométrie du boulon est considérée. La représentation du fut, de la tête du boulon et de l'écrou par une seule pièce formée de 3 cylindres, comme montré sur la Figure II.2b, est couramment utilisée dans la littérature [Chen95; Ireman98; M. A. McCarthy05]. La prise en compte de la jonction filetée ne change pas les modes de déformation dans une fixation mais ajoute en revanche une souplesse à certaines raideurs équivalentes. Ces effets sont pris en compte dans le chapitre III lorsque le modèle réduit est confronté aux essais expérimentaux.

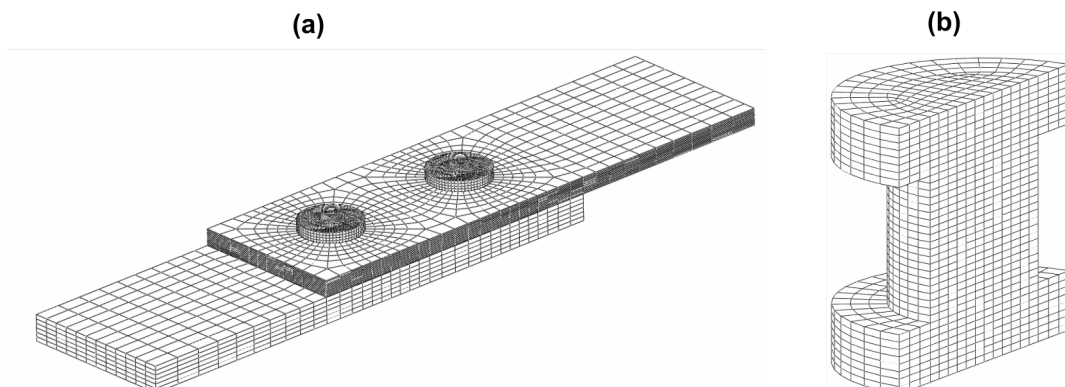


Figure II.2 : Modèle élément finis de référence: (a) Maillage de l'assemblage, (b) Vue en coupe de la fixation maillée

II.2.2.2. Conditions aux limites et de contact

Les modes de déformation étudiés sont générés par une sollicitation en cisaillement de l'assemblage de référence. Ce cisaillement est créé par l'application d'un effort en traction de 15 kN sur le substrat en composite et l'encastrement du bord opposé du substrat en

aluminium. Cet effort correspond à la charge nécessaire pour initier le matage au bord des deux alésages du substrat composite. A noter que pour simplifier le post-traitement des résultats en termes de récupération du déplacement et de l'effort global de l'assemblage, les conditions aux limites sont appliquées sur deux points de références reliés chacun à un bord de l'assemblage via un MPC « Multi-Point Constraints » : des éléments qui permettent d'appliquer une liaison rigide entre des nœuds dans le modèle. Les conditions aux limites sont illustrées sur la Figure II.3.

Concernant le contact, une loi de contact normale infiniment rigide sans interpénétration de type « Hard Contact » est retenue. Le comportement tangentiel du contact suit une loi de frottement de coefficient égal à 0.1. Une stabilisation du contact en considérant un facteur d'amortissement de 0.01 est appliquée. Ce contrôle de contact permet de faire converger plus rapidement le calcul tout en respectant les phénomènes physiques liés au contact (voir Annexe 1).

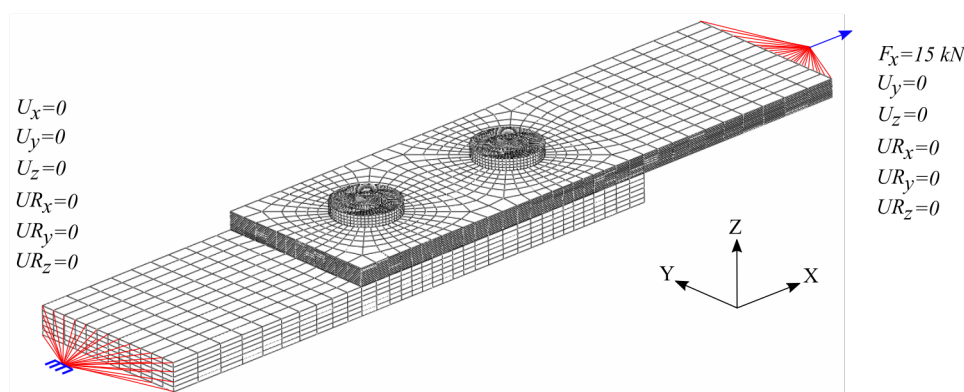


Figure II.3 : Conditions aux limites appliquées à l'assemblage de référence

II.3. Analyse des modes de déformation d'un boulon

Dans cette section nous proposons d'analyser les modes de déformation du boulon afin d'identifier la nature des mouvements relatifs des surfaces fonctionnelles de la fixation. La décomposition des déformations dans un boulon en plusieurs modes principaux est basée sur une analyse du mouvement des sections d'un boulon de l'état initial à l'état déformé en se basant sur le modèle 3-D de référence. Le boulon 2 est choisi arbitrairement comme support pour fournir les champs de déformation nécessaire à cette analyse des modes de déformation. L'analyse est effectuée à l'effort maximal appliqué sur l'assemblage (15 kN).

II.3.1. Définitions et paramétrage

Une section S est définie comme étant l'ensemble des nœuds du boulon ayant initialement les mêmes coordonnées suivant Z comme montré sur la Figure II.4.

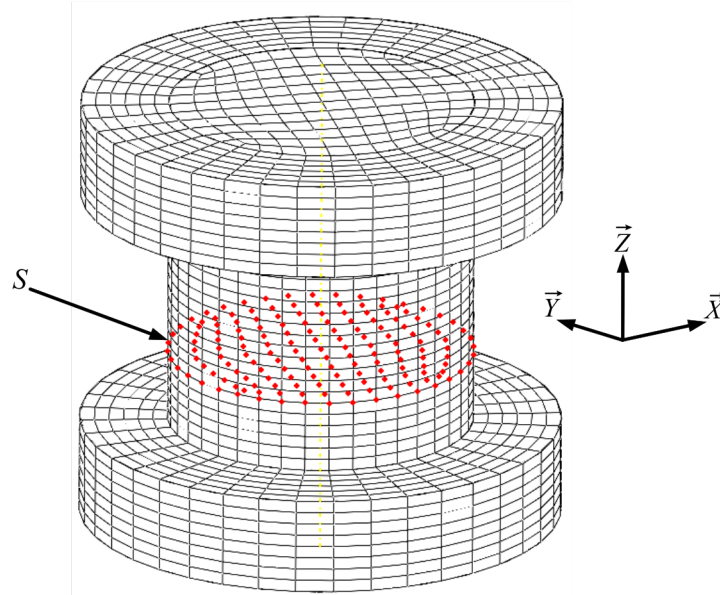


Figure II.4 : Définition d'une section d'un boulon

Pour représenter la cinématique du boulon, nous définissons pour chaque section S , initialement noté S_0 et de centre M_0 , un plan P moyennant la position des nœuds de la section S après déformation. Ce plan P est obtenu par la méthode des moindres carrés. Dans le cas d'un chargement uniaxial suivant \vec{X} , ce plan P reste perpendiculaire au plan (XZ) à cause de la symétrie du problème. On peut alors associer à chaque section déformée un repère orthonormé $(M, \vec{t}, \vec{y}, \vec{n})$ comme représenté sur la Figure II.5. M est défini comme l'intersection du plan P et de la courbe représentant la déformée de l'axe. Pour la section de centre O (O étant l'intersection entre l'axe du boulon à l'état déformé et le plan de recouvrement de l'assemblage) le repère associé est noté $(O, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$.

Afin d'obtenir un champ de déplacement exploitable pour l'analyse des différents modes de déformation du boulon, on retranche au champ de déplacement calculé un mouvement de corps rigide permettant de faire coïncider les repères $(O, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ et $(O_0, \vec{X}, \vec{Y}, \vec{Z})$. Une matrice colonne de petits déplacements $[D]$ est ainsi définie afin de représenter les déplacements de translations u_x et u_z , ainsi que la rotation $\theta_y = (\vec{x}, \vec{t})$ de chaque section.

$$[D] = \begin{bmatrix} u_x \\ u_z \\ \theta_y \end{bmatrix} \quad (\text{II-1})$$

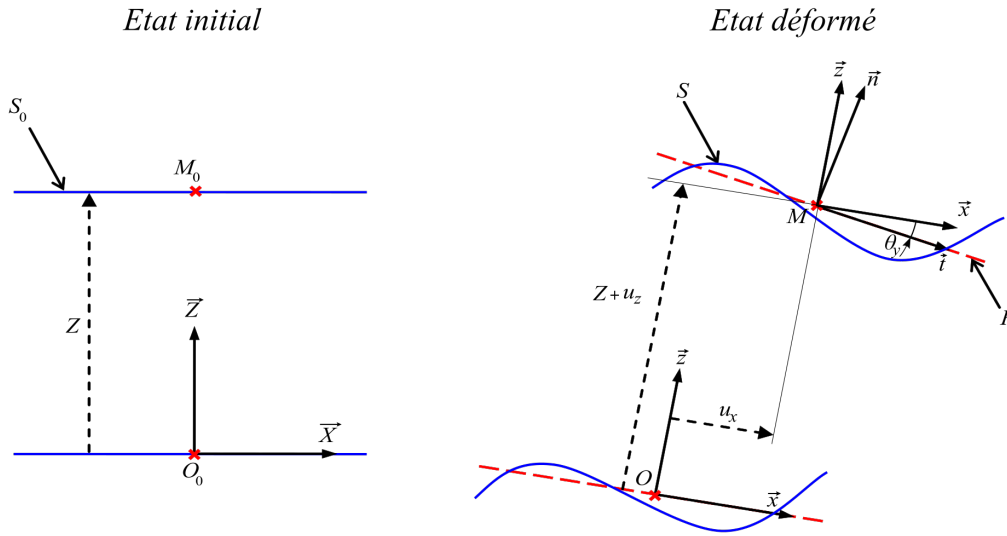


Figure II.5 : Paramétrage de la cinématique des sections

Des points particuliers du boulon sont définis dans le plan (XZ) comme montré par la Figure II.6. Ces points, qui sont des nœuds du maillage du boulon, appartiennent à l'axe du fut et à ses deux segments de contact. Pour prendre en compte la déformation des têtes et bien représenter le mouvement des surfaces fonctionnelles que constituent les surfaces sous tête, les sections centrées en A et B sont divisées en une section « Fut » (exposant F) et une section « Tête » (exposant T) comme illustré sur la Figure II.7.

Le mouvement de corps rigide étant supprimé, les déplacements et les rotations sont faibles dans le boulon. Ainsi, les composantes u_x , u_z et θ_y sont représentatives des modes de déformation du boulon. Le déplacement u_z est généré par l'allongement selon l'axe \vec{z} du fut et la déformation des têtes du boulon, la rotation des sections θ_y résulte des déformations par flexion et $\frac{du_x}{dz} - \theta_y$ représente le glissement des sections par cisaillement.

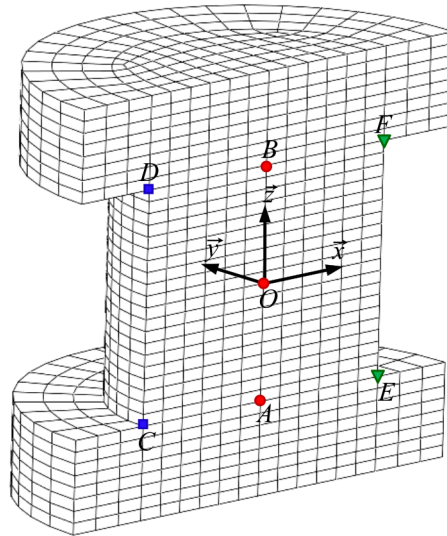


Figure II.6: Définition des points particuliers

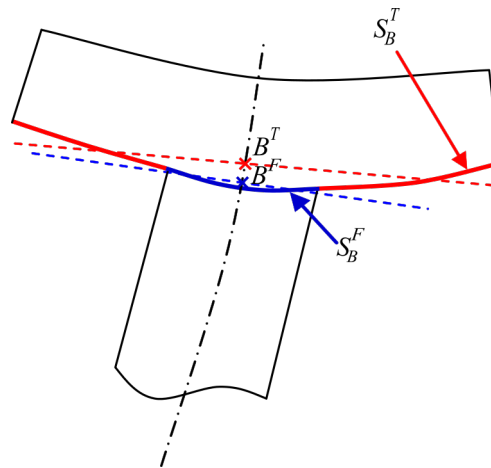


Figure II.7 : Définition des sections au niveau des plans de jonction tête-fut

II.3.2. Analyse du comportement en traction et en flexion

La courbe de la Figure II.8 illustrant l'évolution de θ_y en fonction de l'abscisse z montre une faible rotation de l'ensemble des sections par rapport à l'état initial ($\theta_{y_{\max}} \approx 0.12^\circ$, soit 0.0021 rad). Cependant, un fort gradient existe près des extrémités du fut et un écart significatif entre les sections $S_{A,B}^T$ et $S_{A,B}^F$ est constaté. La courbe de la Figure II.9 illustrant l'évolution de u_z en fonction de l'abscisse z montre également un fort écart des déplacements axiaux entre les sections $S_{A,B}^T$ et $S_{A,B}^F$. Ces résultats sont dus essentiellement à la déformation des têtes sous la pression appliquée par les substrats.

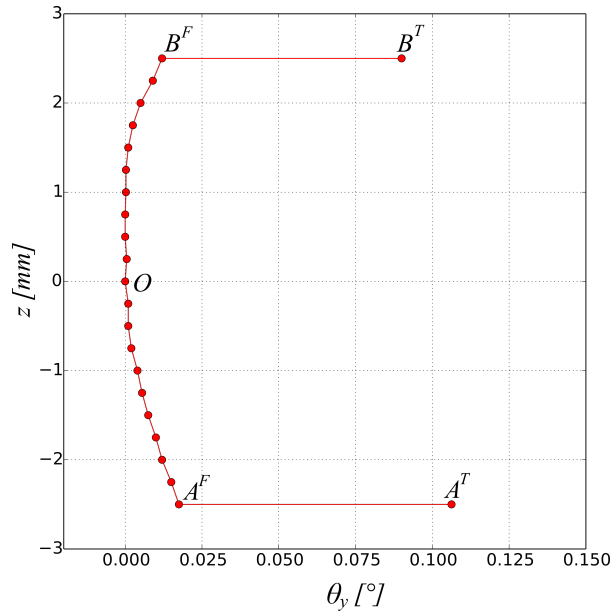


Figure II.8 : Rotation des sections en fonction de la hauteur du boulon à 15 kN

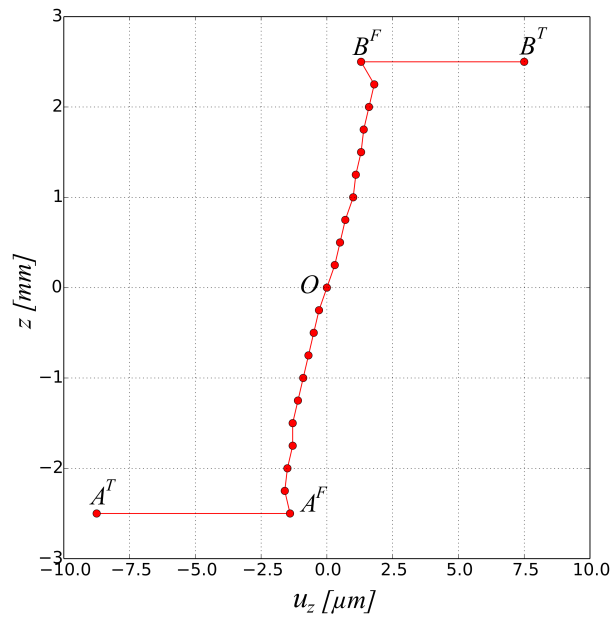


Figure II.9 : Déplacement axial des sections en fonction de la hauteur du boulon à 15 kN

II.3.3. Analyse du comportement en cisaillement et en matage

L'analyse des résultats montrent que l'angle θ_y reste faible le long du fût par rapport à $\frac{du_x}{dz}$. Le déplacement u_x et la déformée de l'axe (AB) résultent donc principalement des déformations de cisaillement. La Figure II.10 représente la déformée (AB) de l'axe du fût ainsi que les déformées (CD) et (EF) de ses deux génératrices (qui représentent initialement les lignes de contact du fût avec les substrats) dans le plan de chargement (XZ) . Les 3

courbes montrent que les génératrices accumulent à la fois les déformations de cisaillement et l'écrasement du fût dans les zones de contact avec les substrats. Cette proportion, déformation par cisaillement/déformation par écrasement, dépend, en plus de la rigidité du matériau de la fixation, du rapport entre le diamètre et la longueur de la poutre (D/L) : plus ce rapport est élevé plus la raideur apparente en cisaillement est élevée et donc plus les déformations par écrasement sont importantes.

A noter aussi qu'au cours du chargement, les substrats se déforment aussi en cisaillement à cause des efforts tangentiels de frottement dans le plan de recouvrement. Dans le cas où les fixations sont plus rigides que les substrats et le jeu dans les alésages est faible, un contact entre le fût et l'alésage peut s'établir avant le glissement. Ce point ainsi que les effets de la flexion secondaire génèrent une concentration des pressions de contact au niveau du plan de recouvrement ce qui amplifie l'écrasement dans ces zones du fût. Par ailleurs, l'allure de la déformée des génératrices (CD) et (EF) montre un effet de l'orientation des plis du composite sur la régularité du champ de déplacement en raison de la variation de la rigidité du matériau au droit du contact.

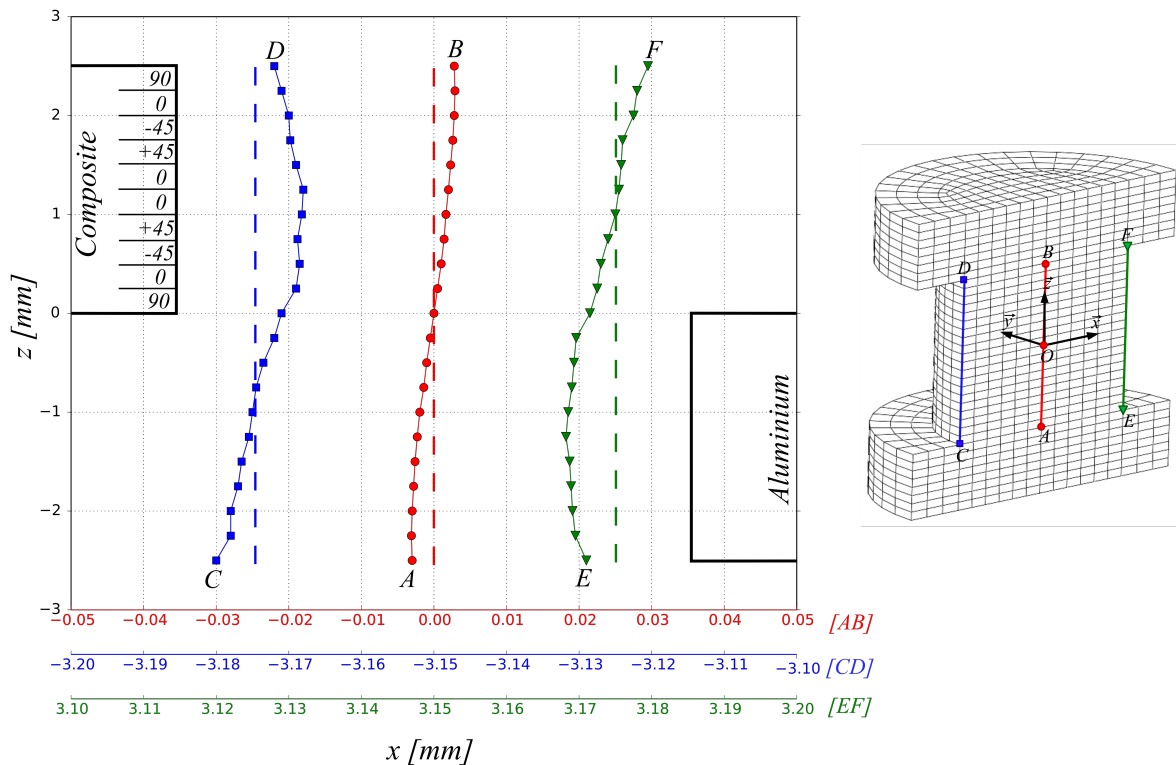


Figure II.10 : Déformées des segments (AB), (CD) et (EF) extraits du fût du boulon

II.4. Construction du modèle réduit de fixation

II.4.1. Comportement cinématique du modèle réduit

L'enjeu de la réduction du modèle est la suppression des éléments 3-D du boulon qui représentent une part important du nombre de degrés de liberté de l'assemblage (environ 1/3 pour le modèle d'assemblage étudié). L'idée est d'utiliser un nombre limité de surfaces rigides représentant les surfaces fonctionnelles du boulon et de les connecter élastiquement. Pour le mode de déformation générant une rotation localisée aux jonctions fût têtes, il est naturel de proposer un découpage au niveau des plans passant par A et B accompagné d'une raideur angulaire transverse selon \vec{x} et \vec{y} . Les deux surfaces rigides modélisant les têtes sont notées respectivement SR_1^T et SR_2^T . Pour les autres modes de déformation (axial sur \vec{z} , cisaillement entre les plans de normal \vec{z} et écrasement au niveau des contacts) les déformations n'étant pas localisées, le découpage n'est pas naturel. Concernant les déformations axiales sur \vec{z} , l'objectif du modèle est de prédire le déplacement relatif selon \vec{z} des surfaces sous têtes en fonction de l'effort normal selon \vec{z} supporté par le boulon. On propose donc un découpage unique associé à une raideur en translation. Nous avons choisi arbitrairement de placer ce découpage au niveau de la section de centre O . Concernant le cisaillement entre les plans de normal \vec{z} et l'écrasement au niveau des contacts, l'objectif du modèle est de prédire le déplacement transversal relatif des portions de section en contact en fonction des efforts transversaux selon \vec{x} et \vec{y} . A priori, un tel modèle requerrait une discrétisation sur \vec{z} . Cependant, l'objectif à terme étant d'utiliser ce modèle réduit de boulon avec un modèle de substrat utilisant des éléments plaque 3-D, il apparait judicieux de découper le fût en 2 surfaces cylindriques rigides SR_1^F et SR_2^F afin de garder une cohérence entre la cinématique du modèle de boulon et celle des substrats. La géométrie et les déplacements relatifs autorisés des différentes parties du MCRS sont illustrés dans la Figure II.11.

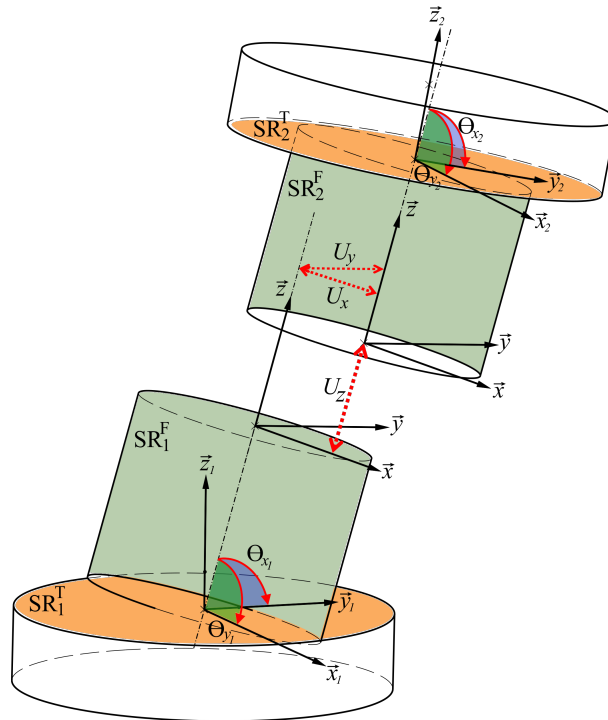


Figure II.11 : Comportement cinématique du MCRS

II.4.2. Création du modèle MCRS sur Abaqus

Un modèle réduit de boulon est créé sur Abaqus. Les liaisons entre les différentes surfaces rigides sont modélisées par des connecteurs à deux nœuds avec un comportement tridimensionnel (CONN3D2). Ces connecteurs permettent de relier les nœuds maitres de chaque surface rigide et d'introduire des raideurs suivant certains degrés de liberté. L'axisymétrie du boulon conduit à utiliser les mêmes raideurs dans les directions \bar{x} et \bar{y} . Un connecteur C_0 , reliant les deux surfaces rigides représentant le fut, permet de définir 3 raideurs en translation (K_x^0, K_y^0, K_z^0). Deux connecteurs C_1 et C_2 , reliant chacun une surface de la tête de la fixation au fut, permettent d'introduire deux rotations avec des raideurs angulaires K_x^1 et K_y^1 pour C_1 (respectivement K_x^2 et K_y^2 pour C_2) et bloquent par conséquent les autres degrés de liberté. Les différentes raideurs ainsi définies sont présentées dans la Figure II.12.

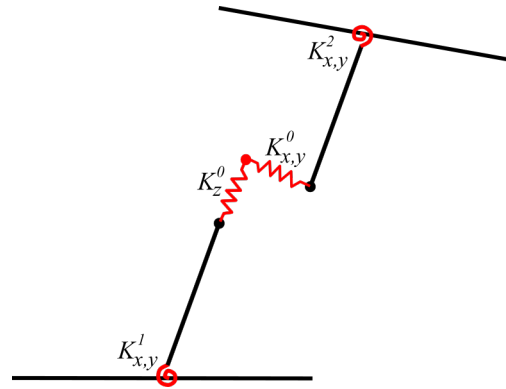
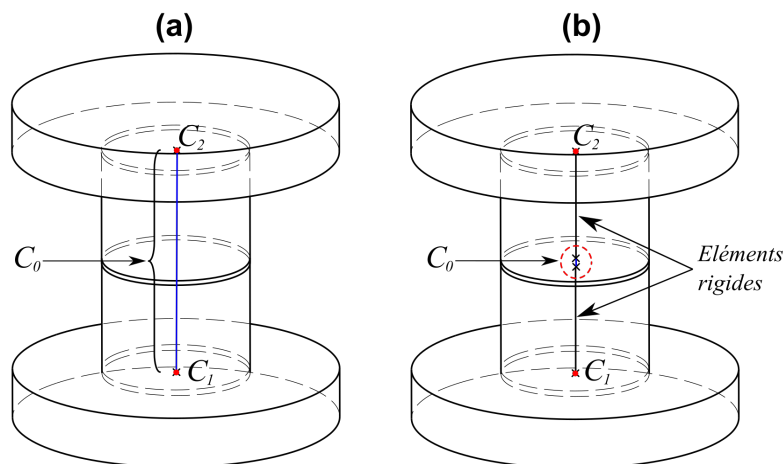


Figure II.12 : Raideurs associées aux connecteurs

Abaqus propose dans sa bibliothèque de connecteurs un certain nombre de liaisons usuelles. Pour les deux connecteurs C_1 et C_2 qui relient les têtes au fut, étant donné que les seuls degrés de liberté permis sont la rotation suivant X et Y, une liaison de type UJOINT est choisie. En ce qui concerne le connecteur central C_0 qui relie les deux parties de la surface du fut, un assemblage d'une liaison CARTESIAN (qui permet 3 degrés de liberté en translation) et une liaison ALIGN (qui assure l'alignement des directions des repères locales des surfaces rigides et empêche par conséquent les rotations dans le connecteur) est considérée. A noter qu'un élément rigide est introduit dans chacune des surfaces rigides du fut afin de réduire la longueur du connecteur C_0 (Figure II.13b). Cette stratégie de modélisation a permis de supprimer les rotations non-souhaitées observées sur un modèle où le connecteur C_0 relie les nœuds maîtres des surfaces rigides du fut qui servent aussi à la définition des connecteurs C_1 et C_2 comme montré sur Figure II.13a. Avec l'intégration des éléments rigides et la réduction de la longueur du connecteur, les moments appliqués sur le connecteur C_0 sont faibles.

Figure II.13 : Modélisation du connecteur C_0 : (a) Modèle initial, (b) Modèle corrigé (retenu)

II.4.3. Démarche d'identification des raideurs

II.4.3.1. Raideur axiale et raideurs angulaires

Les connecteurs introduits dans le modèle MCRS ont pour objectif de transmettre des efforts et des moments et de positionner les surfaces rigides dans l'assemblage. L'identification des raideurs équivalentes des connecteurs est basée sur les déplacements relatifs des surfaces fonctionnelles d'un boulon dans le modèle 3-D et sur les résultantes d'actions mécaniques générant le mode de déformation associé à chaque raideur.

La détermination de la raideur axiale K_z^0 et des raideurs angulaires $K_{x,y}^1$ et $K_{x,y}^2$ est basée sur une estimation des déplacements relatifs des surfaces S_A^T et S_B^T et des actions extérieures appliquées par les substrats. Le déplacement de la surface S_A^T (respectivement S_B^T) est défini dans la section II.3.1 par (II-1) et la Figure II.5.

Les efforts et les moments dans le plan de chargement (XZ) sont regroupés dans deux vecteurs colonnes $[T_1]$ et $[T_2]$. Chaque résultante est calculée directement par le logiciel comme étant l'intégral des actions de pression de contact. Les déplacements et les actions extérieures sont exprimés dans le repère local du fut $(O, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ (O étant le point de l'axe de fut du modèle de référence situé initialement dans le plan de recouvrement) :

$$S_A^T : [D_1] = \begin{bmatrix} u_{x_1} \\ u_{z_1} \\ \theta_{y_1} \end{bmatrix} \text{ et } [T_1] = \begin{bmatrix} F_{x_1} \\ F_{z_1} \\ M_{y_1} \end{bmatrix} \quad (\text{II-2})$$

$$S_B^T : [D_2] = \begin{bmatrix} u_{x_2} \\ u_{z_2} \\ \theta_{y_2} \end{bmatrix} \text{ et } [T_2] = \begin{bmatrix} F_{x_2} \\ F_{z_2} \\ M_{y_2} \end{bmatrix} \quad (\text{II-3})$$

Pour la raideur K_z^0 , le déplacement se cumulant essentiellement dans les têtes (Figure II.14a), l'effort représentatif que doit transmettre le connecteur C_0 est défini comme le rapport de la moyenne des efforts axiaux F_{z_1} et F_{z_2} (Figure II.14b) et le déplacement axial cumulé. Les raideurs angulaires $K_{x,y}^1$ et $K_{x,y}^2$ sont déterminées à partir des rapports des moments (Figure II.15b) et des rotations angulaires des têtes par rapport au fut (Figure II.15a).

$$K_z^0 = \frac{1}{2} \left| \frac{F_{z_2} - F_{z_1}}{u_{z_2} - u_{z_1}} \right| \quad (\text{II-4})$$

$$K_x^1 = K_y^1 = \left| \frac{M_{y_1}}{\theta_{y_1}} \right| \quad (\text{II-5})$$

$$K_x^2 = K_y^2 = \left| \frac{M_{y_2}}{\theta_{y_2}} \right| \quad (\text{II-6})$$

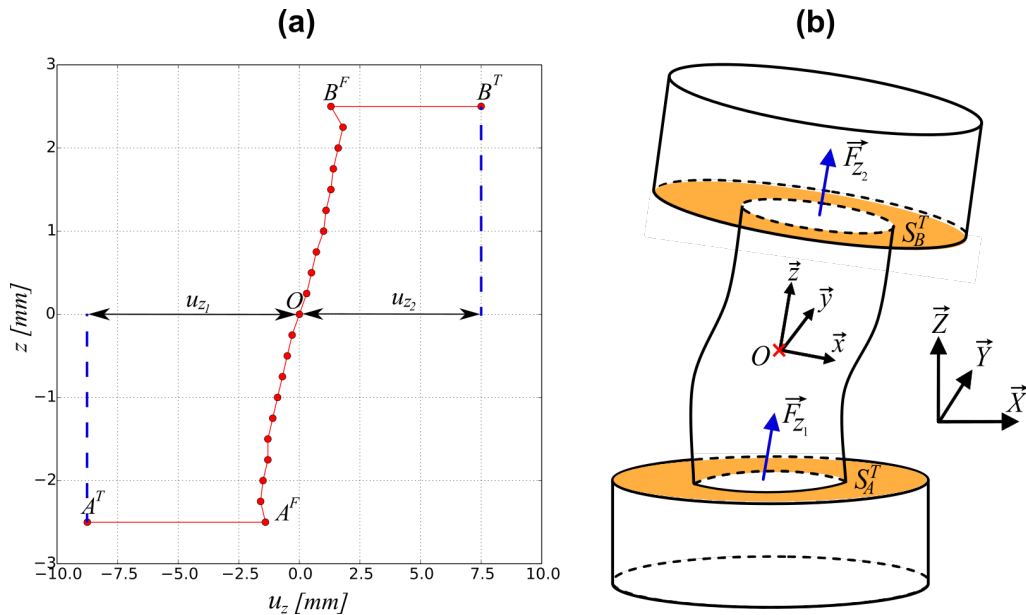


Figure II.14 : Identification de la raideur axiale: (a) Déplacements équivalents, (b) : Efforts résultants

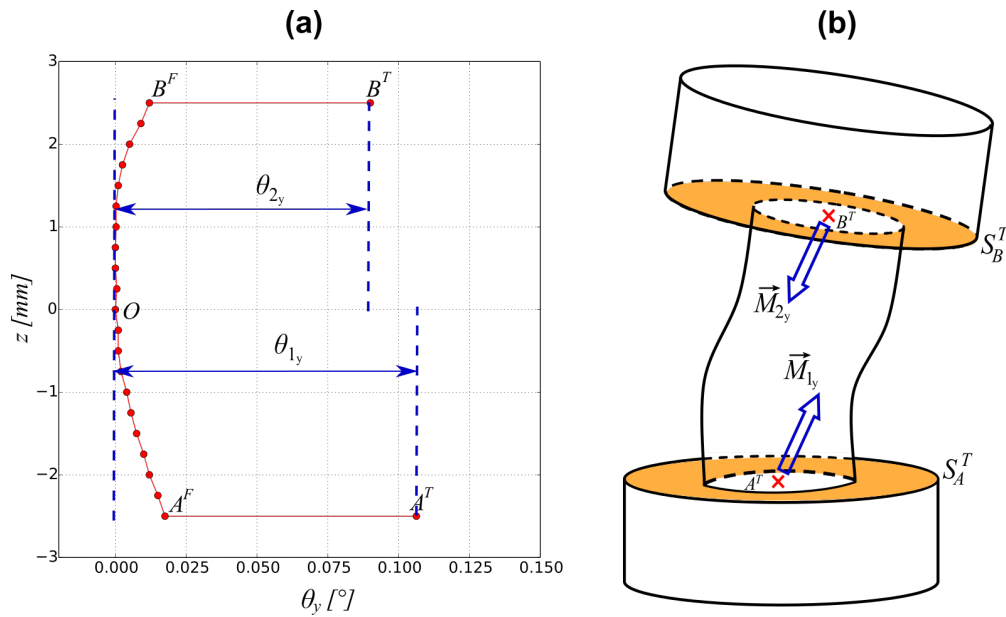


Figure II.15 : Identification des raideurs de flexion: (a) Rotations équivalentes, (b): Moments résultants

II.4.3.2. Raideurs transverses

La méthode proposée ici pour la détermination de la raideur en cisaillement/écrasement est basée sur une approche énergétique vu la difficulté à estimer les déplacements et les efforts équivalents appliqués sur les surfaces fonctionnelles modélisant le fut comme ce qui a été fait pour les raideurs angulaire transverses et en translation suivant \bar{z} .

Seule la raideur $K_{x,y}^0$ ($K_x^0 = K_y^0$) n'étant pas encore identifiée, il s'agit de trouver la valeur de cette raideur qui permet d'égaliser l'énergie de déformation du boulon calculée avec le modèle 3-D et la somme des énergies de déformation de l'ensemble des connecteurs du modèle MCRS. Une méthode énergétique similaire a été considérée par [Alkatan07] afin d'estimer la raideur axiale d'une fixation (voir I.3.3.2). La valeur retenue de $K_{x,y}^0$ est déduite de l'intersection de la courbe représentant l'évolution de l'énergie de déformation estimée avec le modèle MCRS et le niveau d'énergie de déformation calculée avec le modèle 3-D comme montré sur la Figure II.16. Notons que l'énergie de déformation liée à la raideur transverse $K_{x,y}^0$ représente environ 80% de l'énergie totale du boulon ce qui rend cette méthode d'identification fiable comme montré sur la Figure II.17.

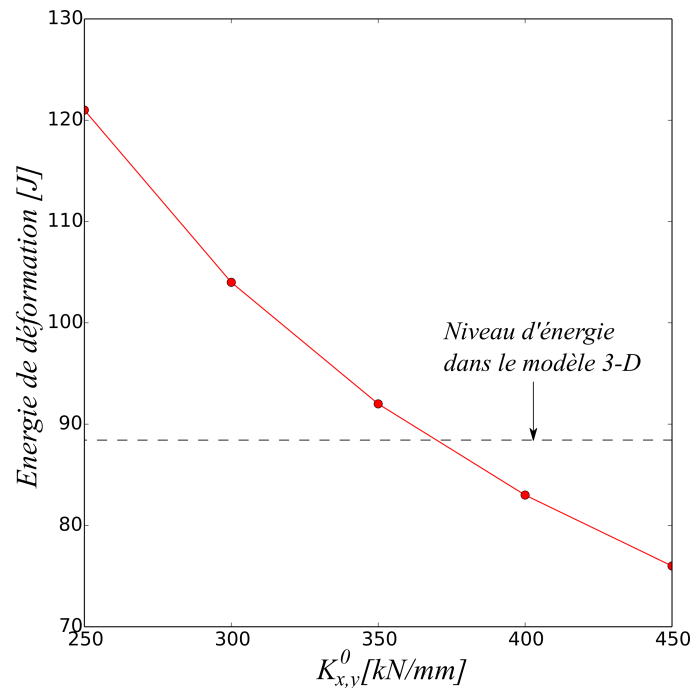


Figure II.16 : Variation de l'énergie de déformation totale dans le modèle MCRS en fonction de la raideur transverse appliquée

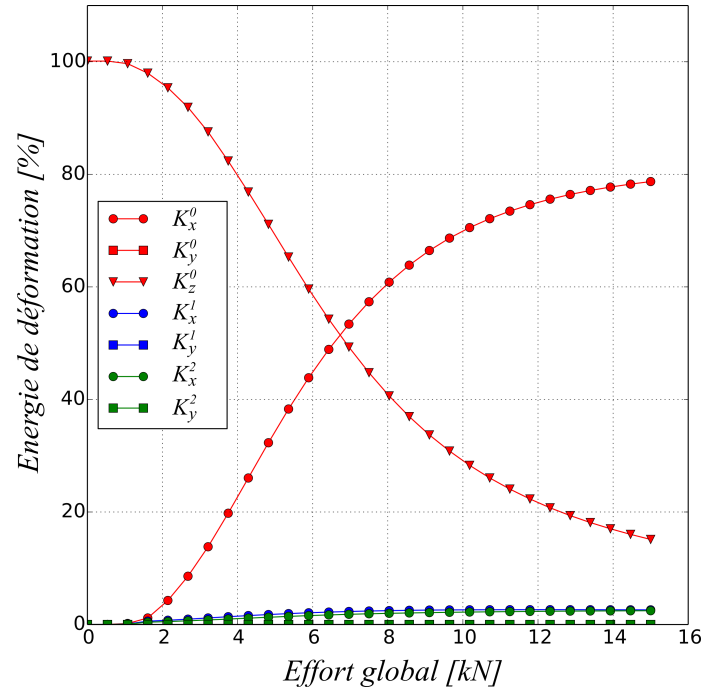


Figure II.17 : Variation de l'énergie de déformation dans chaque liaison du MCRS en fonction de l'effort appliqué à l'assemblage

II.5. Validation numérique du modèle MCRS

II.5.1. Configurations testées

La validation du modèle réduit de boulon est basée sur une comparaison de certaines grandeurs mécaniques globales et locales fournies d'une part par un modèle construit entièrement avec des éléments solide 3-D et un modèle où les substrats sont maillés par éléments solide 3-D et les fixations représentées par le modèle réduit de boulon. Plusieurs configurations ont été testées (variation du jeu, de la précharge et du coefficient de frottement) afin de montrer la bonne reproduction du comportement du modèle réduit de boulon et la prise en compte des variabilités géométriques et matériaux de l'assemblage. Les cas testés sont répertoriés dans le Tableau II-2.

Cas	Précharge [MPa]	Coefficient de frottement	Jeu dans le boulon 1 [μm]	Jeu dans le boulon 2 [μm]
1	79	0.1	10	10
2	79	0.1	10	125
3	79	0.1	80	80
4	79	0.3	80	80
5	25	0.1	80	80

Tableau II-2 : Liste des configurations testées

L'application de la démarche proposée dans la section II.4.3 a permis d'identifier les 7 raideurs associées aux connecteurs du MCRS listés dans le Tableau II-3.

Connecteur	C ₀			C ₁		C ₂	
	K_x^0	K_y^0	K_z^0	K_x^1	K_y^1	K_x^2	K_y^2
Raideur	[kN/mm]	[kN/mm]	[kN/mm]	[kN.mm/rad]	[kN.mm/rad]	[kN.mm/rad]	[kN.mm/rad]
	368	368	243	4239	4239	4669	4669

Tableau II-3 : Raideurs des connecteurs du modèles MCRS

II.5.2. Comportement global

La Figure II.18 montre les courbes effort-déplacement du modèle 3-D et du modèle MCRS dans les différentes configurations testées. Les résultats montrent une bonne prédiction de la raideur de l'assemblage après la phase de glissement et de rattrapage des jeux quelle que soit la valeur des jeux. Les configurations 3-5, dans lesquelles un jeu de 80 μm a été introduit au niveau des deux fixations, montre que le modèle MCRS sous-estime l'effort axial de précharge sur le boulon et par conséquent les forces tangentielles de glissement transférées par les contacts tête-substrat et substrat-substrat. Cet écart est dû essentiellement à une sous-estimation de la raideur K_z^0 . En effet, cette raideur est dépendante du chargement appliqué. Pendant la phase de glissement et de rattrapage de jeu la pression de contact sous tête est uniformément répartie. Une fois que le contact fut-alésage est établi, la pression de contact sous tête augmente à l'opposé du contact fut-alésage sous l'effet de la rotation des têtes générant ainsi une déformation plus importante des têtes. La raideur équivalente en traction K_z^0 est par conséquent décroissante avec la charge appliquée ($K_z^0=387$ kN/mm pour un effort de 1 kN et $K_z^0=243$ kN/mm pour un effort de 15 kN). Le fait d'utiliser une raideur identifiée à un chargement assez élevé (15 KN) explique pourquoi les forces de glissement sont sous-estimées durant la phase de rattrapage de jeu. Rappelons toutefois que pour les pièces composites, le transfert de charge par frottement demeure faible puisque le matériau ne peut supporter une précharge élevée en raison de sa faible résistance dans la direction hors plan.

L'évolution des charges transmises par chaque boulon dans la configuration 2 dans laquelle le jeu est différent entre les deux boulons est tracée sur la Figure II.19. La bonne concordance entre les deux modèles montre que le modèle MCRS estime correctement la raideur globale transverse du boulon et que le modèle MCRS peut être exploité dans le cas d'assemblage multi-fixations.

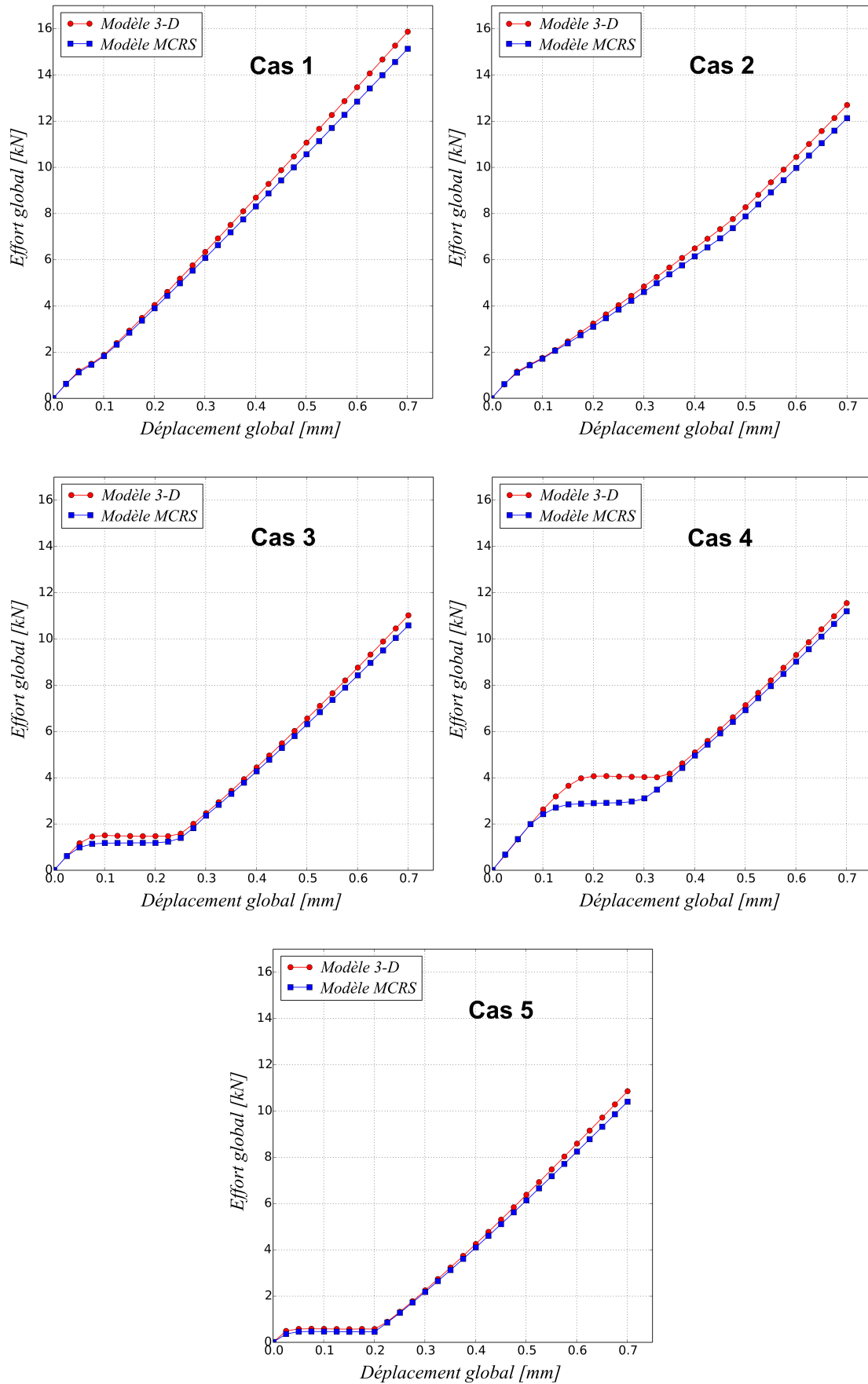


Figure II.18 : Courbes effort-déplacement des différentes configurations testées

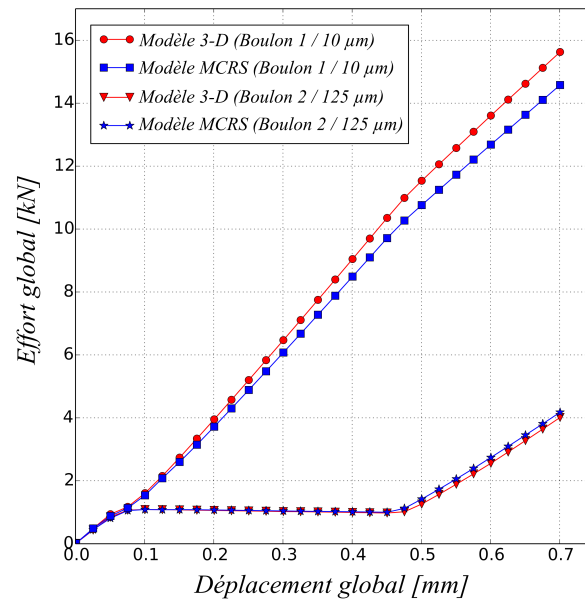


Figure II.19 : Répartition des charges entre les deux boulons lorsque les jeux sont différents (configuration 2)

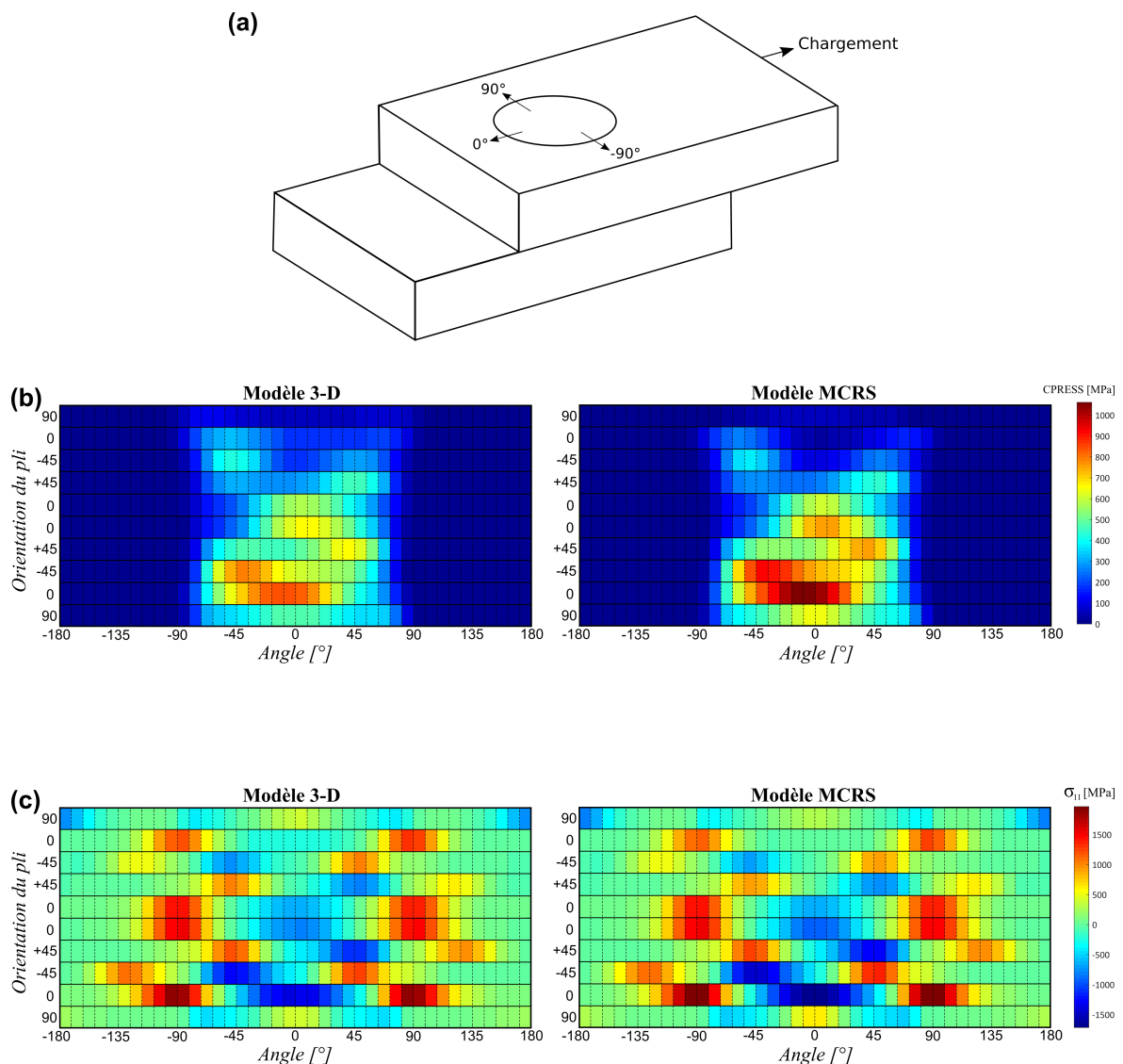
II.5.3. Comportement local

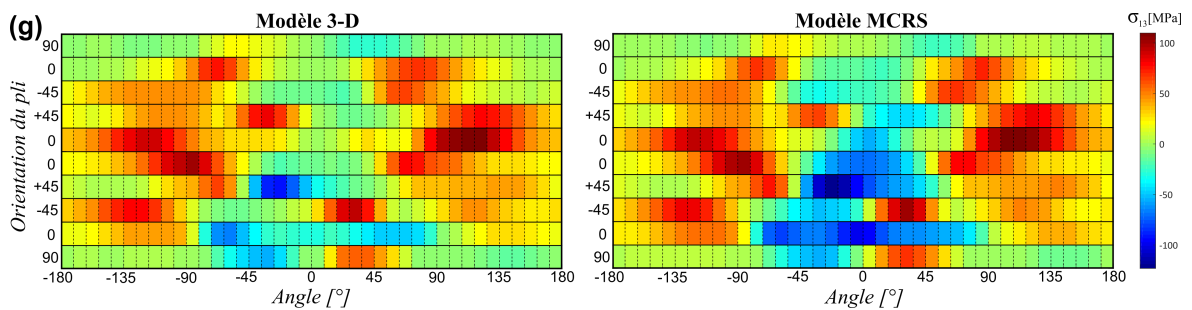
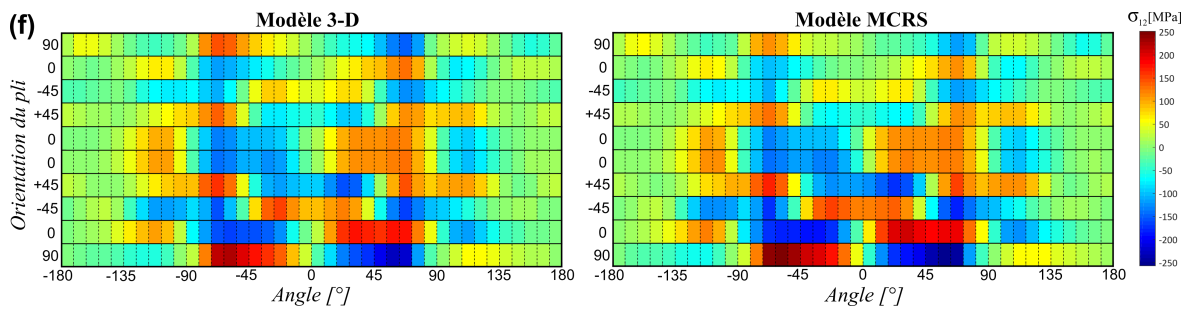
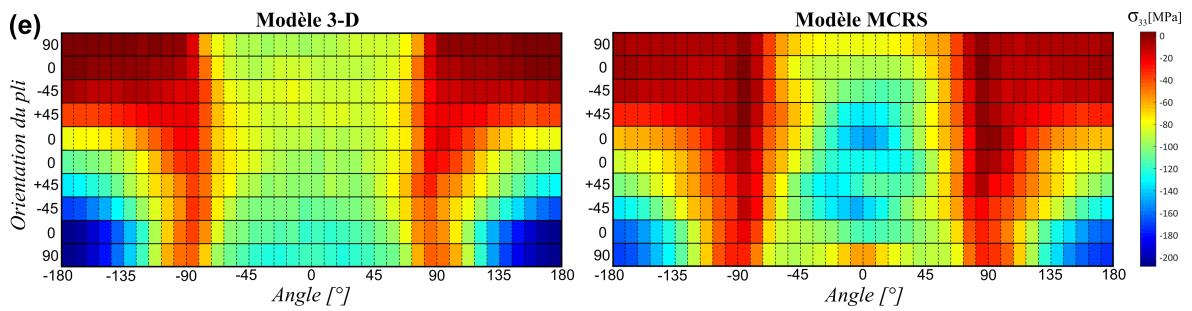
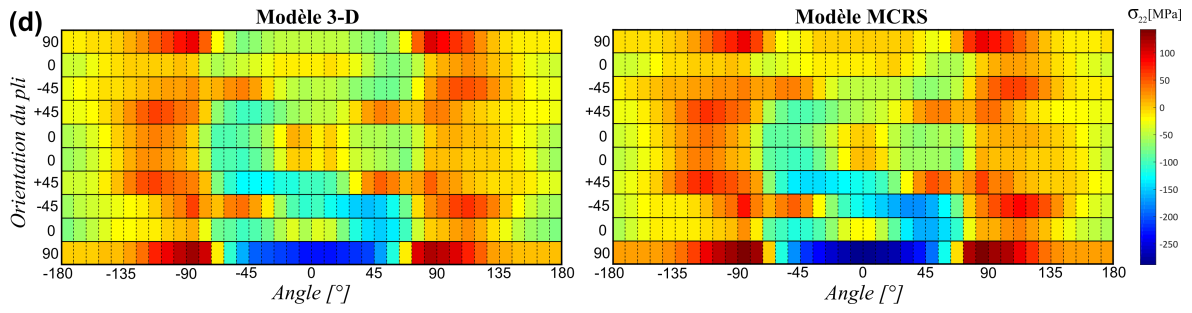
La résistance des pièces assemblées repose sur la distribution et l'amplitude des contraintes autour de l'alésage. Seuls les résultats obtenus sur le substrat composite sont présentés ici. Pour les matériaux composites, le modèle doit prédire correctement la contrainte sens fibres en traction (à l'origine de la rupture en net-section) et en compression (à l'origine du matage). Notons que de nombreuses études [Parry82; Vogler00; Weaver75] ont montré que la rupture en compression des fibres dépend également des contraintes de cisaillement et des contraintes transverses. Il est par conséquent primordial, afin d'évaluer l'efficacité du modèle MCRS à l'échelle du matériau, de comparer le champ des 6 composantes du tenseur des contraintes au bord de l'alésage dans le repère du pli : la direction 1 correspondant au sens des fibres, la direction 2 au sens transverse dans le plan de stratification et la direction 3 au sens transverse normal au plan de stratification.

La comparaison s'effectue sur les deux modèles 3-D et MCRS dans la configuration 1 à un niveau de chargement de 15 kN. Les résultats obtenus avec les autres configurations donnent des résultats similaires. Les champs représentés sur les Figure II.20b-h ont été relevés sur le bord de l'alésage du substrat en composite en contact avec le boulon 2. Pour faciliter l'analyse des résultats, tous les champs sont visualisés dans le repère cylindrique montré dans la Figure II.20a. Les résultats obtenus avec le boulon 1 sont quasiment identiques. Notons

que les résultantes des efforts transmis par le fût du boulon 2 sont très proches pour les deux modèles : 6887 N pour le modèle 3-D et 7028 N pour le MCRS.

Les allures du champ de pression sont assez semblables mais on remarque que la pression de contact se localise d'avantage près du plan de recouvrement (Figure II.20b) pour le modèle MCRS. Ce constat explique les écarts d'environ 25% observés sur les valeurs maximales des contraintes directement liées au champ de pression (valeurs négatives de σ_{11} et σ_{22} et valeurs positives et négatives de σ_{12}) (cf. Figure II.20c,d,f). Les résultats sont cependant conservatifs vis-à-vis de la tenue en matage. La même constatation est remarquée sur le substrat en aluminium. Ce phénomène s'explique par le fait que la souplesse dans le modèle 3-D du boulon est plus distribuée que dans le modèle MCRS, ce qui génère un champ de pression mieux réparti sous la tête de la fixation quelle que soit la nature du matériau en contact.





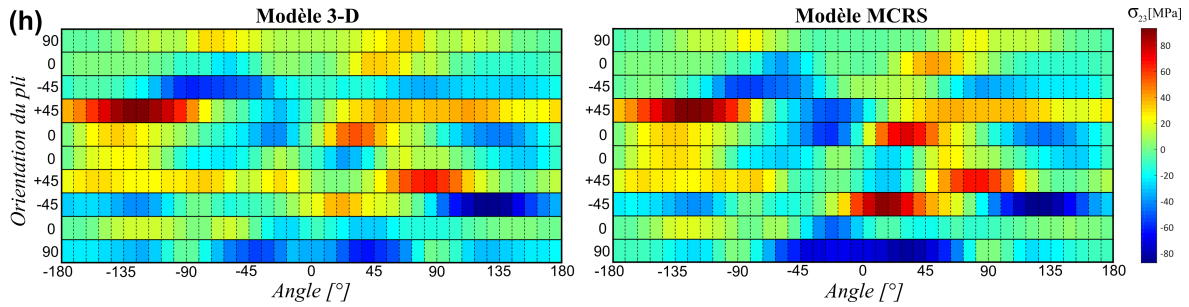


Figure II.20 : Comparaison des champs de pressions et de contraintes au bord de l'alésage du substrat en composite en contact avec le boulon 2 à 15 kN: (a) Repère de visualisation des champs, (b) Pression de contact extrapolée au centre de la face de l'élément, (c) σ_{11} , (d) σ_{22} , (e) σ_{33} , (f) σ_{12} , (g) σ_{13} , (h) σ_{23}

La comparaison des courbes d'évolution de la contrainte sens fibre dans la direction de chargement (voir Figure II.21a et Figure II.21b) générées par le modèle 3-D et le modèle MCRS montre une diminution significative de l'écart entre les deux courbes en s'éloignant du bord de l'alésage. On rappelle qu'il est difficile d'estimer numériquement avec une précision élevée des grandeurs physiques telles que la déformation ou la contrainte dans les zones d'introduction des efforts. En pratique, dans le but d'éviter l'effet de la sensibilité au maillage et d'introduire une longueur caractéristique au matériau, les critères de rupture, particulièrement ceux destinés aux matériaux composite, sont basés sur des méthodes de type « Point Stress » ou des contraintes moyennes [Hochard07; Whitney74; Whitworth08].

En ce qui concerne les contraintes dans le plan transverse, comme montré sur la Figure II.22a, l'écart entre les résultats du modèle 3-D et du modèle réduit est moins important. La bonne estimation des contraintes en traction sens fibre (valeurs positives de σ_{11}), comme illustré sur la Figure II.22b, permet au modèle réduit de prédire avec précision la rupture en « Net-section ».

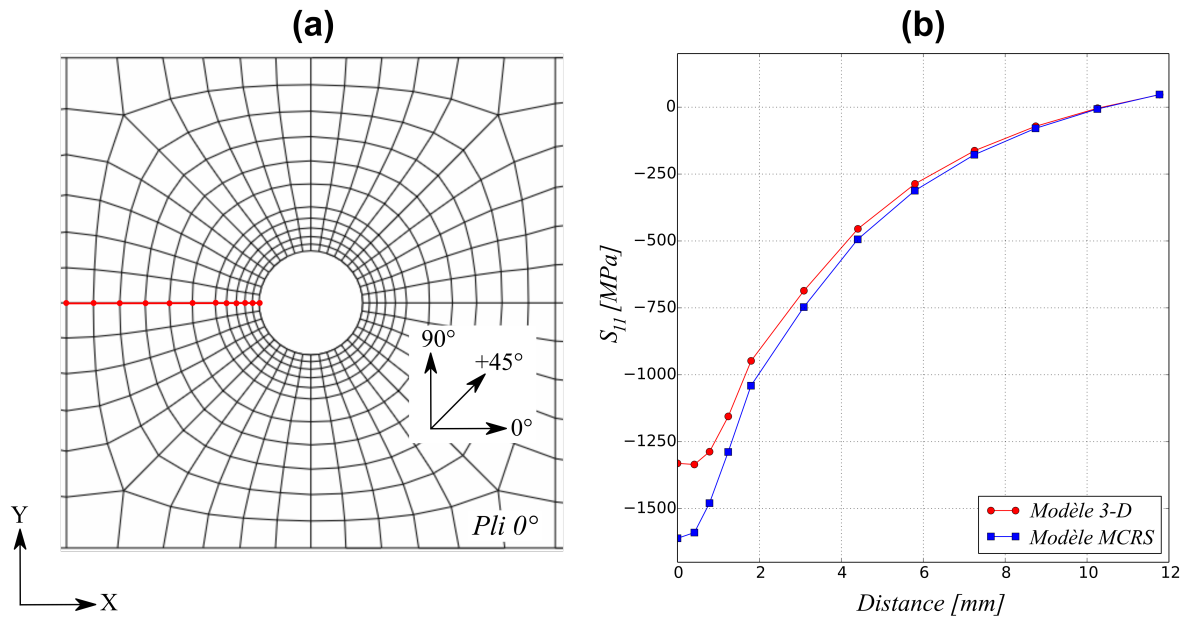


Figure II.21 : Contraintes sens fibre dans la direction de chargement dans le pli à 0°: (a) Longueur d'étude, (b) Comparaison des résultats des deux modèles

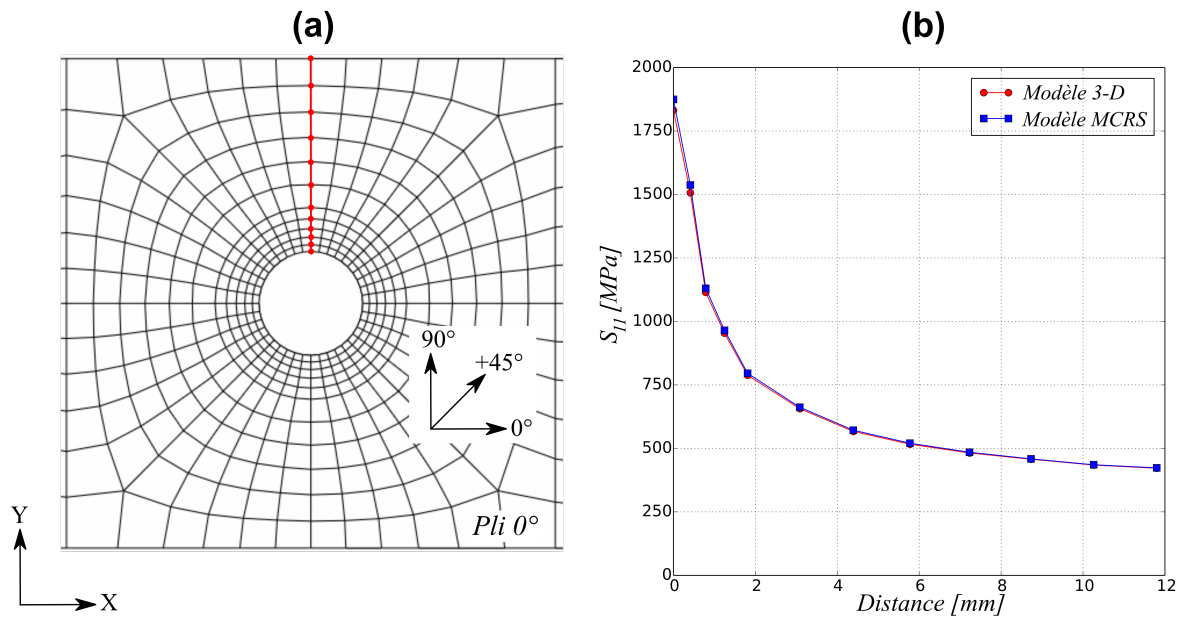


Figure II.22 : Contraintes sens fibre dans la direction transverse dans le pli à 0°: (a) Longueur d'étude, (b) Comparaison des résultats des deux modèles

II.5.4. Temps de calcul

Même si l'objectif final de ce travail est d'utiliser le modèle de boulon MCRS avec des substrats modélisés par des éléments coques, il est intéressant d'évaluer le gain de temps de calcul engendré uniquement par le remplacement des éléments 3-D du boulon par le modèle MCRS.

Les simulations numériques des différents modèles ont été effectuées avec un schéma implicite (Abaqus Standard) utilisant 4 cœurs d'un processeur Intel Xeon et 64 Go de RAM. Le modèle MCRS permet un gain en temps total de calcul variant de 10% à 68% par rapport au modèle de boulon 3-D comme montré dans le Tableau II-4. La réduction du nombre de degrés de liberté en utilisant des surfaces rigides analytiques permet à la fois de diminuer la taille de la matrice de rigidité du modèle EF mais aussi de réduire le nombre de degrés de liberté impliqués dans l'algorithme du contact. Cependant, ce dernier point peut avoir un effet négatif puisqu'en rigidifiant le boulon, la résolution de la loi de contact peut devenir plus difficile. Par conséquent, le nombre d'itérations par incrément de chargement peut augmenter. Ainsi, si le gain de temps moyen par itération est d'environ 40%, le gain de temps global est sensiblement inférieur.

Configuration	Modèle	Temps de calcul CPU [s]	Nombre total d'itération	Gain en temps de calcul CPU [%]
Cas 1	3-D	2502	99	
	MCRS	2041	133	18
Cas 2	3-D	3121	135	
	MCRS	2786	254	10
Cas 3	3-D	5041	211	
	MCRS	3457	235	31
Cas 4	3-D	4099	108	
	MCRS	3054	120	25
Cas 5	3-D	8205	350	
	MCRS	2562	166	68

Tableau II-4 : Comparaison des temps de calcul des différents cas testés

II.6. Conclusion

Un modèle de fixation utilisant sur des surfaces rigides connectées élastiquement est proposé dans ce chapitre. La construction du modèle repose sur un modèle éléments finis de référence d'un assemblage constituée uniquement d'éléments solide 3-D. La méthode permettant de définir le nombre, la position ainsi que le type de raideur (en translation ou angulaire) à introduire entre ces surfaces rigides s'appuie sur l'analyse des différents modes de déformation du boulon. Cette approche permet de faire des choix en lien avec les phénomènes physiques et de comprendre les limites induites par ces choix. L'identification des raideurs liées à chaque mode de déformation étant partiellement découplée et basée uniquement sur les champs de contraintes et de déformation du boulon, elle conduit à un jeu de paramètres unique et peu dépendant des comportements des pièces assemblées et des contacts pièces fixation ainsi que du niveau de précharge. Cette méthode permet ainsi d'obtenir des résultats

très satisfaisants aussi bien sur la raideur globale et la répartition des charges entre fixations que sur la réponse locale évaluée à partir des champs de pression de contact et de contraintes.

Par ailleurs, le fait de représenter explicitement la forme réelle des pièces assemblées avec les alésages permet d'appliquer directement les critères de rupture ou les lois non-linéaires induites par la plasticité ou l'endommagement à l'échelle du matériau, évitant ainsi une étape de réanalyse local ou l'utilisation de critères macroscopiques au domaine de validité étroit.

De plus, l'approche physique suivie pour la construction du modèle réduit peut être étendue à d'autres technologies d'assemblages par éléments de fixation (rivet, boulon à tête fraisé...). Cependant la redéfinition de la géométrie des surfaces rigides, des degrés de libertés internes et des raideurs de chaque liaison demande une analyse spécifique des modes de déformation de la fixation. Par exemple, pour les assemblages double-recouvrement, il semblerait plus approprié de découper la surface rigide représentant le fut de la fixation en 3 parties.

Afin de gagner d'avantages en temps de calcul, des éléments plaque 3-D sont utilisés pour élaborer le modèle d'assemblage final. La combinaison des éléments plaque 3-D et du modèle MCRS de fixation a fait l'objet de validation numérique et expérimentale dans le chapitre III. La comparaison des résultats du modèle réduit avec ceux d'un modèle 3-D et l'essai expérimental permet d'estimer la performance du modèle réduit d'assemblage par fixation en termes de précision des quantités mécaniques fournis et en temps de calcul.

Chapitre III.

Construction d'un modèle réduit d'assemblage, validations numériques et expérimentales

Sommaire

Chapitre III. Construction d'un modèle réduit d'assemblage, validations numériques et expérimentales.....	69
III.1. Introduction.....	70
III.2. Description des configurations d'assemblages considérés.....	71
III.3. Modèles éléments finis considérés.....	73
III.3.1. Modèle 3-D.....	73
III.3.2. Modèle à base de MCRS.....	74
III.4. Modélisation du glissement des substrats.....	77
III.4.1. Modélisation de la précharge.....	77
III.4.2. Identification des coefficients de frottement.....	78
III.4.3. Identification de la relation entre le couple de serrage et l'interpénétration.....	80
III.5. Confrontation des résultats numériques et expérimentaux.....	91
III.5.1. Métrologie.....	91
III.5.2. Comparaison des résultats expérimentaux et numériques.....	92
III.6. Mise en évidence de l'effet des variabilités géométriques.....	94
III.7. Conclusion.....	97

III.1.Introduction

Un modèle réduit de fixation à base de surfaces rigides connectées (MCRS) a été élaboré. Sa construction et sa validation a fait l'objet du chapitre II. La comparaison avec un modèle construit entièrement avec des éléments solide 3-D a montré un gain considérable en temps de calcul (environ 30% sur un assemblage avec jeu important dans les fixations). Ce temps de calcul peut encore être réduit en agissant sur le type des éléments finis avec lesquels les substrats sont maillés. En effet, les degrés de liberté dans les fixations ne représentent que 1/3 de la totalité des degrés de liberté dans le modèle 3-D. Grâce à ses propriétés cinématiques et sa formulation, l'élément plaque 3-D est choisi pour remplacer les éléments solide 3-D des substrats. Le modèle réduit d'assemblage par fixation proposé combine donc les éléments plaque 3-D et le modèle MCRS de fixation.

Dans ce chapitre, nous proposons une évaluation de la performance du modèle réduit d'assemblage par fixations proposé. Cette évaluation est basée sur une comparaison de certaines quantités mécaniques macroscopiques (raideur de l'assemblage, distribution des charges...) issues d'un calcul utilisant le modèle réduit, un modèle basé entièrement sur des éléments solide 3-D et les résultats d'essais expérimentaux. Cette comparaison est réalisée en considérant un assemblage avec 4 fixations.

La maîtrise des phénomènes physiques dans les modèles numériques est cruciale avant toute confrontation avec les résultats des essais expérimentaux. Nous avons montré, dans le chapitre I, les particularités du comportement des assemblages de pièces composites en terme de sensibilité vis-à-vis des propriétés géométriques, des caractéristiques des matériaux et des interfaces de contact ainsi que des paramètres d'assemblage (précharge, jeu).

Le glissement des substrats durant un chargement en cisaillement est un phénomène complexe. La phase de glissement est caractérisée par deux paramètres : l'effort limite d'adhérence à partir duquel les substrats se mettent à glisser et le déplacement relatif généré par ce glissement des substrats avant la prise du contact entre le fut et les alésages. Ce déplacement de glissement dépend essentiellement du jeu entre le fut et les alésages. Une maîtrise de la géométrie des assemblages testés suffit pour modéliser ce glissement. En revanche, la maîtrise de l'effort de glissement est plus difficile de par sa dépendance à la fois aux pressions de contact sous les têtes et entre les substrats mais aussi au comportement tribologique des interfaces de contact. De plus, la phase de serrage des fixations qui permet d'introduire la précharge axiale et de générer les pressions de contact n'est pas modélisée de manière explicite. La solution retenue lors de l'élaboration du modèle MCRS de fixation était

d'introduire cette précharge sous la forme d'une interpénétration des surfaces des têtes dans les substrats (voir II.2.1).

La maîtrise de l'effort de glissement dans les modèles numériques nécessite donc la maîtrise de la précharge et du comportement tangentiel du contact. Pour le comportement tangentiel du contact, une loi de Coulomb caractérisée par un coefficient de frottement cinétique est considérée. Cette loi est souvent utilisée dans les modèles d'assemblage par fixation [Hyer87; C. T. McCarthy05c]. Cependant la présence de différents matériaux nécessite la détermination des coefficients de frottement associés aux différentes interfaces de contact. Une fois ces coefficients de frottement identifiés, la stratégie mise en place pour assurer l'introduction de la même précharge initiale pour chacune des fixations dans les modèles numériques et durant les essais expérimentaux consiste à identifier une relation entre le couple de serrage (expérimental) et l'interpénétration (numérique). Cette relation est identifiée en effectuant des essais de glissement sur un assemblage mono-fixation.

III.2.Description des configurations d'assemblages considérés

Durant ce travail de validation du modèle éléments finis réduit d'assemblages par fixations, nous avons considéré 3 configurations d'assemblages : une configuration avec une seule fixation (cf. Figure III.1), une configuration avec 2 fixations (cf. Figure III.2) et une configuration avec 4 fixations (cf. Figure III.3). Les 3 configurations sont des assemblages simple recouvrement d'un substrat en aluminium et un substrat composite renforcé par des fibres de carbone. Chacune des configurations est utilisée avec un objectif précis :

- Assemblage mono-fixation : Réalisation des essais de glissement pour l'établissement d'une loi qui relie le paramètre pilotant la précharge dans les modèles numériques et le couple de serrage expérimental.
- Assemblage à 2 fixations : Identification des raideurs équivalentes du modèle MCRS de fixation en s'appuyant sur la méthode développée et présentée dans le chapitre II.
- Assemblage à 4 fixations : Evaluation des performances du modèle réduit d'assemblage en confrontant les résultats fournis par ce modèle avec des résultats d'un modèle éléments finis 3-D et des résultats expérimentaux.

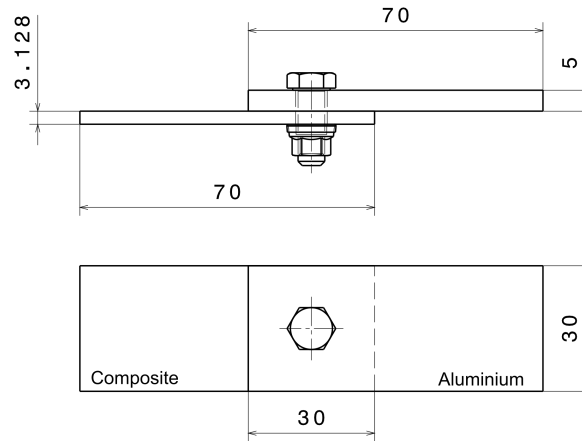


Figure III.1 : Géométrie nominale de l'assemblage mono-fixation

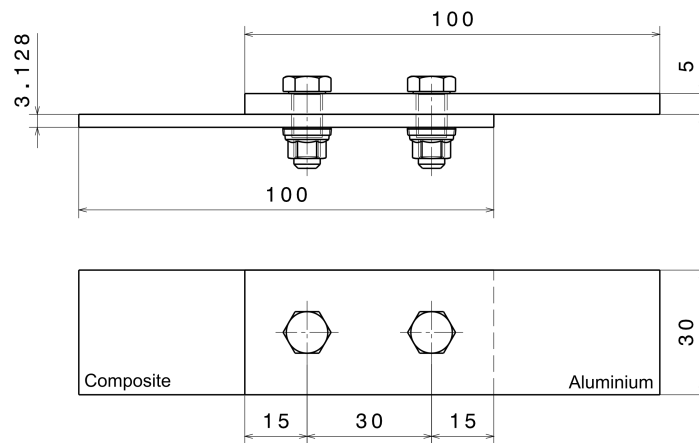


Figure III.2 : Géométrie nominale de l'assemblage à 2 fixations

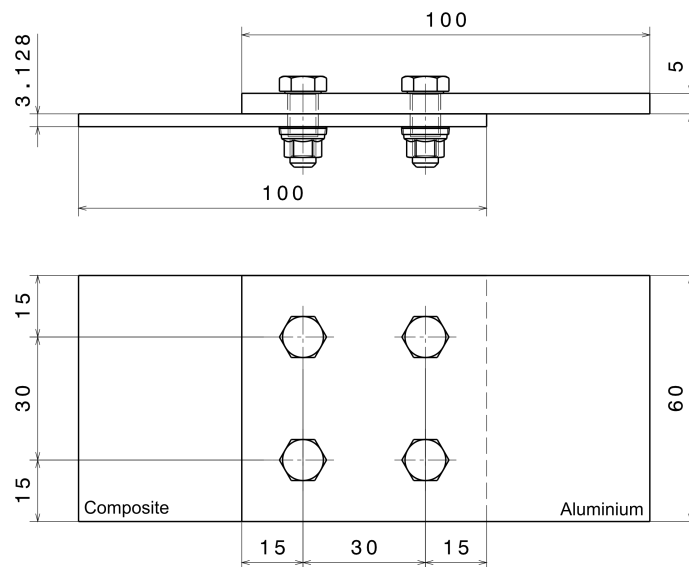


Figure III.3 : Géométrie nominale de l'assemblage à 4 fixations

Le même type de fixation est utilisé pour les 3 assemblages. Il s'agit de boulons aéronautiques de norme NAS (National Aerospace Standards). La vis à tête hexagonale est de diamètre $1/4''$ (6.35 mm). Elle est fabriquée en alliage de titane (Ti-6Al-4V). La hauteur lisse du fut est de $5/16''$ (environ 7.93 mm). L'écrou en acier comporte une rondelle intégrée. A noter que cet écrou permet un auto-freinage grâce à la surface de base des filets qui n'est pas parfaitement cylindrique.

Le premier substrat est en aluminium 7075. Son épaisseur est de 5 mm. La série 7000 des alliages d'aluminium est très utilisée dans les structures aéronautiques pour sa limite élastique élevée (environ 500 MPa).

Le substrat composite est un stratifié à plis unidirectionnels en fibre de carbone et à matrice thermodurcissable IMA/M21-12K. La séquence d'empilement du substrat composite est $[90/-45/0/+45/0/-45/0/+45/90_{0.5}]_s$ avec une épaisseur de 0.184 mm pour chaque pli. Les propriétés élastiques des matériaux des fixations et des deux substrats sont présentées dans le Tableau III-1. Les propriétés de l'aluminium et du composites sont identifiées à partir d'essais de caractérisation de matériaux.

Pli unidirectionnel IMA/M21-12K	E_{11} [GPa]	E_{22} [GPa]	E_{33} [GPa]	G_{12} [GPa]	G_{13} [GPa]	G_{23} [GPa]	ν_{12}	ν_{13}	ν_{23}
	143	7.89	7.89	3.92	3.92	2.76	0.33	0.33	0.43
Aluminium 7075	E [GPa]	ν							
	71.4	0.3							
Alliage de titane (Ti-6Al-4V)	E [GPa]	ν							
	110	0.3							
Acier au carbone	E [GPa]	ν							
	210	0.3							

Tableau III-1 : Propriétés élastiques des matériaux des substrats et des fixations

III.3. Modèles éléments finis considérés

III.3.1. Modèle 3-D

Une modélisation par des éléments solide 3-D à intégration réduite (C3D8R) des assemblages définis dans la section III.2 est considérée comme montré sur la Figure III.4a. Le stratifié composite est maillé en considérant un élément par pli. Ce type de modélisation permet de prendre en compte le comportement orthotrope de chaque pli.

Pour avoir un comportement de l'assemblage le plus réaliste possible et afin de prendre en compte la souplesse induite par la jonction filetée dans les fixations, une représentation géométrique détaillée des boulons est considérée dans le modèle 3-D comme montré sur la Figure III.4b. La forme hexagonale des têtes et des écrous a été simplifiée en la représentant par un cylindre moyen afin de supprimer les singularités et de réduire aussi le nombre de degrés de liberté. A noter que la partie de la tête de la vis qui est en contact avec la pièce est cylindrique ce qui est cohérent avec la modélisation. Le filetage hélicoïdal est modélisé par un ensemble de rainures cylindrique en se basant sur le profil des filets. L'effet de l'angle d'hélice sur le comportement du boulon peut être négligé [Alkatan07; Fukuoka04; Zhao98].

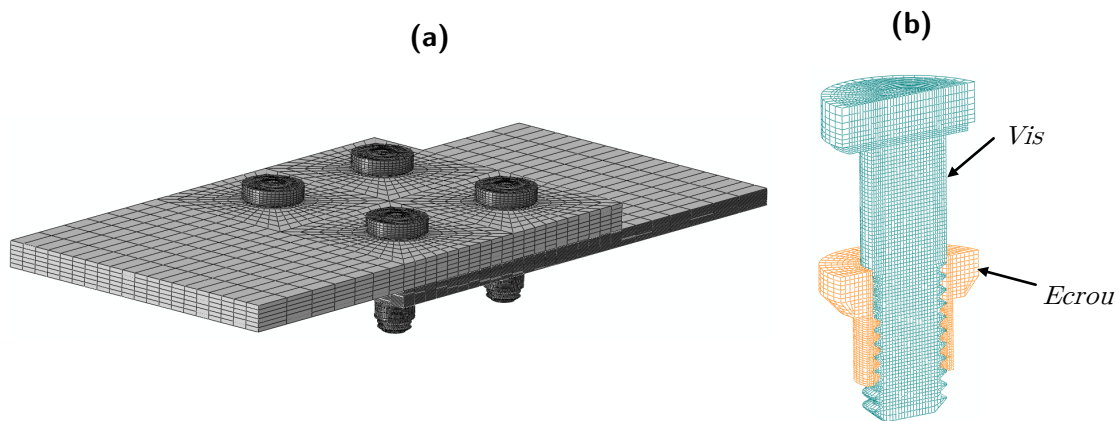


Figure III.4 : Géométrie et maillage d'un modèle éléments finis 3-D d'assemblage boulonné: (a) Exemple d'une configuration à 4 fixations, (b) Modèle de fixation

III.3.2. Modèle à base de MCRS

III.3.2.1. Choix de l'élément fini pour le maillage des pièces assemblées

Deux contraintes majeures s'imposent dans le choix du type d'élément à utiliser pour mailler les substrats dans le modèle réduit d'assemblage.

- **Géométrie** : Sachant que le but à travers le modèle réduit d'assemblage développé est de pouvoir intégrer des variabilités géométriques et matériaux (défauts de forme, défauts de position, variabilités sur les propriétés des matériaux, variabilités sur la précharge ou le coefficient de frottement...) afin d'étudier leurs effets sur le comportement de l'assemblage, une modélisation tridimensionnelle de manière explicite du contact (surface/surface) est nécessaire. Ce point est garanti, en premier lieu, par la modélisation des fixations avec des surfaces rigides. Pour que l'élément fini à utiliser pour mailler les substrats soit cohérent avec ce choix de modélisation de la fixation, il doit, par conséquent, avoir une géométrie tridimensionnelle.

- Comportement : La variation de l'épaisseur des substrats après l'application de la précharge et au cours du chargement nécessite la présence d'un degré de liberté dans la direction normale hors-plan par nœud. La modélisation de la précharge et de l'évolution des pressions de contact sous les têtes et entre les substrats demande une formulation qui prend en compte les déformations et les contraintes hors-plan.

Le type d'élément qui satisfait au mieux les critères de géométrie et de comportement et qui permet de réduire considérablement le temps de calcul est l'élément plaque 3-D. La formulation de cet élément est basée sur la théorie des plaques de Mindlin-Reissner avec la prise en compte du comportement hors-plan (contrainte normale et contraintes de cisaillement hors-plan). Ce comportement hors-plan est assuré par la présence de 3 degrés de liberté en translation pour chaque nœud ce qui permet, par exemple, de simuler la variation de l'épaisseur des substrats par effet Poisson. Une description détaillée de la formulation de cet élément est présentée dans l'Annexe 2.

Le modèle d'assemblage réduit proposé (appelé modèle MCRS d'assemblage pour la suite des travaux) est donc une combinaison du modèle MCRS de fixation (développé et validé dans le chapitre II) et des éléments plaque 3-D. La Figure III.5 montre un exemple d'un modèle MCRS de la configuration d'assemblage simple recouvrement à 4 fixations utilisé pour la validation du modèle.

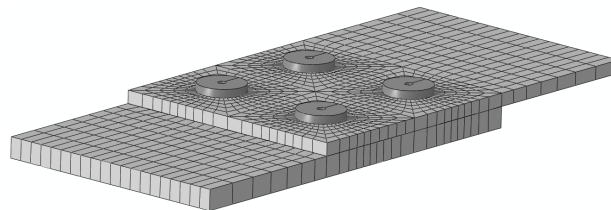


Figure III.5 : Géométrie et maillage d'un modèle MCRS d'un assemblage boulonné: Exemple d'une configuration à 4 fixations

III.3.2.2. Correction des propriétés hors-plan des éléments plaque 3-D

L'utilisation des éléments plaque 3-D sur Abaqus pour la modélisation d'un stratifié dans le cas où les déformations et les contraintes hors-plan ne sont pas négligeables nécessite une correction des propriétés hors-plan des éléments (voir Annexe 2). Les paramètres de correction sont la raideur normale hors-plan effective (\bar{K}_{zz}), le coefficient de Poisson effectif ($\bar{\nu}$) et deux raideurs de cisaillement effectives (\bar{K}_{xz} et \bar{K}_{yz}). Le Tableau III-2 présente les valeurs des grandeurs effectives issues d'une étude numérique d'identification en considérant

les propriétés du stratifié composite utilisé. Ces grandeurs sont introduites dans le modèle d'assemblage réduit lors de la définition de la section du stratifié composite.

\bar{K}_z [N/mm ²]	$\bar{\nu}$	\bar{K}_{xz} [N/mm]	\bar{K}_{yz} [N/mm]
9827	0.317	10868	10021

Tableau III-2 : Propriétés hors-plan effectives du stratifié composite modélisé par des éléments plaque 3-D

III.3.2.3. Identification des raideurs équivalentes du boulon MCRS

Le modèle MCRS de fixation est construit à partir de surfaces rigides liées par des connecteurs. Les raideurs équivalentes associées à chaque connecteur sont identifiées grâce à une démarche basée sur un calcul numérique utilisant un modèle d'assemblage à deux fixation construit entièrement avec des éléments finis 3-D. La démarche générale d'identification des raideurs du modèle MCRS de fixation est décrite dans la section II.4.3.

La ré-identification des raideurs équivalentes est nécessaire vu les changements effectués sur le modèle 3-D d'assemblage à deux fixations qui a servi à l'identification des raideurs équivalentes dans le chapitre II. Les modifications effectuées concernent les propriétés géométriques (épaisseur des substrats) et des matériaux (propriétés des renforts du substrat composite, matériaux des fixations) de l'assemblage. De plus, la prise en compte de la jonction filetée dans le modèle 3-D de référence a un effet sur les raideurs équivalentes du modèle MCRS.

Un modèle 3-D de la configuration d'assemblage à deux fixations est créée sur Abaqus (Figure III.2). Les boulons sont montés avec une interpénétration de 15 μm et un jeu radial de 80 μm . Même si la précharge et le jeu dans les assemblages testés expérimentalement sont différents du modèle numérique utilisé pour l'identification, les résultats présentés dans la section II.5.2 montrent une influence négligeable de ces deux paramètres sur les raideurs équivalentes. Les raideurs sont identifiées à une charge en cisaillement de 15 kN.

Nous remarquons dans le Tableau III-3 que les raideurs en flexion dans le connecteur C_1 sont environ 3 fois plus faibles que celles identifiées sur le connecteur C_2 . Cet écart est dû essentiellement à la modélisation détaillée des filets.

Connecteur	C_0			C_1		C_2	
	K_x^0	K_y^0	K_z^0	K_x^1	K_y^1	K_x^2	K_y^2
Raideur	[kN/mm]	[kN/mm]	[kN/mm]	[kN.mm/rad]	[kN.mm/rad]	[kN.mm/rad]	[kN.mm/rad]
	270	270	118	794	794	2448	2448

Tableau III-3 : Raideurs des connecteurs du modèles MCRS

III.4. Modélisation du glissement des substrats

III.4.1. Modélisation de la précharge

La précharge axiale appliquée initialement sur la fixation est un paramètre essentiel dans le comportement des assemblages composites. Cet effet a été démontré à travers l'étude sur la précharge présentée dans la section I.2.2.1 et les simulations numériques présentées dans la section II.5.2.

La maîtrise de ce paramètre est cruciale pour la comparaison des résultats issus des essais expérimentaux et des résultats par un calcul numérique. Plusieurs difficultés peuvent, en revanche, être rencontrées le prendre en compte de manière précise dans le modèle numérique. La première difficulté réside dans le fait que l'opération de serrage n'est pas modélisée de manière explicite ni dans le modèle éléments finis 3-D ni dans le modèle réduit proposé ce qui signifie que le couple de serrage ne peut pas être considéré comme un paramètre d'entrée dans la modélisation. En effet, la précharge dans ces deux modèles numériques est modélisée par une interpénétration initiale des surfaces des têtes de la fixation d'une certaine distance dans les substrats comme montré sur la Figure III.6. La résolution de cette interpénétration durant le premier incrément, dans le but de respecter les conditions de contact, génère des déformations dans les substrats (compression) et dans la fixation (allongement du fut et déformation des têtes) et par conséquent une précontrainte normale hors-plan dans les substrats. La difficulté dans ce travail est donc de trouver l'amplitude de l'interpénétration à introduire dans les modèles numériques qui correspond au couple de serrage appliqué lors de l'essai expérimental.

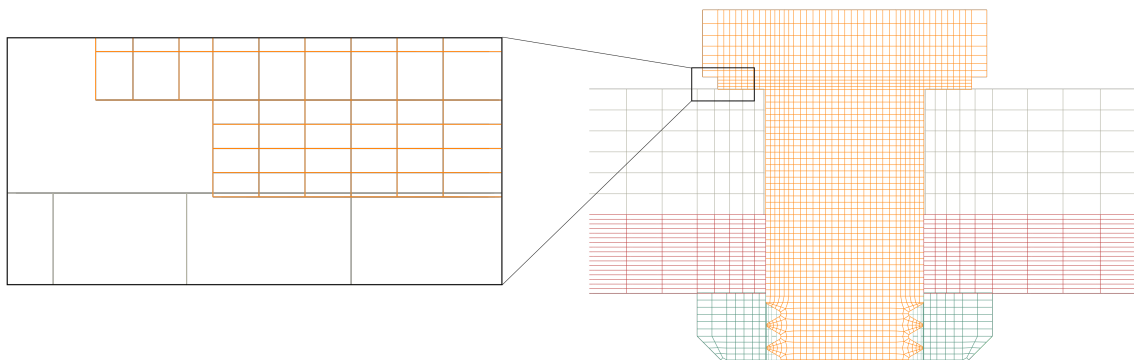


Figure III.6 : Modélisation numérique de la précharge (exemple d'une interpénétration de 20 μm de la tête d'une vis dans le substrat en aluminium dans le modèle 3-D)

III.4.2. Identification des coefficients de frottement

Le frottement des substrats est l'un des deux phénomènes qui pilotent leur glissement. Les contacts frottant sont modélisés par une loi de Coulomb définie par un coefficient de frottement cinétique μ . Avec ce modèle, caractériser le comportement tangentiel des surfaces en contact se réduit donc à l'identification du coefficient de frottement dans chaque interface. La loi de Coulomb s'exprime comme suit :

$$T = \mu N \quad (\text{III-1})$$

avec N la résultante normale des efforts de contact et T la résultante tangentielle des efforts de contact.

Les assemblages étudiés dans ce chapitre comportent 4 matériaux différents (composite, aluminium, titane et acier) ce qui signifie la présence de 3 interfaces de contact différentes comme montré sur la Figure III.7. Des résultats d'essais d'adhérence issus des travaux de la littérature ont permis d'identifier ces différents coefficients de frottement.

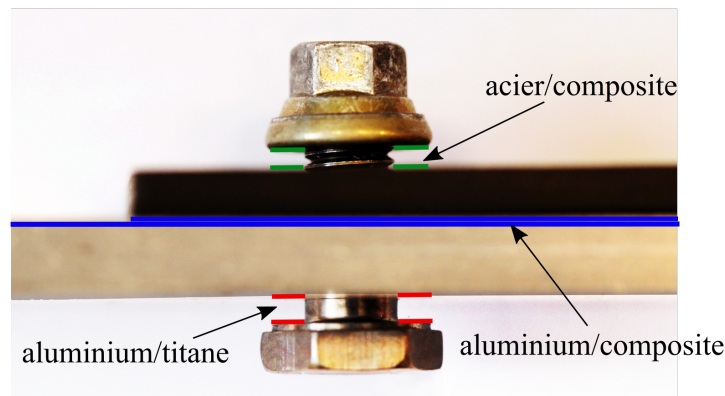


Figure III.7 : Différentes surfaces en contact dans l'assemblage étudié

Le coefficient de frottement aluminium/titane (noté $\mu_{al/t}$) utilisé dans les modèles numériques est déduit des travaux de [Qu05] sur le comportement tribologique du titane avec certains autres matériaux. L'essai consiste à faire frotter un disque en alliage de titane Ti-6Al-4V (qui est de la même nuance que le matériau de la vis utilisée) contre de l'aluminium. Le coefficient de frottement de ce couple de matériaux est de 0.49 ± 0.07 .

Pour le contact de l'écrou en acier avec le composite, le coefficient de frottement est pris des travaux de [Herrington91]. Les auteurs ont évalué le coefficient de frottement entre des rondelles en acier de différentes géométries, nuances et traitement de matériau. Le coefficient de frottement moyen est de 0.11 ± 0.01 .

On trouve dans la littérature des valeurs très variables du coefficient de frottement entre l'aluminium et le composite [C. T. McCarthy05c]. Cette variabilité est due essentiellement aux différences entre les états des surfaces lors de l'essai d'identification dans chaque étude. En effet, Schön a étudié le comportement cyclique du contact entre un composite en carbone/époxy et un alliage d'aluminium [Schön04]. Les deux surfaces ont été initialement nettoyées avec un mélange d'eau et d'alcool afin d'éliminer la graisse et les impuretés. Les résultats montrent une augmentation du coefficient de frottement de 0.23 au premier cycle jusqu'à 0.68 après 1000 cycles. La raison de cette augmentation significative est la modification de l'état de surface et l'accumulation des dépôts des particules des deux matériaux sur les surfaces en contact ce qui augmente l'adhérence.

Vu la dépendance du coefficient de frottement aux couples de matériaux et à leurs états de surfaces, un essai d'adhérence est réalisé afin d'identifier le coefficient de frottement entre l'aluminium et le composite. Le principe consiste à appliquer une pression de contact normale (via une masse M1) puis à mesurer l'effort nécessaire pour faire glisser un matériau par rapport à l'autre (en augmentant progressivement la masse M2) comme montré sur la Figure III.8. A noter que l'amplitude des pressions de contact n'a pas d'influence significatives sur le coefficient de frottement d'après [Schön04]. Le coefficient de frottement moyen estimé est de 0.34 ± 0.03 . Le Tableau III-4 récapitule les différents coefficients de frottement introduits dans les modèles numériques.

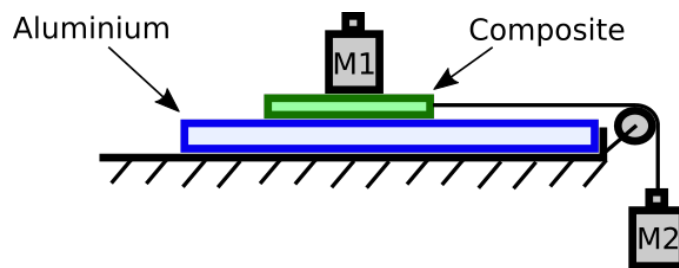


Figure III.8 : Principe d'un essai basique pour l'identification du coefficient de frottement entre deux matériaux

$\mu_{al/t}$ [Qu05]	$\mu_{al/c}$ (essais)	$\mu_{ac/c}$ [Herrington91]
0.49	0.34	0.11

Tableau III-4 : Coefficients de frottement utilisés dans les modèles numériques

III.4.3. Identification de la relation entre le couple de serrage et l'interpénétration

III.4.3.1. Démarche

Nous rappelons que l'objectif est d'identifier une relation analytique entre le couple de serrage C (expérimental) et l'interpénétration (numérique) δ afin d'assurer l'introduction de la même précharge :

$$\delta = f(C) \quad (\text{III-2})$$

Pour identifier les paramètres de cette relation, des essais de glissement numériques et expérimentaux ont été réalisés sur un assemblage mono-fixation (cf. Figure III.1). L'idée consiste à appliquer une sollicitation en cisaillement en variant le paramètre qui pilote la précharge. Les essais expérimentaux permettent d'identifier une relation analytique entre le couple de serrage C appliqué et l'effort de glissement expérimental F_g^e :

$$F_g^e = f(C) \quad (\text{III-3})$$

De la même manière, des simulations numériques basées sur le modèle 3-D et le modèle MCRS des essais de cisaillement sur l'assemblage mono-fixation ont été effectués. La précharge appliquée sur les substrats est variée par la variation de la valeur d'interpénétration. Ainsi une relation entre l'effort de glissement numérique F_g^n et l'interpénétration δ est définie :

$$F_g^n = f(\delta) \quad (\text{III-4})$$

En supposant une égalité des efforts de glissement expérimentaux F_g^e et numériques F_g^n , la relation (III-2) peut alors être identifiée à partir des équations (III-3) et (III-4).

III.4.3.2. Variabilités liées à la précharge

Vu l'utilisation de plusieurs fixations lors des essais de validation, il est nécessaire de savoir s'il faut identifier la relation (III-4) pour chaque fixation ou bien considérer une seule relation valable pour toutes les fixations. Cette question se pose car la précharge représente une source de variabilité importante.

Pour illustrer les variabilités liées à la précharge, Godin et al. ont réalisé une campagne d'essais expérimentaux [Godin15]. L'étude consiste à effectuer, un certain nombre de fois, un serrage d'une fixation en visant une tension dans la fixation de 7000 lbf (environ 31.1 KN). La fixation instrumentée permet de mesurer la tension avec une précision élevée. Les auteurs

montrent à travers cette étude que l'écart relevé sur le couple appliqué, avec 80 tests de serrage effectués, peut atteindre 50%. (varie entre 35 N.m et 70 N.m) comme montré sur la Figure III.9. Dans le cas inverse, où un couple constant est visé, la tendance des écarts sur la tension réelle dans les fixations sera similaire.

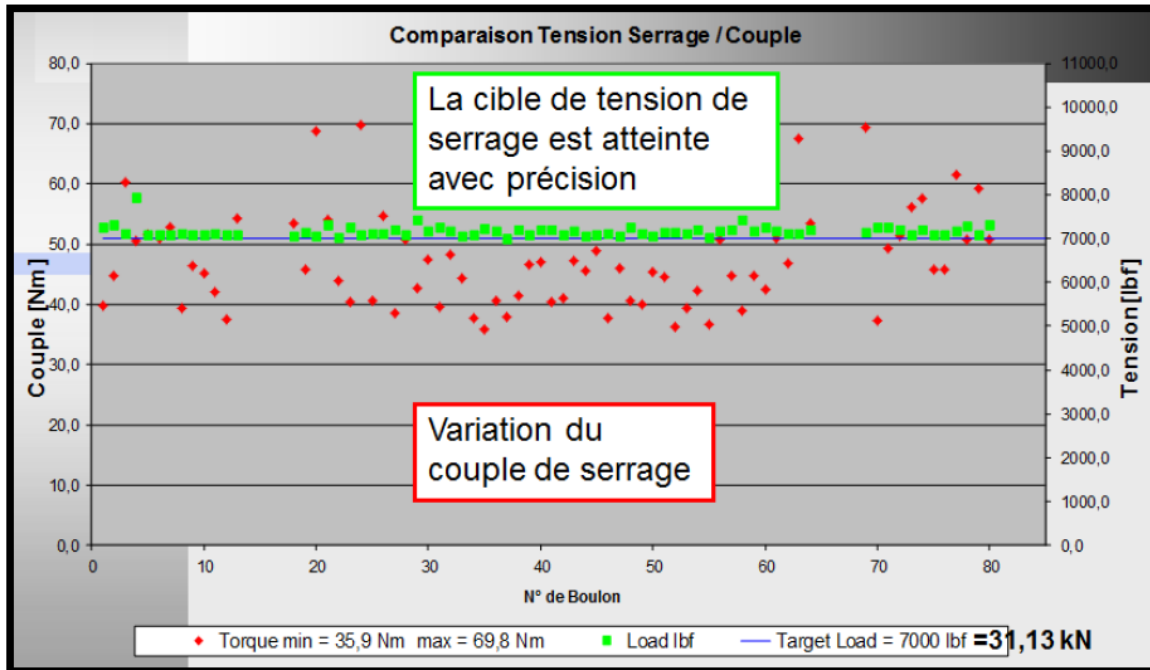


Figure III.9 : Mesure des couples de serrage pour une précharge visée pour 80 boulons testés [Godin15]

Cette variabilité est due essentiellement au nombre de paramètres physiques qui rentrent dans la conversion du couple de serrage en une tension axiale. En effet, le couple de serrage mesuré est le résultat des efforts de frottement sous les têtes et dans les filets. Ces efforts de frottement sont générés par les contraintes normales appliquées par les pièces sur les têtes de la fixation ce qui fait donc intervenir les propriétés des matériaux. Dans le cas de l'utilisation des écrous auto-freinés, un couple de freinage résiduel s'ajoute aussi au couple de serrage mesuré. Par ailleurs, d'autres phénomènes physiques comme la relaxation peuvent modifier l'état de la précharge appliquée initialement dans le cas des pièces composites [Caccese09].

Il est possible d'étudier la variabilité de la précharge en analysant la variation du couple de freinage et la raideur axiale de la fixation sur les fixations utilisées pour les essais de validation du modèle réduit d'assemblage. Des essais de serrage ont été réalisés sur 4 fixations différentes (la vis et l'écrou sont changés pour chaque essai). L'essai effectué consiste à appliquer un couple de serrage sur un boulon monté sur une plaque aluminium et une plaque en composite de dimension 50x50mm comme montré sur la Figure III.10. La

démarche permet de déterminer l'évolution du couple de serrage mesuré avec l'angle de rotation de l'écrou par rapport à la vis comme montré sur la Figure III.11. Le couple de serrage appliqué est contrôlé à l'aide d'une clé dynamométrique à cadran d'une précision de $\pm 3\%$.

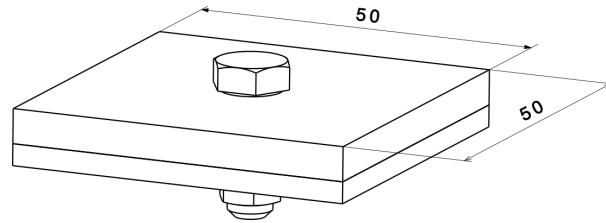


Figure III.10 : Géométrie de l'assemblage pour l'essai de serrage

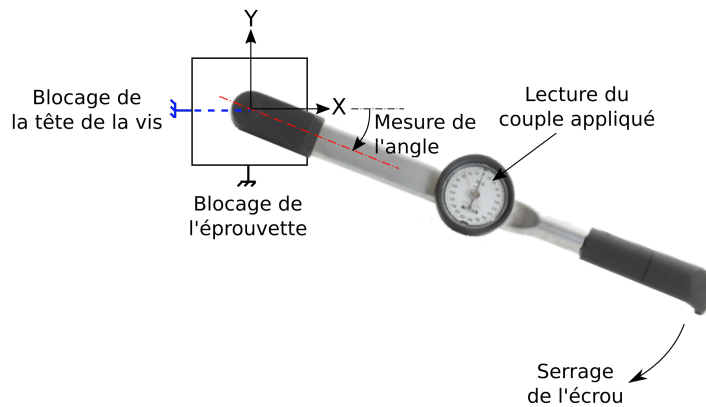


Figure III.11 : Méthode expérimentale d'identification de la relation entre l'angle de rotation et le couple de serrage appliqué

Les courbes du couple en fonction de l'angle de rotation de l'écrou par rapport à la vis sont présentées sur la Figure III.12. Elles montrent que les comportements des différents boulons durant la phase de serrage sont très proches quel que soit le boulon testé. Le couple de freinage moyen est d'environ 0.5 N.m. La similarité des courbes après le contact des têtes avec les substrats montrent un écart faible entre la raideur axiale de chaque fixation testée et donc une variabilité réduite sur la précharge visée.

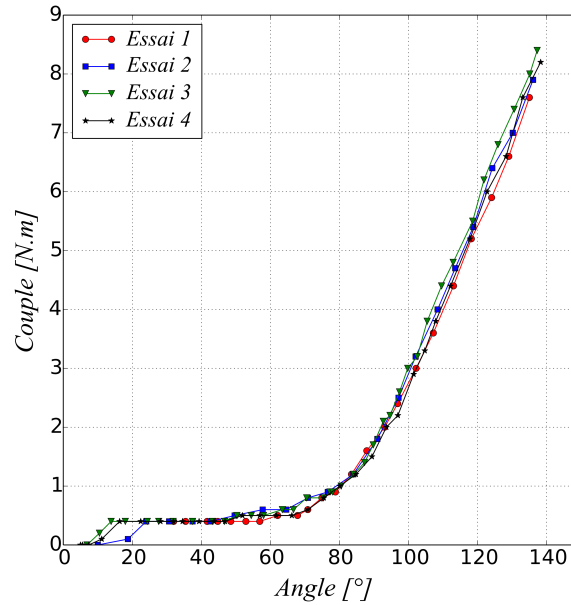


Figure III.12 : Courbe des couples appliqués en fonction de l'angle pour 4 boulons testés

III.4.3.3. Protocole et instrumentation

La configuration d'assemblage considérée pour ces essais de glissement est l'assemblage mono-fixation décrit dans la section III.2. Le boulon est monté avec un jeu radial cumulé sur les deux alésages de 0.18 mm. Une fois le couple de serrage introduit, l'éprouvette est testée sur une machine de traction. L'éprouvette subit un cycle de charge-décharge à des niveaux d'efforts en traction et en compression choisis de manière à dépasser les efforts nécessaires au glissement tout en évitant l'endommagement des matériaux en matage ou par flambage lors de la compression.

La corrélation d'image est utilisée pour mesurer les champs de déplacements et extraire ainsi le déplacement relatif entre les substrats induit par le glissement. Ce glissement ΔU est estimé à partir des déplacements dans la direction de chargement de deux points A et B pris dans la section de la fixation comme montré sur la Figure III.13 :

$$\Delta U = U_x(A) - U_x(B) \quad (\text{III-5})$$

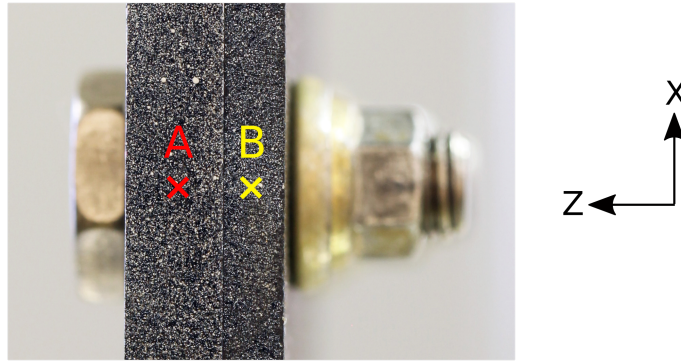


Figure III.13 : Définition des points pour la mesure du déplacement relatif entre les substrats

III.4.3.4. Résultats des essais expérimentaux de glissement

Durant les essais de glissement, 2 boulons différents ont été testés deux fois. Les boulons ont été serrés avec des couples allant de 1 à 7 N.m. La Figure III.14a montre les courbes de l'effort appliqué en fonction du déplacement relatif entre les substrats ΔU (défini par l'équation (III-5)) pour les différents couples de serrage.

En observant les différentes courbes d'effort-déplacement relatif, nous pouvons constater la présence des 4 premières phases caractéristiques d'un chargement en cisaillement d'un assemblage par fixation (voir I.2.2). Par exemple, pour les résultats de l'essai avec un couple de serrage de 3 N.m présenté sur le graph de la Figure III.14b, nous constatons la présence d'une phase quasi-linéaire d'adhérence (AB), une phase de glissement caractérisée par un plateau (BC), une phase de prise de contact progressive (CD) et une courte phase linéaire de transfert de charge par le fut (DE).

Ces courbes montrent une augmentation du déplacement relatif entre les substrats durant la phase d'adhérence (AB) et une diminution de ce déplacement durant la phase de glissement (BC) lorsque la précharge augmente. En effet, une partie du jeu est rattrapée durant la phase d'adhérence vu que la pression de contact sous les têtes de la fixation et entre les substrats n'est pas uniformément réparties. Ce gradient de pression de contact s'accroît avec la précharge appliquée ce qui permet de rattraper plus de jeu pendant la phase d'adhérence avec des couples élevés.

Nous constatons aussi que l'effort provoquant le glissement durant la phase de traction est plus faible que l'effort provoquant le glissement durant la phase de compression. En effet, cet écart est dû au flambage du substrat composite durant la compression. Ce flambage, traduit par des déplacements dans la direction normale au plan de recouvrement, engendre des

contraintes axiales dans le boulon et par conséquent des pressions de contact plus élevée par rapport à la phase de traction (cf. Figure III.15).

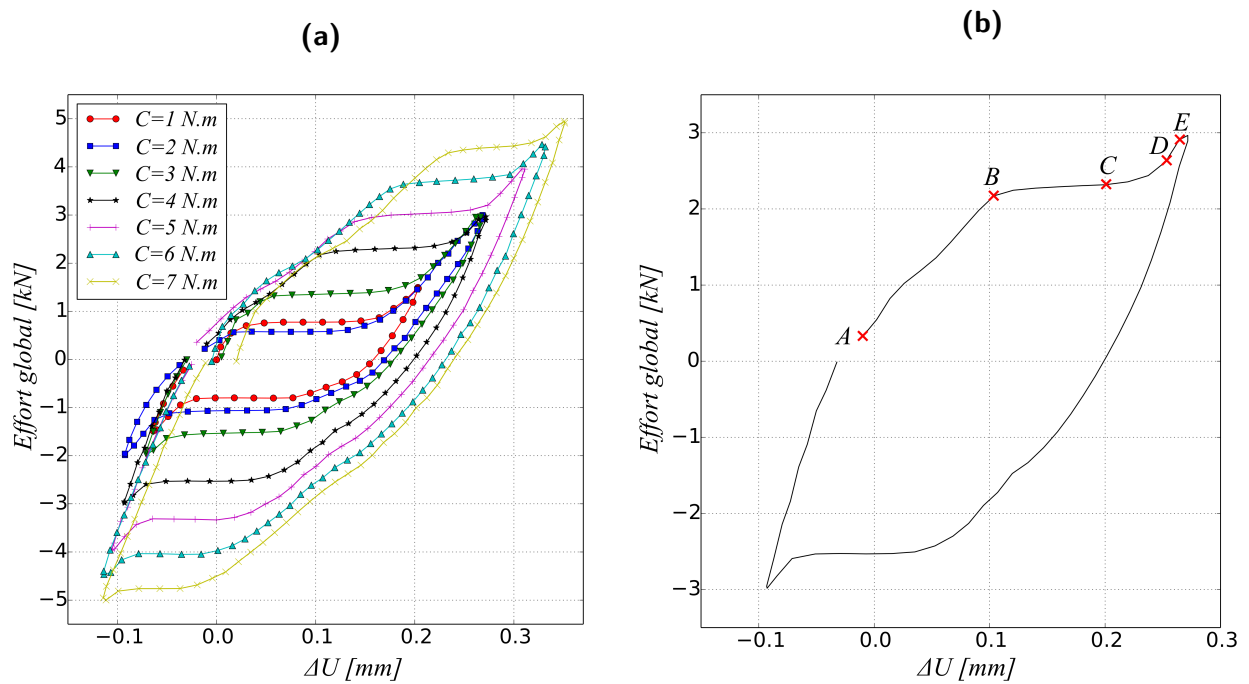


Figure III.14 : Résultats des essais expérimentaux de glissement : (a) Courbes effort-déplacement pour les différents couples de serrage appliqués, (b) Illustration des phases caractéristiques durant le chargement

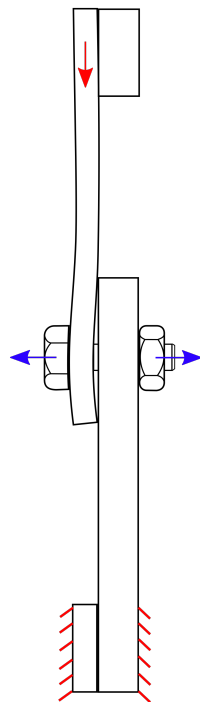


Figure III.15 : Illustration de l'effet du flambage du substrat composite en compression sur l'augmentation des pressions de contact sous les têtes de la fixation

III.4.3.5. Résultats des simulations numériques des essais de glissement

Le même cycle de chargement que pour l'essai expérimental sur l'assemblage mono-fixation est considéré dans le modèle 3-D et le modèle MCRS. Des valeurs d'interpénétration δ allant de $10\ \mu\text{m}$ à $50\ \mu\text{m}$ ont été appliquées pour balayer approximativement la même plage d'effort de glissement qu'expérimentalement.

Les courbes effort-déplacement fournies par les deux modèles numériques sont présentées, respectivement, sur les Figure III.16 et Figure III.17. Ces courbes montrent la reproduction des 4 phases caractéristiques décrites précédemment. Nous constatons tout de même des différences durant la phase de glissement. En effet, sur les courbes numériques, le plateau caractéristique de la phase de glissement a tendance à disparaître en augmentant la précharge. Cette observation peut être due à des différents phénomènes d'origine numérique (stabilisation du contact) ou liée à la modélisation du contact : la dépendance du coefficient de frottement cinétique aux pressions de contact ou la validité de la loi de Coulomb dans ce contexte d'étude notamment la considération d'un coefficient d'adhérence et de frottement identiques.

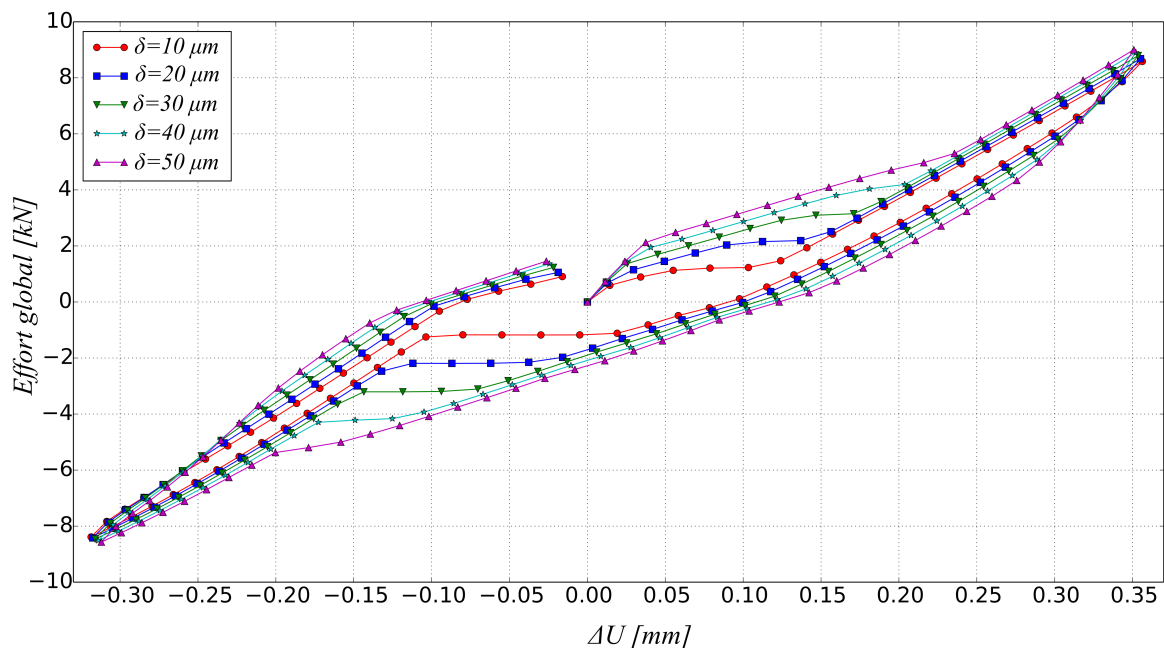


Figure III.16 : Courbe effort-déplacement relatif avec le modèle MCRS pour différentes valeurs d'interpénétration

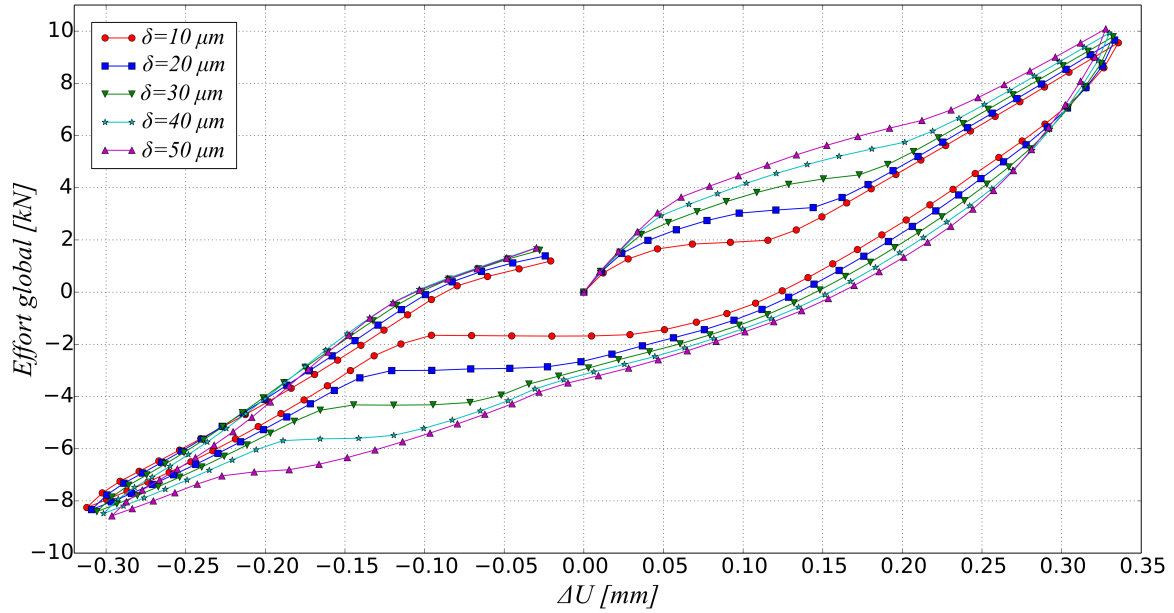


Figure III.17 : Courbe effort-déplacement relatif avec le modèle 3-D pour différentes valeurs d'interpénétration

III.4.3.6. Calcul de l'effort moyen de glissement

En se basant sur les courbes effort-déplacement fournies issues des essais expérimentaux et des simulations numériques, il est possible maintenant de calculer l'effort de glissement qui permettra d'établir la relation entre le couple de serrage et l'interpénétration.

Vu l'écart entre les efforts de glissement en compression (F_t^e) et traction (F_c^e) (voir Figure III.14b), un effort moyen de glissement est considéré (F_g^e). En raison des différences de comportement durant la phase de glissement entre les essais et les simulations, les efforts F_t et F_c sont identifiés au début de la phase de prise de contact du fut (voir les points C et C' définis sur la Figure III.18).

$$F_g = \frac{F_t + F_c}{2} \quad (\text{III-6})$$

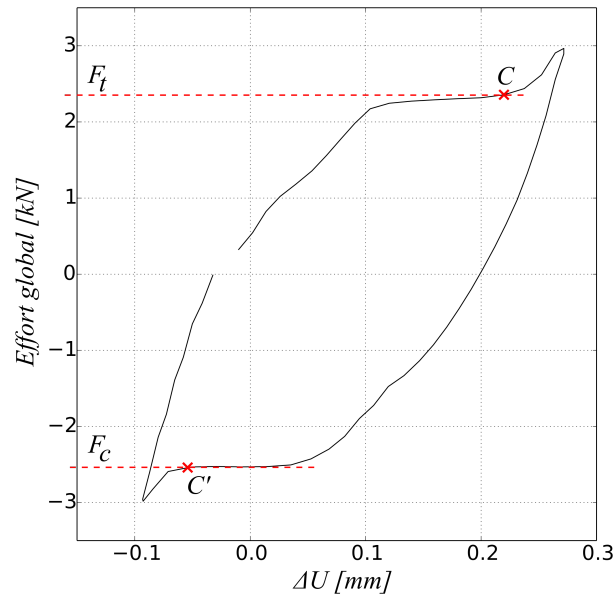


Figure III.18 : Calcul de l'effort moyen de glissement à partir d'une courbe effort-déplacement relatif : illustration sur une courbe expérimentale avec un couple de serrage de 3 N.m

III.4.3.7. Identification des paramètres de la relation entre le couple de serrage et l'interpénétration

Les efforts de glissements moyens F_g^e pour les différentes valeurs de couple de serrage appliquées lors des essais expérimentaux sont présentés par la Figure III.19. Pour les résultats numériques, la Figure III.20a-b montre les efforts de glissement moyens F_g^n calculés pour chaque valeur d'interpénétration appliquée.

En se basant sur l'hypothèse de la linéarité de la relation entre le couple de serrage et la précharge souvent considérée dans la littérature [Guillot97] et de la linéarité de la loi de Coulomb, la relation entre l'effort de glissement et le paramètre pilotant la précharge (le couple de serrage ou l'interpénétration) peut être définie par des fonctions linéaires. La relation entre F_g^e et C est définie par une fonction affine de paramètres a^e et C_0 .

$$F_g^e = f(C) = a^e(C - C_0) \quad (\text{III-7})$$

avec C_0 le couple de freinage mesuré avant le contact des têtes de la fixation avec les substrats. Ce couple est identifié à partir des résultats de l'essai de serrage présentés dans la section III.4.3.2. La pente a^e est identifiée en utilisant les résultats expérimentaux présentés en Figure III.19 en se basant sur la méthode des moindres carrés.

Pour les résultats numériques, vu l'écart de proportionnalité observé sur les résultats fournis par le modèle 3-D et le modèle MCRS, nous avons défini une fonction pour chaque

modèle. Cet écart vient du fait que la raideur axiale dans le modèle MCRS est sous-estimée vu qu'elle est identifiée à un niveau de charge (voir II.5.2). En introduisant une interpénétration dans le modèle MCRS plus élevée que dans le modèle 3-D, nous corrigeons la sous-estimation des efforts de glissement. Etant donné que le couple de freinage n'est pas modélisé numériquement, la relation entre l'interpénétration et le l'effort de glissement peut être définie par une fonction linéaire. Pour le modèle 3-D, la relation entre l'effort de glissement F_g^n et l'interpénétration δ_{3D} s'écrit comme suit :

$$F_g^n = f(\delta_{3D}) = a_{3D}^n \delta_{3D} \quad (\text{III-8})$$

avec a_{3D}^n le ratio de proportionnalité identifié à partir des résultats du modèle 3-D présentés en Figure III.20a. Ce paramètre est exprimé en $N.\mu m^{-1}$.

De la même manière, une fonction linéaire est définie pour relier l'effort de glissement F_g^n et l'interpénétration à appliquer dans le modèle MCRS δ_{MCRS} :

$$F_g^n = f(\delta_{MCRS}) = a_{MCRS}^n \delta_{MCRS} \quad (\text{III-9})$$

Le paramètre a_{MCRS}^n est identifié à partir des résultats du modèle MCRS présenté en Figure III.20b.

La relation entre δ_{3D} et C peut alors être identifiée à partir des équations (III-7) et (III-8):

$$\delta_{3D} = f(C) = \frac{a^e}{a_{3D}^n} (C - C_0) \quad (\text{III-10})$$

De la même manière, une relation analytique entre δ_{MCRS} et C est définie à partir de (III-7) et (III-9) :

$$\delta_{MCRS} = f(C) = \frac{a^e}{a_{MCRS}^n} (C - C_0) \quad (\text{III-11})$$

Les différents paramètres identifiés sont présentés dans le Tableau III-5.

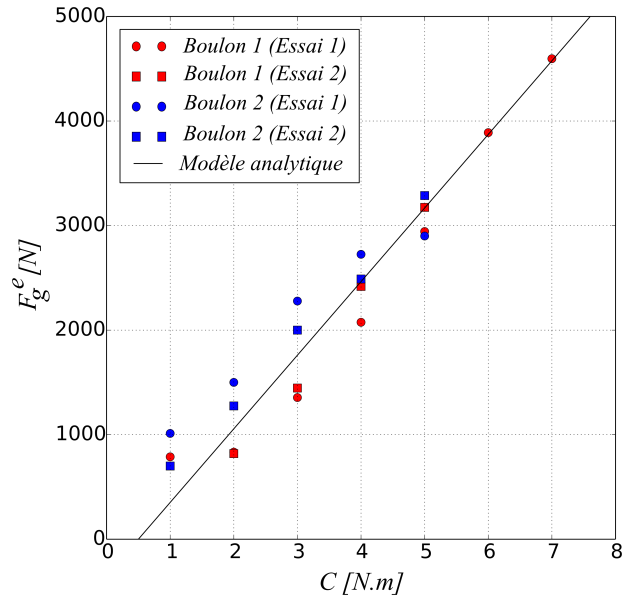


Figure III.19 : Evolution de l'effort de glissement moyen en fonction du couple de serrage appliqué sur 4 essais

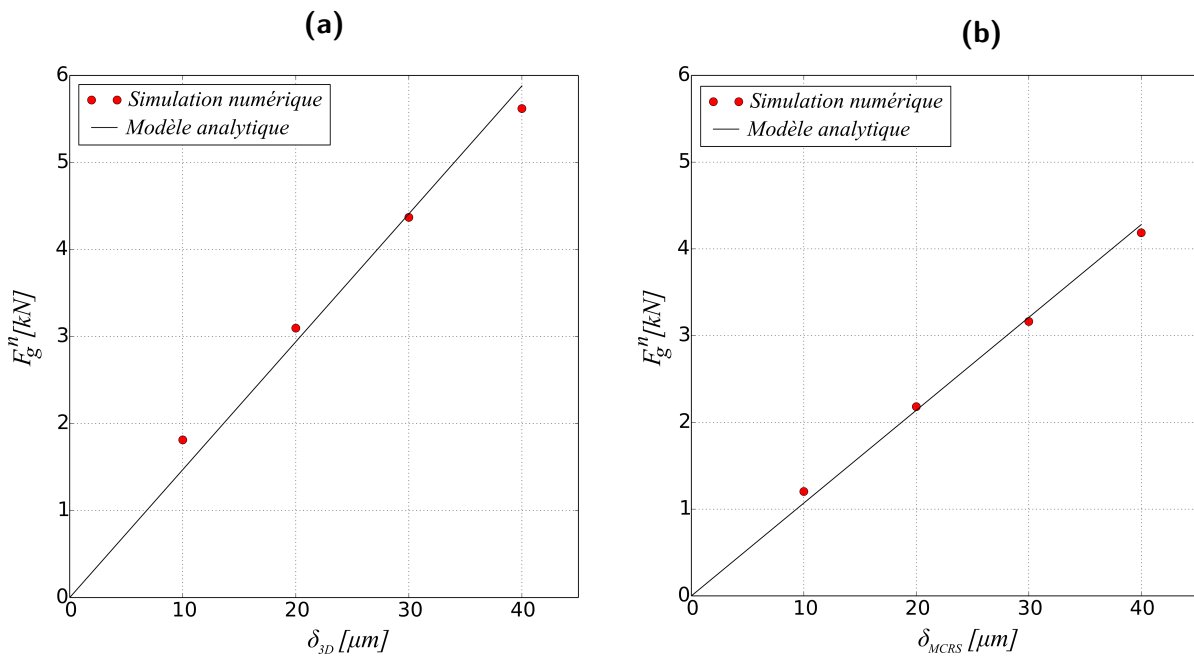


Figure III.20 : Relation entre l'effort de glissement, la précharge et l'interpénétration : (a) Modèle 3-D, (b) Modèle MCRS

$a^e [m^{-1}]$	$a_{3D}^n [N \cdot \mu m^{-1}]$	$a_{MCRS}^n [N \cdot \mu m^{-1}]$	$C_0 [N \cdot m]$
704	147	107	0.5

Tableau III-5 : Valeurs des paramètres associées à la relation entre le couple de serrage et l'interpénétration

III.5. Confrontation des résultats numériques et expérimentaux

III.5.1. Métrologie

Au vu de l'influence des écarts géométriques sur les pièces réelles par rapport aux valeurs visées, une étape de métrologie est nécessaire afin de pouvoir considérer la géométrie réelle de l'assemblage dans les modèles numériques. Seuls les défauts de position des alésages sont considérés. Les défauts de formes (planéité des surfaces de recouvrement, cylindricité des alésages) et les défauts d'orientation (perpendicularité des axes des alésages par rapport au plan de recouvrement) sont négligés et donc pas pris en compte dans les modèles numériques. A noter que les alésages sont percés sur une machine à commande numérique avec un foret de diamètre 6.5 mm. Les deux pièces ont été percées avec le même outil mais séparément (pas de contre-perçage).

Les dimensions des substrats ont été mesurées à l'aide d'un profilomètre optique. Les mesures sont prises par rapport à un repère orthogonal local (repère mesure lié à la pièce) comme montré sur la Figure III.21. L'origine de chaque repère coïncide avec le centre de l'alésage 1 de chaque substrat. L'axe X_1 (respectivement X_2) est supposé parallèle à un plan qui moyenne la surface SC_x (respectivement SA_x). De la même manière, l'axe Y_1 (respectivement Y_2) est construit à partir d'un plan moyen de la surface SC_y (respectivement SA_y).

Les diamètres des futs sont mesurés à l'aide d'un micromètre digital d'une résolution de $1\mu m$ et d'une précision de $4\mu m$. Le Tableau III-5 récapitule les mesures effectuées sur les substrats et sur les fixations. Nous avons choisi d'utiliser les valeurs mesurées pour générer la géométrie des pièces et des fixations dans les modèles numériques et de ne pas s'intéresser à ce stade du travail à l'effet des incertitudes de mesures sur la précision des résultats.

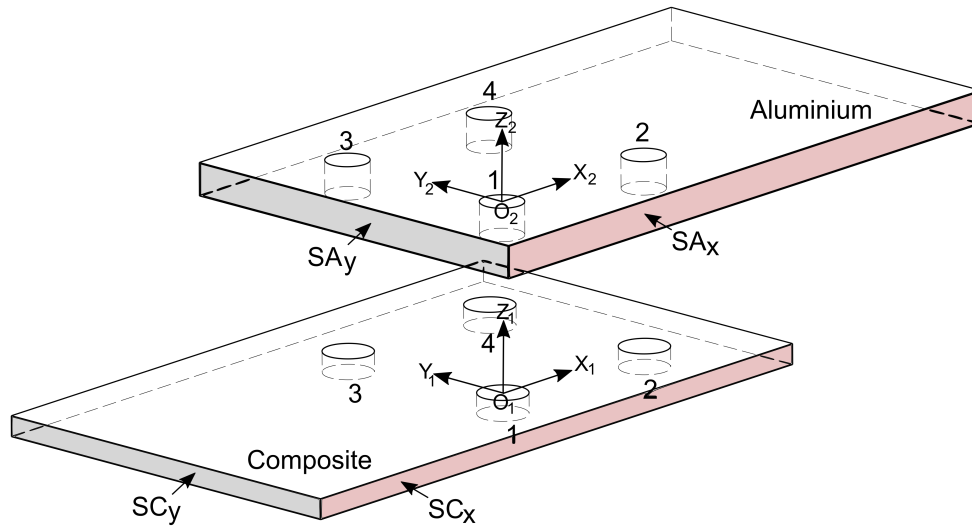


Figure III.21 : Définition des repères pièce pour la mesure des défauts de position

		Alésage 1	Alésage 2	Alésage 3	Alésage 4
Substrat composite	$\Delta x_{comp} [\mu m]$	0	-5	+33	+75
	$\Delta y_{comp} [\mu m]$	0	-80	+5	-99
	$D_{comp} [mm]$	6.471	6.469	6.451	6.474
Substrat aluminium	$\Delta x_{alu} [\mu m]$	0	+21	+70	+41
	$\Delta y_{alu} [\mu m]$	0	-45	-21	-86
	$D_{alu} [mm]$	6.492	6.494	6.497	6.494
Fut de la vis	$D_{fut} [mm]$	6.328	6.326	6.329	6.331
Défaut de position cumulé après l'assemblage	$ \Delta x_{comp} - \Delta x_{alu} [\mu m]$	0	26	37	34
	$ \Delta y_{comp} - \Delta y_{alu} [\mu m]$	0	34	17	6
Jeu radial cumulé	$\frac{D_{comp} + D_{alu}}{2} - D_{fut} [\mu m]$	153	155	145	154

Tableau III-6 : Résultats de mesures effectuées sur le substrat en aluminium et le substrat composite

III.5.2. Comparaison des résultats expérimentaux et numériques

Les mesures géométriques décrites dans la section précédente ont été pris en compte dans le modèle éléments finis 3-D et le modèle MCRS. Les boulons durant l'essai expérimental sont serrés avec un couple de 2 N.m. Ce couple est équivalent à une interpénétration de $\delta_{3D} = 7.2 \mu m$ dans le modèle 3-D et de $\delta_{MCRS} = 9.9 \mu m$ dans le modèle MCRS en se basant respectivement sur les relations (III-10) et (III-11) et les valeurs du Tableau III-5.

La confrontation de l'essai et des simulations porte sur une comparaison des courbes effort-déplacement relatif entre les substrats dans les sections des deux rangées de fixations. Le déplacement relatif ΔU_1 entre les points A_1 et B_1 est définie comme suit :

$$\Delta U_1 = U_x(A_1) - U_x(B_1) \quad (\text{III-12})$$

De la même manière, le déplacement relatif ΔU_2 est calculé à partir des déplacements des points A_2 et B_2 :

$$\Delta U_2 = U_x(A_2) - U_x(B_2) \quad (\text{III-13})$$

Les points A_1 , A_2 , B_1 et B_2 sont définis sur la Figure III.22. Le déplacement de chacun de ces points est obtenu par corrélation d'image.

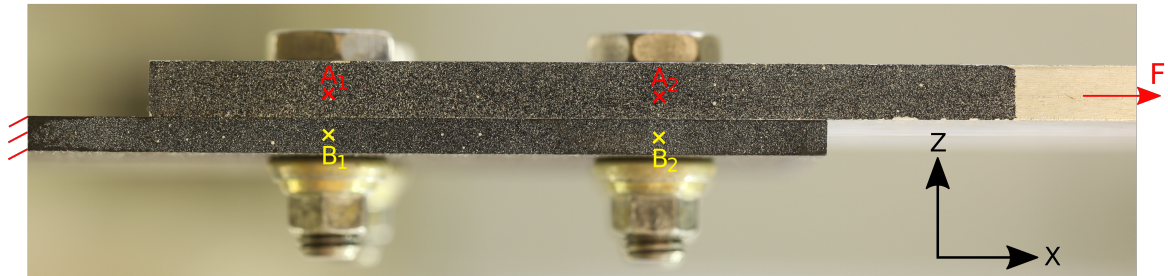


Figure III.22 : Calcul des déplacements relatifs dans l'assemblage à 4 fixations

La Figure III.23a et la Figure III.23b montrent les courbes de l'effort global appliqué sur l'assemblage en fonction des déplacements relatifs ΔU_1 et ΔU_2 . Les résultats montrent une bonne reproduction du comportement global de l'assemblage. Le comportement pendant la phase de glissement est bien pris en compte par les deux modèles en termes de niveaux des efforts de glissement et de prise de contact. Les deux plateaux observés sur les 2 courbes expérimentales (elles sont plus nets sur la courbe la Figure III.23b) sont bien reproduits par les modèles numériques. En effet, le premier plateau correspond au glissement du substrat en composite par rapport à la fixation et le deuxième plateau correspond au glissement du substrat en aluminium par rapport au substrat en composite. Ce glissement non-simultané est dû, en fait, aux coefficients de frottement qui ne sont pas identiques dans toutes les interfaces (voir Tableau III-4). Cela montre la pertinence de considérer un comportement du contact différent dans chaque interface et d'évaluer précisément les coefficients de frottement si l'on veut capter ces phénomènes. La comparaison de la phase après la prise de contact montre une bonne estimation de la raideur transverse du boulon et de l'assemblage boulonné.

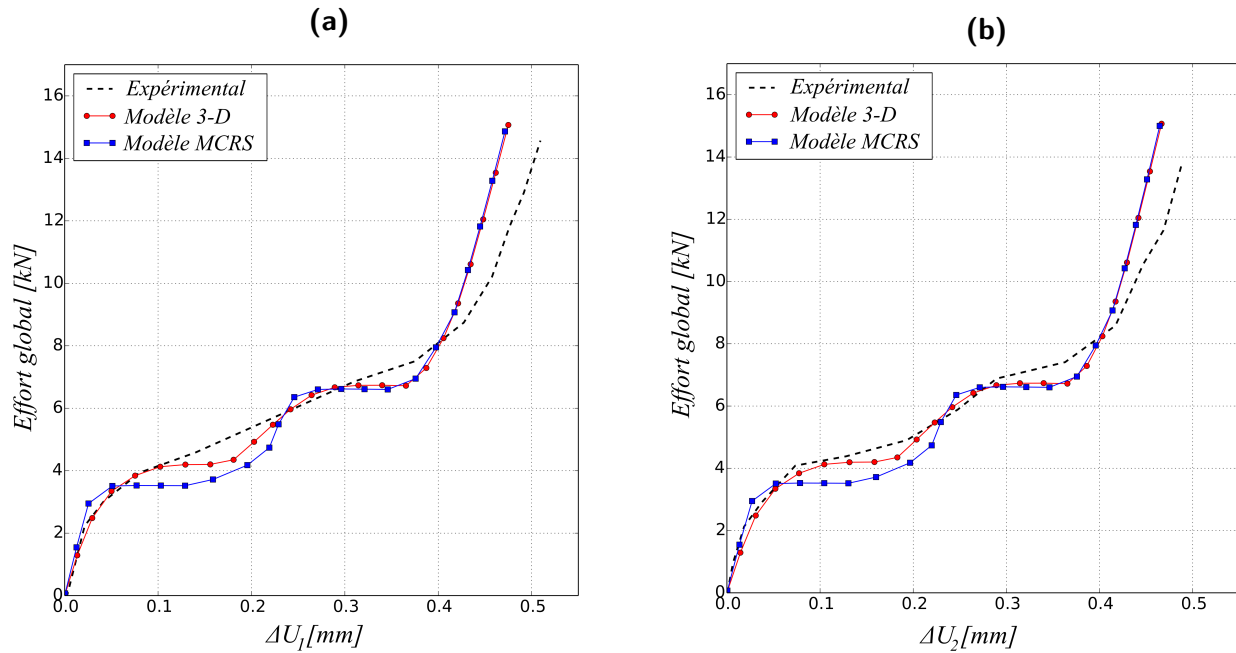


Figure III.23 : Comparaison des courbes effort-déplacement relatifs issues de l'essai expérimental et des modèles 3-D et MCRS. (a) Déplacement relatif entre A_1 et B_1 , (b) Déplacement relatif entre A_2 et B_2

III.6. Mise en évidence de l'effet des défauts de position sur le comportement des assemblages par fixation

Dans la section précédente nous nous sommes intéressés à l'évaluation de la performance du modèle MCRS en termes de capacité à prendre en compte l'effet de la précharge et du coefficient de frottement et à reproduire avec précision le comportement global de l'assemblage durant le chargement. Pour prendre en compte les propriétés géométriques réelles des assemblages, des mesures de la position et des diamètres des alésages ainsi que celles du fut des fixations ont été réalisés.

Le but à travers cette section est d'illustrer l'effet des défauts de position sur le comportement des assemblages par fixation. Cette étude est basée sur une comparaison des résultats de simulation en considérant un assemblage avec les défauts de position mesurés dans la section III.5.1 et une configuration sans défauts. Les incertitudes sur le jeu ne sont pas prises en compte dans cette étude. Le jeu radial considéré correspond à une valeur visée par le concepteur de $150 \mu\text{m}$ (en considérant des alésages de diamètre 6.5mm et des fixations avec un fut de diamètre 6.35mm).

L'étude effectuée est basée sur 4 modèles de la configuration d'assemblage à 4 fixations : un modèle 3-D et un modèle MCRS pour la configuration d'assemblage sans défauts de position et pour la configuration avec défauts de position. Ces assemblages ont été soumis à un chargement en cisaillement de 20 kN. Ce chargement est assez élevé pour rattraper tous les jeux et les défauts de position dans les différentes configurations d'assemblage.

La Figure III.24a-d montre l'évolution de la résultante de l'effort transmis par chaque fixation en fonction du déplacement global de l'assemblage dans les configurations avec et sans défaut. La comparaison des différentes courbes effort-déplacement montre une bonne reproduction des différentes phases caractéristiques d'un chargement en cisaillement et une estimation précise de la raideur de l'assemblage et des fixations dans le modèle MCRS.

Les Figure III.25 montre la répartition des charges transmises par chacune des fixations au niveau de chargement maximal appliqué sur l'assemblage (20 kN). En comparant les charges estimées par le modèle 3-D et le modèle MCRS nous constatons que le modèle MCRS permet de fournir une bonne prédiction de la répartition des charges dans le cas d'un assemblage multi-fixation. D'autre part, en comparant les résultats des modèles des configurations avec défauts et sans défauts nous constatons que le modèle MCRS reproduit bien l'effet des défauts sur la distribution des charges entre fixations. Nous constatons par exemple une diminution des charges dans les fixations 1 et 4 et une augmentation des charges dans les fixations 2 et 3 dans les deux modèles.

L'amplitude maximale mesurée des défauts de position est d'environ $42 \mu m$. Cette valeur, qui est supérieur à ce que peut générer une gamme d'assemblage avec contre-perçage mais qui est proche des incertitudes engendrées avec un perçage séparé des pièces, génère une augmentation de la charge maximale d'environ 18%.

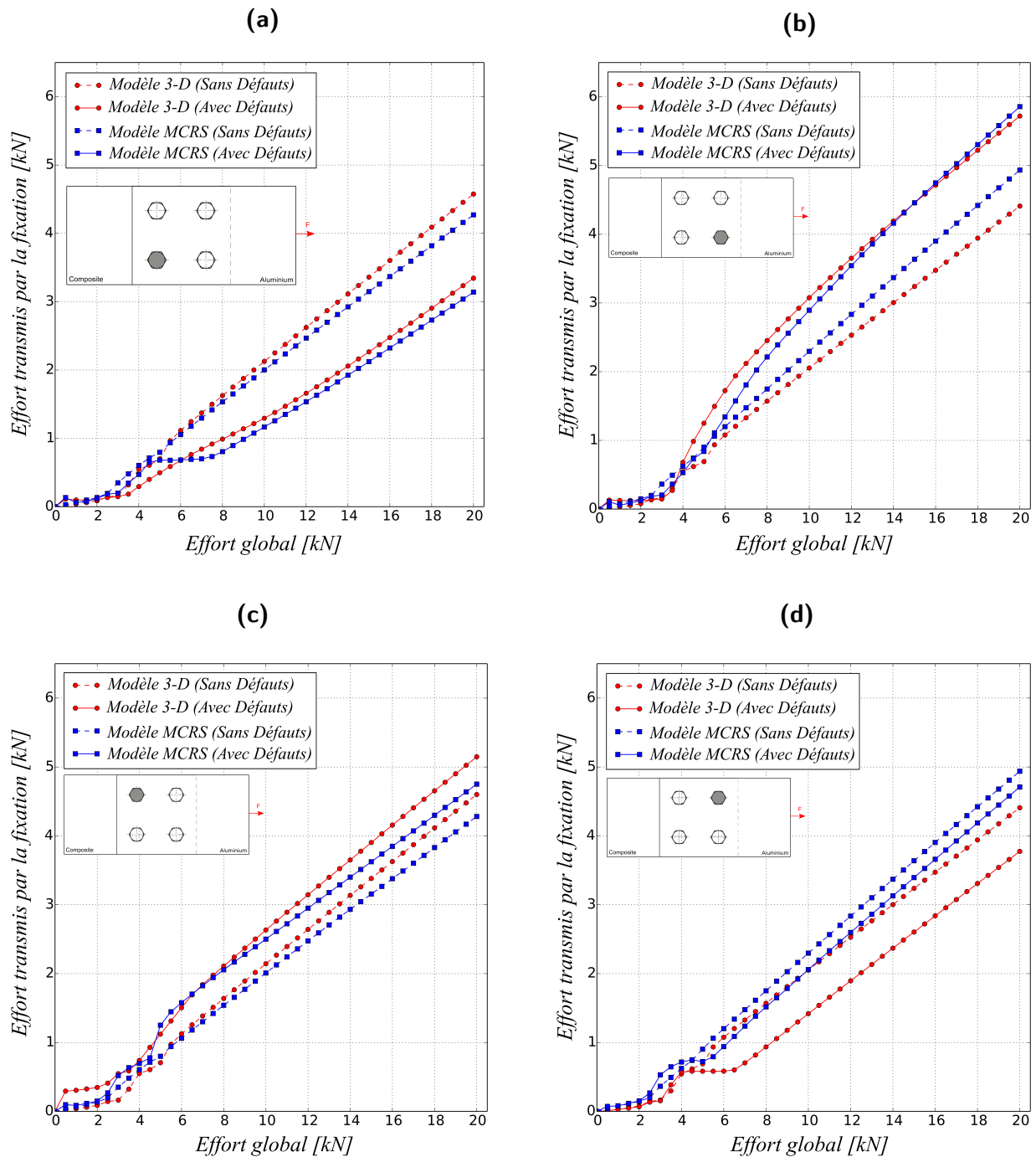


Figure III.24 : Courbe des efforts transmis dans les fixations en fonction du déplacement global de l'assemblage pour les assemblages avec et sans défaut : (a) Boulon 1, (b) Boulon 2, (c) Boulon 3, (d) Boulon 4

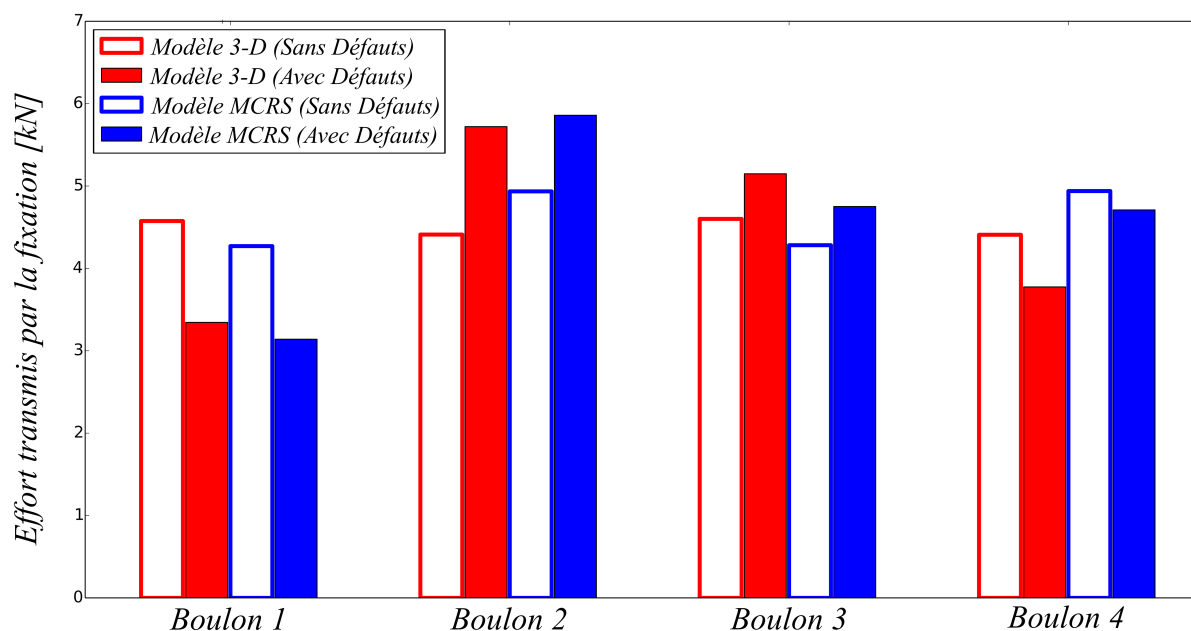


Figure III.25 : Comparaison de la distribution des charges entre les fixations à un effort global appliqué de 20 kN

III.7. Conclusion

Un modèle réduit d'assemblage boulonné est développé et validé dans ce chapitre. Ce modèle est construit en combinant le modèle MCRS de fixation avec un modèle constitué d'éléments plaque 3-D pour les pièces assemblées. Une étude d'identification des paramètres prépondérants est réalisée afin de prendre en compte les phénomènes physiques qui gouvernent le comportement des assemblages par fixation composite-métal. La difficulté principale réside dans la détermination des coefficients de frottement entre les différents matériaux et dans l'identification de la relation entre le couple de serrage appliqué expérimentalement et l'interpénétration qui permet d'introduire la précharge. L'estimation de la performance du modèle réduit s'appuie sur une comparaison des grandeurs macroscopiques, essentiellement la raideur globale de l'assemblage et la répartition des charges, avec un modèle 3-D de référence et un essai expérimental. Les résultats montrent la capacité du modèle MCRS à prendre en compte l'effet de la précharge, du coefficient de frottement et du jeu. Une comparaison des efforts transmis à un niveau de chargement élevé entre une configuration d'assemblage avec défauts de position des alésages et une configuration sans défauts a montré l'effet non-négligeable de la présence des défauts de position sur la tenue des assemblages. En plus de sa capacité à prendre en compte des variabilités géométriques ou matérielles et à fournir avec précision les quantités mécaniques essentielles pour estimer la tenue mécanique de l'assemblage, le modèle réduit d'assemblage

boulonné permet un gain considérable en temps de calcul d'environ 98% par rapport au modèle 3-D considéré utilisé dans ce chapitre et d'environ 80% par rapport à un modèle 3-D utilisant une représentation simplifiée de la fixation (modèle 3-D considéré dans le chapitre II). Grâce à sa précision, à sa capacité à prendre en compte l'effet de la précharge, du jeu et du coefficient de frottement et à sa capacité à fournir les quantités mécaniques nécessaires pour évaluer la tenue mécanique d'un assemblage multi-fixation, le modèle réduit proposé est bien adapté à une analyse fiabiliste des incertitudes dans les assemblages.

Deuxième partie
Développement d'une démarche de
tolérancement des assemblages métal-
composite par fixation

Chapitre IV.

Méthodes et outils de propagation des incertitudes

Sommaire

Chapitre IV. Méthodes et outils de propagation des incertitudes	101
IV.1. Introduction	102
IV.2. Approche probabiliste.....	103
IV.2.1. Principe de l'approche	103
IV.2.2. Méthode de Monte Carlo.....	103
IV.2.3. Exemples de l'application de l'approche probabiliste	105
IV.3. Approche pire-cas	110
IV.3.1. Principe de l'approche	110
IV.3.2. Méthodes d'optimisation	111
IV.3.3. Algorithmes Génétiques.....	112
IV.3.4. Application de l'Algorithme Génétique au tolérancement au Pire-cas.....	114
IV.4. Intégration des approches de propagation d'incertitude dans un processus de conception.....	116
IV.4.1. Tolérancement des paramètres incertains	116
IV.4.2. Intégration directe dans le processus de conception	118
IV.5. Conclusion	119

IV.1.Introduction

La première partie de ce manuscrit a été dédiée au développement d'un modèle de comportement d'un assemblage multi-matériaux par fixation. Les résultats obtenus avec le modèle réduit proposé montrent sa grande capacité à prendre en compte les paramètres sujets aux variabilités dans un assemblage par fixation tout en maîtrisant les temps de calcul. Ce modèle réduit peut donc être utilisé comme modèle de comportement pour réaliser de la propagation d'incertitudes.

Dans la deuxième partie de ce manuscrit nous nous intéressons au développement d'une démarche de tolérancement des paramètres incertains en vue de l'intégrer dans un processus de conception. Une étape essentielle dans cette démarche est la propagation des incertitudes à travers le modèle de comportement. La propagation des incertitudes peut être traduite par l'évaluation de l'effet d'une variabilité sur le comportement mécanique de l'assemblage. Deux approches peuvent alors être appliquées : une approche probabiliste qui permet de maîtriser le taux de non-conformité de l'assemblage vis-à-vis des exigences du concepteur ou une approche pire-cas qui exclue toute défaillance (probabilité de défaillance nulle).

Ce chapitre porte donc sur une description du fonctionnement des deux approches de propagation d'incertitudes et des outils nécessaires pour les mettre en œuvre. Différents outils utilisés permettant d'appliquer l'approche probabiliste et l'approche pire-cas sont présentées et comparés en se basant sur des critères d'efficacité.

Une fois les méthodes et les outils de propagation d'incertitudes mis en place, la question qui se pose est comment exploiter la démarche de propagation d'incertitudes pour l'intégrer dans un processus de conception afin de satisfaire au mieux les besoins fonctionnels attendus de l'assemblage. Deux approches sont proposées dans la littérature : la première approche consiste à modifier directement les paramètres de conception selon l'indicateur de satisfaction estimé après l'étape de propagation des incertitudes, la deuxième approche vise plutôt la définition d'un intervalle de tolérance sur les variabilités étudiées. Le point commun entre les deux approches est la nécessité de faire une boucle itérative entre les paramètres de conception à l'entrée et l'indicateur de satisfaction à la sortie. La mise en place d'un tel processus est très coûteuse en temps de calcul. Des stratégies en vue de réduire le temps de calcul comme l'établissement de méta-modèle pour la propagation d'incertitudes peuvent alors être envisagées.

IV.2.Approche probabiliste

IV.2.1. Principe de l'approche

La propagation des incertitudes consiste à évaluer l'effet de la variation d'un ou de plusieurs paramètres d'entrée sur une quantité d'intérêt de sortie. Dans le cas d'un assemblage mécanique, la quantité d'intérêt de sortie est généralement un critère qui décrit la tenue mécanique de l'assemblage. L'approche probabiliste est considérée pour propager les incertitudes lorsqu'un taux de non-conformité de l'assemblage vis-à-vis les exigences du cahier des charges est permis. La quantité d'intérêt (Y) évaluée après la propagation d'une distribution d'un ou plusieurs paramètres incertains (X) est exprimée, elle aussi, sous la forme d'une distribution comme montré sur Figure IV.1. Le niveau de fiabilité ou de conformité (inverse du taux de non-conformité ou de probabilité de défaillance) représente la probabilité d'obtenir un système conforme aux exigences du concepteur.

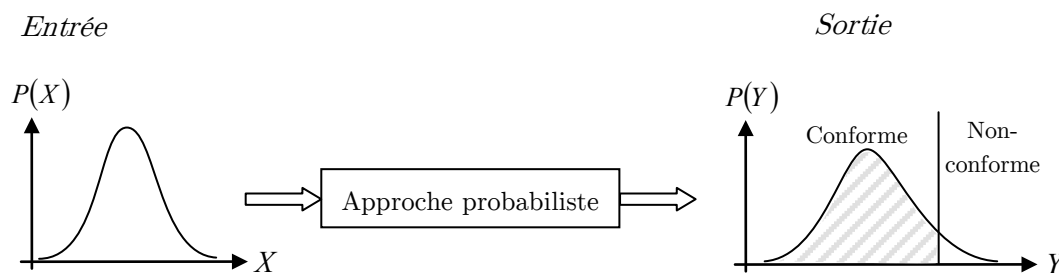


Figure IV.1 : Principe de l'approche probabiliste pour la propagation des incertitudes

L'estimation de la distribution de la variable de sortie nécessite l'évaluation d'un certain nombre de configurations avec des valeurs différentes des paramètres incertains. Un balayage exhaustif n'est généralement pas envisagé vu le grand nombre de calculs à exécuter. La difficulté réside alors à construire un espace d'échantillons représentatif de l'espace de variation des paramètres incertains. Les méthodes aléatoires offrent la possibilité de faire un échantillonnage beaucoup moins coûteux qu'un balayage exhaustif de l'espace de variation de départ. La méthode de Monte Carlo est l'une des méthodes d'échantillonnage la plus utilisée pour la propagation des incertitudes.

IV.2.2. Méthode de Monte Carlo

La méthode de Monte Carlo (MC), qui fut formalisée et publiée pour la première fois par Metropolis et Ulam en 1949 [Metropolis49], utilise le principe de l'aléa pour résoudre des problèmes complexes tels que le calcul d'intégrale de certaines fonctions. Cette méthode, qui

ne demande pas un formalisme mathématique complexe, est souvent choisie pour la simplicité de sa mise en œuvre et son adaptation à une gamme très variée de problèmes. L'inconvénient avec cette méthode est que pour assurer un balayage plus étendu de l'espace des variables d'entrée, un nombre important d'échantillons est nécessaire ce qui la rend, dans certains cas, très coûteuse en temps de calcul.

Des méthodes pseudo-aléatoires permettent de réduire l'échantillonnage des variables. La méthode d'Hypercube Latin (LHS : « Latin Hyper Square »), proposée par McKay et al., est basée sur le partitionnement de l'espace des variables en sous-espaces équiprobables [McKay79]. Les valeurs des variables sont par la suite tirées aléatoirement dans les sous-espaces de manière à obtenir une faible discrédance. La discrédance est une mesure qui permet d'évaluer l'écart entre distribution aléatoire et une distribution uniforme ; autrement dit elle permet de mesurer l'irrégularité de la distribution aléatoire. La Figure IV.2 montre un exemple d'un tirage aléatoire de 10 couples de variable effectué par le MC et le LHS.

La méthode LHS perd son utilité dès qu'il s'agit de problèmes multi-dimensionnels avec un couplage fort des paramètres. En effet, si un problème compte n variables aléatoires et si la plage de variation de chacune des variables est divisée en p partitions (sous-espaces) alors le nombre total de partitions est p^n . Si la donnée de sortie est très sensible à des petites variations d'une variable d'entrée ou bien au couplage des variables, alors pour que la LHS soit efficace il faut considérer un grand nombre de partitions. Pour illustrer, si un problème est défini par deux paramètres de conception, alors la surface de réponse ne dépend pas de la variation indépendante de chaque paramètre mais aussi de leur produit. De ce fait, le LHS n'est pas plus efficace que le MC dans ce cas.

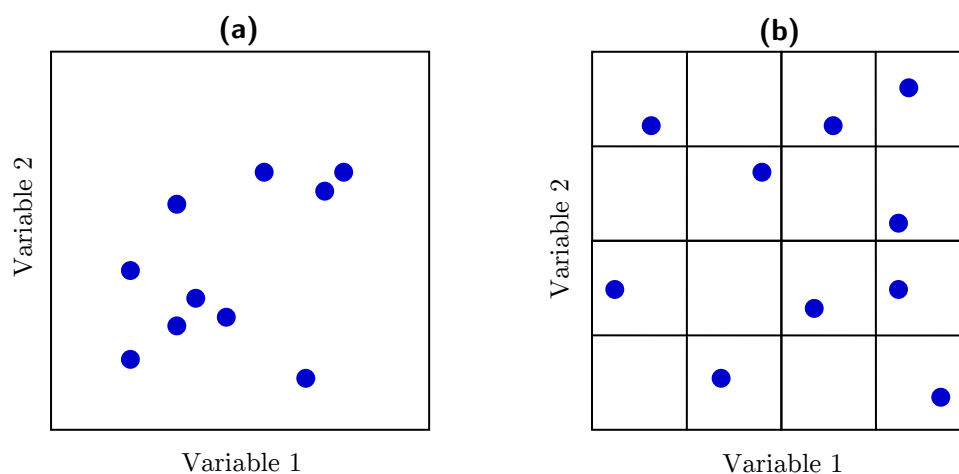


Figure IV.2 : Comparaison qualitative de la dispersion de 10 de couples de variables échantillonnées : (a) Monte Carlo, (b) Hypercube Latin

IV.2.3. Exemples de l'application de l'approche probabiliste sur des problèmes mécaniques

La nécessité de connaître l'effet de l'incertain a toujours été un besoin. En ce qui concerne les incertitudes dans les systèmes mécaniques, la nature des paramètres incertains et des quantités d'intérêt de sortie qui permettent d'indiquer si le système est satisfaisant ou non diffère d'un problème et d'un besoin à un autre. Ces variabilités peuvent être des défauts géométriques, des incertitudes sur les propriétés des matériaux, une méconnaissance du chargement appliqué etc. La quantité d'intérêt de sortie peut être liée à la conformité géométrique de l'assemblage, à la tenue mécanique de la structure etc. Dans cette section, nous présentons quelques exemples de travaux issus de la littérature afin de montrer le domaine d'applicabilité de l'approche probabiliste en ce qui concerne les systèmes mécaniques et de mettre en évidence les verrous scientifiques associés.

IV.2.3.1. Application au tolérancement géométrique

Plusieurs études de la littérature traitent l'effet des variabilités géométriques sur le comportement d'un système mécanique. Des études comme celles de [Bruyère06, 07; Dantan09; Qureshi12] se focalisent sur l'effet des défauts géométriques dans les composants, supposés infiniment rigides, sur un paramètre géométrique lié à l'assemblage. D'autres études, qui prennent en compte la souplesse des pièces assemblées, s'intéressent plutôt à la géométrie du produit après l'assemblage [Camelio03; Liu97].

Une analyse probabiliste appliquée à un mécanisme d'engrenage est réalisée par [Bruyère06, 07]. Les auteurs se sont intéressés à l'effet des défauts d'alignement des pignons (cf. Figure IV.3a) et des défauts de forme au niveau des dentures (cf. Figure IV.3b) sur l'erreur cinématique de l'engrenage au cours de son fonctionnement. La propagation des variations géométriques est réalisée à travers un modèle de comportement analytique qui décrit la position et la géométrie des pignons couplé à un modèle numérique qui permet de simuler le contact entre les dentures.

La méthode d'échantillonnage utilisée pour créer un espace représentatif de l'espace de variation des paramètres incertains étudiés est la méthode de MC. La simulation de 2000 configurations d'engrenages avec défauts a permis de tracer une distribution de l'erreur cinématique comme montré sur la Figure IV.4. Ce travail permet par conséquent d'étudier l'effet des spécifications géométriques sur le fonctionnement du système et de tolérer les paramètres géométriques afin de respecter les exigences fonctionnelles de l'engrenage.

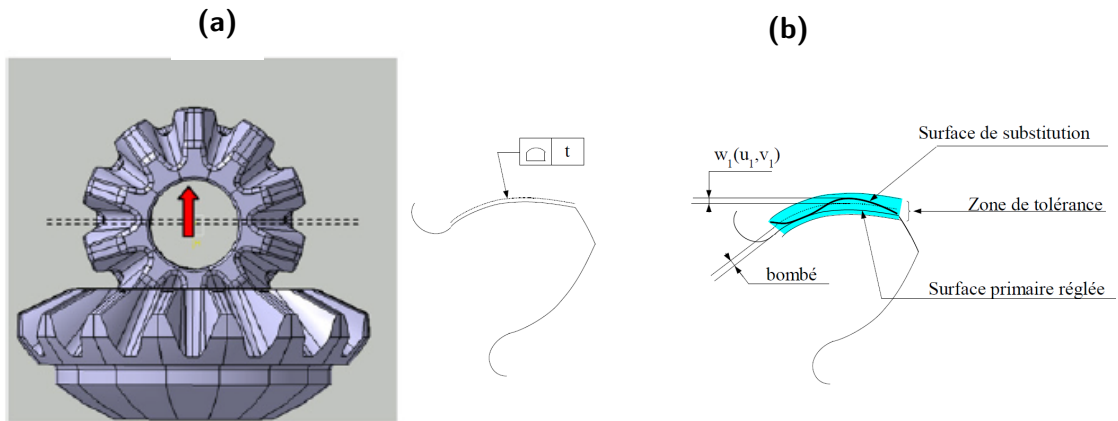


Figure IV.3 : Cas d'étude de [Bruyère06] : (a) Exemple de défaut d'alignement, (b) Définition du tolérancement de forme d'une denture

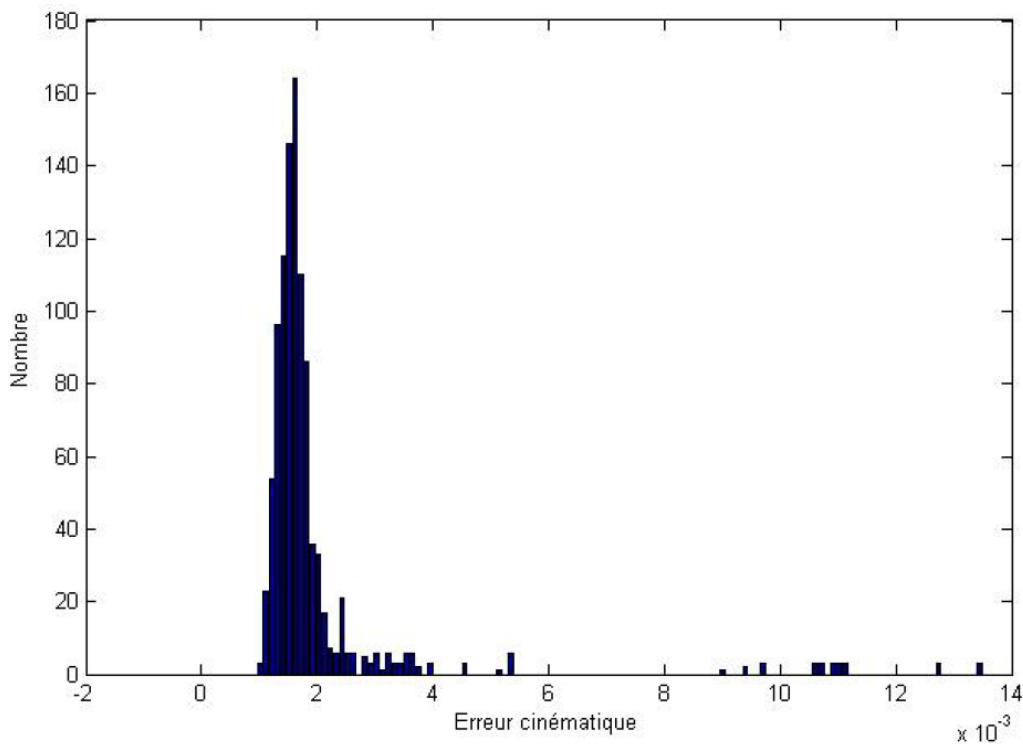


Figure IV.4 : Distribution statistique de l'erreur cinématique en se basant sur 1000 itérations [Bruyère06]

IV.2.3.2. Effet des variabilités sur la tenue des structures

Dans la section précédente, nous avons montré comment une approche probabiliste peut être appliquée pour lier des paramètres incertains d'entrée et une quantité d'intérêt à la sortie de même type (géométrique). Dans ce paragraphe nous présentons un deuxième exemple où le comportement du matériau et la nature du chargement appliqué sur le système

sont pris en compte dans le modèle de propagation. Les paramètres incertains d'entrée et la quantité d'intérêt de sortie sont de natures différentes.

Les études qui portent sur l'effet des variabilités géométriques et matériaux sur la tenue des structures sont diverses. Stricher et al. se sont intéressés à l'étude de l'effet des défauts de forme de pièces métalliques de grandes dimensions sur la répartition des efforts dans les fixations après l'assemblage [Stricher13, 12]. Söderberg et al. ont réalisé une étude sur l'effet des défauts de forme de pièces en composite sur l'endommagement du matériau après l'assemblage en se basant sur la méthode MC [Söderberg15].

Une prise en compte de variabilités de différentes natures pour le dimensionnement en fatigue des structures est réalisée à travers les travaux de Gayton [Gayton12]. Les incertitudes d'entrée sont liées à des paramètres géométriques (X_g), des propriétés des matériaux (X_m) de la structure étudiée et des paramètres représentatifs du chargement (X_l) comme montré sur la Figure IV.5. La distribution de chaque paramètre incertain est évaluée grâce à des mesures effectuées au préalable. Les incertitudes sont par la suite tirées aléatoirement puis intégrées dans un modèle éléments finis de comportement mécanique afin de les propager. Cette opération est répétée pour un certain nombre de cycle de chargement équivalent au sens de l'étude de la fatigue (N_{eq}). A l'issue des N_{eq} itérations, une distribution de la contrainte équivalente σ_{eq} est établie. En considérant une distribution du critère de résistance à la fatigue issue d'une campagne d'essai de fatigue sur des éprouvettes, un critère de tenue mécanique défini par la probabilité de défaillance de la structure est calculé.

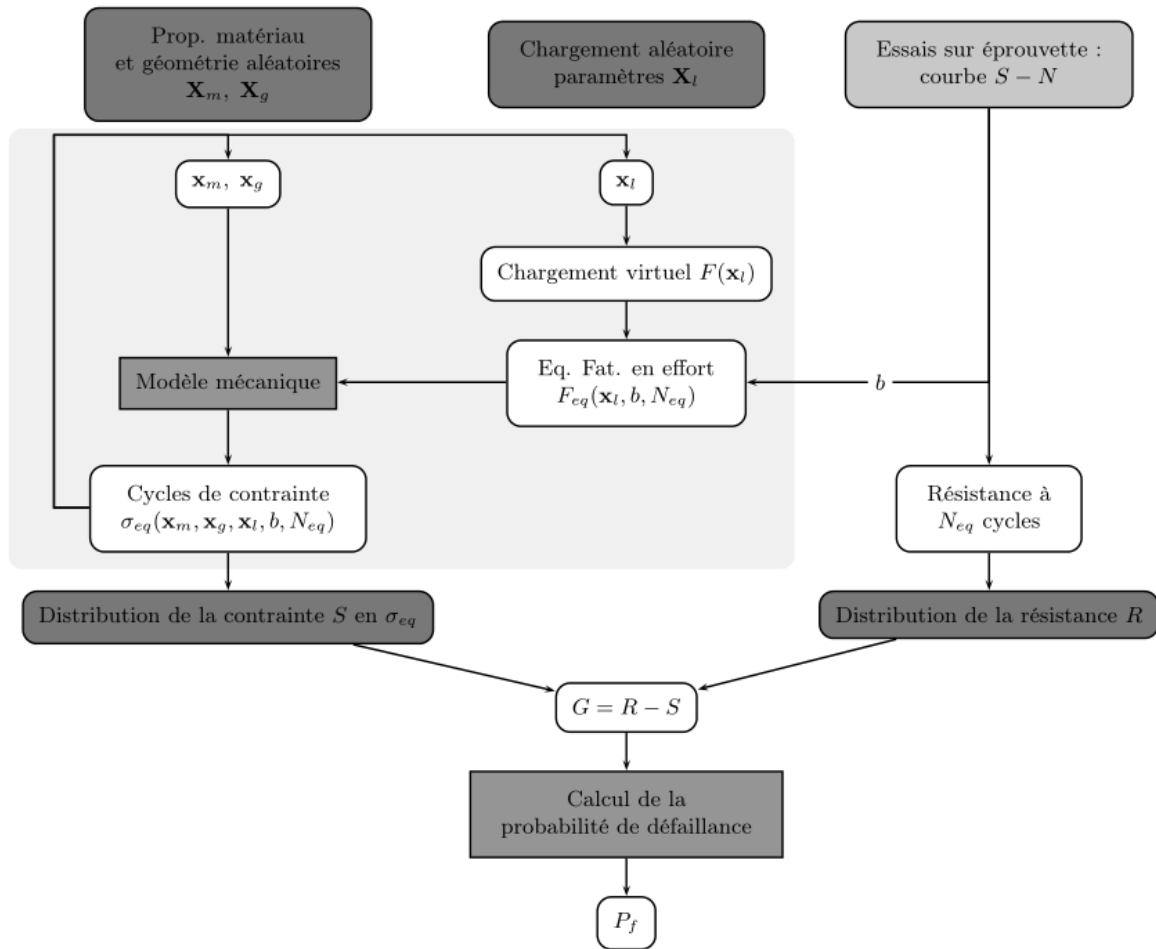


Figure IV.5 : Démarche d'analyse fiabiliste pour le dimensionnement en fatigue de structures [Gayton12]

IV.2.3.3. Méthodes de réduction du coût de l'approche probabiliste

Vu le caractère itératif des méthodes qui permettent de mettre en œuvre l'approche probabiliste, le temps de calcul a toujours été un problème important et parfois l'unique raison qui empêche de mener une analyse fiabiliste. Des stratégies de réduction du temps de calcul peuvent être appliquées à tous les niveaux du processus de propagation des incertitudes. Le modèle de comportement mécanique est souvent le sujet de la réduction.

Dans le cas où la modélisation du comportement nécessite un modèle numérique, une solution pour réduire le temps de calcul consiste à réduire la richesse du modèle (éléments poutres/plaques, connecteurs...). La méthode des éléments finis stochastiques, développée par Ghanem et Spanos en 1991, a permis d'introduire l'aléa dans la formulation des éléments finis [Ghanem91]. Cependant cette méthode reste restreinte à l'étude des variabilités des propriétés du matériau dans la pièce. En plus, son caractère intrusif nécessite un accès au

solveur du logiciel éléments finis ce qui est inaccessible dans la plupart des logiciels commerciaux.

D'autres alternatives permettent de réduire le temps de calcul lors de l'évaluation des paramètres incertains en établissant un méta-modèle de comportement. Basés sur la méthode des plans d'expérience, les méta-modèles permettent de définir une relation analytique entre les paramètres d'entrée et une surface de réponse de la quantité d'intérêt de sortie. Plusieurs méthodes permettant d'élaborer un méta-modèle de comportement sont utilisés dans la littérature comme le krigeage ou les chaos polynomiaux [Gayton12; Laurent13; Sudret08]. L'inconvénient avec les méta-modèles réside dans la confiance donnée à ses résultats. La précision des résultats fournis dépend du degré d'enrichissement du méta-modèle ce qui conduit à réaliser d'avantage de calculs pour s'assurer de la robustesse de la méthode.

La réduction du temps de calcul peut aussi passer par l'optimisation des méthodes d'échantillonnage. Concernant la méthode de MC, il n'existe actuellement pas une formule permettant de déterminer avec précision le nombre minimal d'échantillons à réaliser pour obtenir une distribution suffisamment précise de la quantité d'intérêt de sortie. En effet, la réponse du système étudié dépend du niveau de non-linéarité de son comportement, de la nature et du degré de couplage des paramètres incertains etc. La stratégie la plus courante pour réduire le nombre de réalisations avec le MC consiste à étudier la variation d'un critère de satisfaction en fonction du nombre d'itérations réalisées et à définir ainsi un critère d'arrêt.

Nous présentons ici une étude de la convergence de la méthode MC tirée des travaux de [Bruyère07] qui ont été présentés en partie dans la section IV.2.3.1. Cette étude sur la convergence de la méthode de MC consiste à réaliser 20 simulations avec un nombre différent d'échantillons compris entre 20 et 2000. Les critères de satisfaction choisis sont l'étendue et l'écart type de la distribution de l'erreur cinématique (quantité d'intérêt). L'évolution de ces deux critères en fonction du nombre d'itérations, illustré sur la Figure IV.6, montre une stabilisation progressive. A l'issue de ce test, le nombre de tirage considéré pour le reste de l'étude est de 1000.

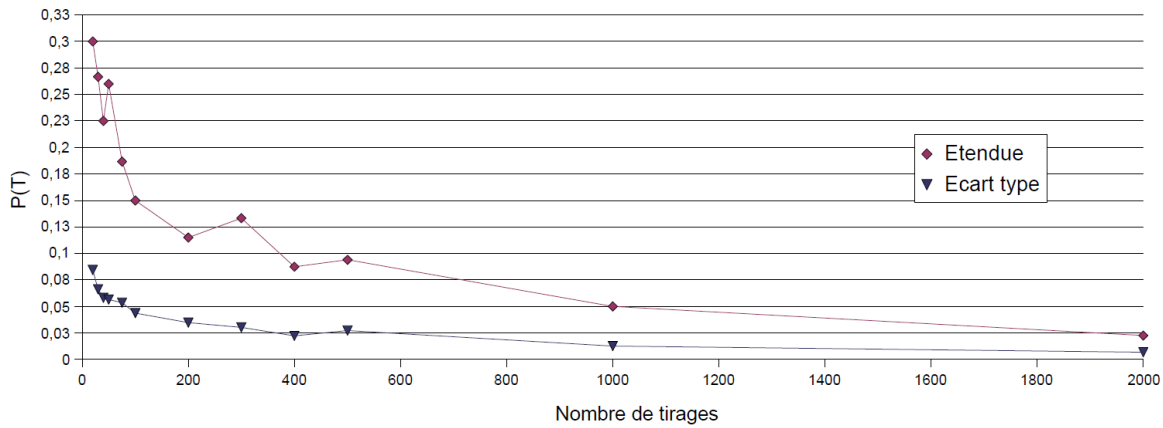


Figure IV.6 : Evolution de l'étendue et de l'écart type de la distribution de la quantité d'intérêt de sortie en fonction du nombre de tirages réalisés [Bruyère06]

IV.3.Approche pire-cas

IV.3.1. Principe de l'approche

L'approche probabiliste, décrite dans la section précédente, permet de considérer un niveau de fiabilité. Cependant le caractère stochastique de cette approche la rend moins robuste pour des niveaux de fiabilité élevés. En effet, sur une distribution de la densité de probabilité de la quantité d'intérêt de sortie, la probabilité d'atteindre les valeurs extrêmes de la quantité d'intérêt devient de plus en plus faible avec l'augmentation de la fiabilité. Dans certains secteurs industriels les niveaux de fiabilité exigés avoisine les 99% et atteignent même 100% comme dans le nucléaire ou le spatial habité. Une fiabilité de 100% veut dire que le risque de défaillance du système est nul.

Pour éviter tout risque de défaillance du système au cours de son fonctionnement, la solution la plus courante consiste à rechercher le pire-cas possible avec les incertitudes considérées. Cette approche vise à trouver la combinaison de valeurs des paramètres incertains qui permet de maximiser une quantité d'intérêt (Y_{\max}) comme montré sur la Figure IV.7. Cette valeur maximale est comparée aux exigences fonctionnelles définies par une valeur admissible (Y_{adm}). Pour mettre en place une approche pire-cas, l'utilisation d'une méthode d'optimisation est nécessaire.

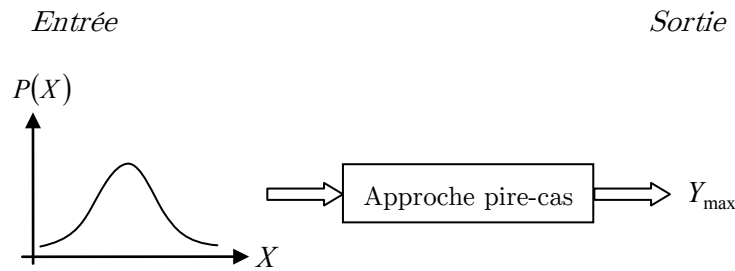


Figure IV.7 : Principe de l'approche pire-cas de propagation des incertitudes

IV.3.2. Méthodes d'optimisation

L'optimisation est une discipline qui porte sur la recherche d'une ou plusieurs solutions pour satisfaire un objectif donné. L'optimisation se traduit souvent par la résolution d'un problème de minimisation ou de maximisation d'une fonction objectif avec une prise en compte éventuelle d'astreintes sur les solutions.

L'application des méthodes d'optimisation en conception est très courante. Cette démarche peut se manifester à différentes échelles du produit : solutions technologiques, architecture et géométrie à différentes échelles, matériaux... Les méthodes utilisées sont diverses et variées. Elles appartiennent principalement à deux familles :

- Les méthodes exactes : Les méthodes telles que le gradient ou le simplexe permettent d'avoir au moins une solution locale exacte grâce à leur capacité à explorer les espaces des variables. Ces méthodes nécessitent une fonction réelle différentiable ce qui réduit leurs champs d'application. Elles sont mises à défaut en présence d'une multitude d'extrémums locaux.
- Les méthodes approchées : Comme leur nom l'indique, ces méthodes ne permettent que d'approcher la solution exacte. Ceci est dû essentiellement à la discrétisation de l'espace des solutions. Ces méthodes sont généralement choisies pour leur rapidité, leur capacité à prendre en compte un grand nombre de paramètres d'entrée et à leur aptitude à explorer les espaces présentant une multitude d'extrémums locaux. On distingue deux types de méthodes approchées :
 - Méthodes heuristiques ou aléatoires. La solution optimale exacte est approchée par le pur hasard en se basant sur un balayage de l'espace des variables d'entrée. Aucun algorithme d'interprétation ou d'évolution des solutions n'est appliqué. La précision de la solution dépend essentiellement du nombre d'itérations effectuées.

- Méthodes méta-heuristiques ou pseudo-aléatoires : Des algorithmes d'interprétation et d'exploitation sont couplés à l'exploration aléatoire de l'espace de départ des variables d'entrée. Les algorithmes les plus connus sont les Algorithmes Evolutionnaire (Algorithme Génétique, Algorithme à évolution différentielle, Algorithme à estimation de distribution...), le recuit simulé ou les algorithmes de colonies de fourmis.

IV.3.3. Algorithmes Génétiques

Les Algorithmes Génétiques (AGs) font partie de la famille des algorithmes méta-heuristiques évolutionnaires. Ils sont couramment utilisés pour résoudre des problèmes d'optimisation en conception mécanique multidisciplinaire : optimisation topologique des surfaces [Grierson93; Holst01.; Rajan95], optimisation des matériaux [Baracchini16; Le Riche95], optimisation d'un dimensionnement en fatigue [Krishnapillai09] etc.. S'inspirant de la nature, les AGs utilisent des notions similaires à la génétique des êtres vivants. Chaque solution potentielle est considérée comme un *individu* constitué d'un ensemble de *chromosomes*. Chaque *chromosome* est constitué d'un ensemble de *gènes* qui représentent les paramètres de conception. Les individus sont échantillonnés initialement de manière aléatoire et regroupés dans une ou plusieurs *populations*.

La solution optimale évolue d'une *génération* à l'autre grâce à des opérateurs génétiques. A noter qu'une génération est une population obtenue après l'application des opérateurs génétiques. On distingue trois opérateurs génétiques principaux :

- *Sélection* : Cet opérateur permet de choisir les « meilleurs » individus de la population P_i d'une génération qui vont servir de parents pour la création des nouveaux individus de la population P_{i+1} . Cet opérateur stochastique permet donc d'améliorer la moyenne des solutions d'une génération à l'autre. On trouve plusieurs algorithmes de sélection comme la roulette biaisée, la sélection par rang ou par un tournoi. La sélection par tournoi consiste à choisir aléatoirement un sous-ensemble d'individus d'une population et à faire un tournoi entre eux. Un seul individu, dont son évaluation fournit la valeur la plus satisfaisante, est retenu de chaque tournoi. Ce processus est itéré n fois (n étant la taille de la population).
- *Croisement* : Le croisement consiste à combiner deux (ou plusieurs) parties complémentaires de gènes de deux individus comme montré sur la Figure IV.8. Comme

seule une partie de la population va subir cette opération, le croisement est défini par une probabilité. Cette probabilité est généralement élevée (entre 0.8 et 1).

- *Mutation* : La mutation s'applique à un individu unique. Cette opération consiste à muter un de ses gènes, c'est-à-dire le changer par un autre comme montré sur la Figure IV.9. La probabilité associée à cet opérateur est souvent faible (inférieur à 0.01).

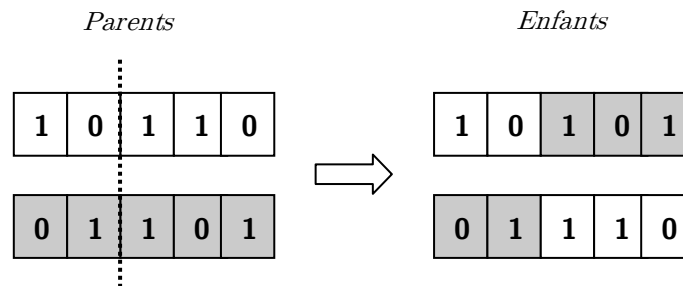


Figure IV.8 : Illustration d'une opération de croisement de deux individus composés de 5 gènes

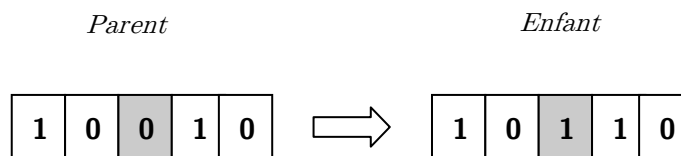


Figure IV.9 : Illustration d'une opération de mutation d'un individu composé de 5 gènes

Le processus d'évolution de l'AG est illustré sur la Figure IV.10. L'arrêt du processus est conditionné par un nombre maximal de génération. L'amélioration de la qualité de la solution optimale proposée et la durée d'exécution de l'AG peut se faire en optimisant les paramètres génétiques (taille de population, probabilités de croisement et de mutation). Il n'existe actuellement pas de règles efficaces qui permettent de prédire ces paramètres vu qu'ils dépendent de la nature du problème et des paramètres de conception. Des méthodes d'analyse de sensibilité sont proposées dans la littérature. Le Riche et Haftka proposent d'évaluer la sensibilité d'un critère de coût vis-à-vis de la variation des paramètres génétiques [Le Riche95]. Le processus est itéré un certain nombre de fois afin de négliger l'effet aléatoire de l'AG sur la qualité de la solution finale proposée. Bien que cette méthode permette d'optimiser les paramètres génétiques, elle reste inadaptée à des problèmes avec des temps de calcul élevés.

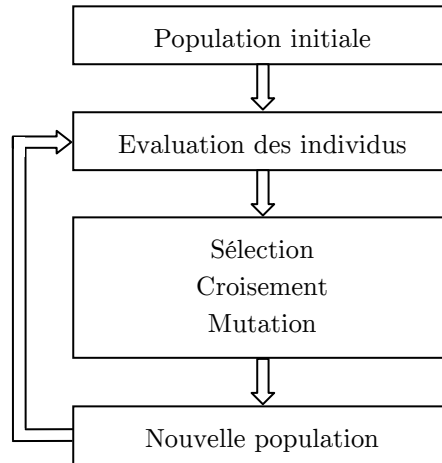


Figure IV.10 : Architecture d'un Algorithme Génétique

IV.3.4. Application de l'Algorithme Génétique au tolérancement au Pire-cas

Des analyses de tolérancement basées sur le pire-cas peuvent être trouvées dans la littérature [Dantan09; Forouraghi02; Greenwood88]. Ces analyses traitent généralement des problèmes non-linéaires d'assemblages de pièces rigides. Dans cette section, nous présentons les travaux de [Forouraghi02] sur l'application de l'approche pire-cas au tolérancement d'un mécanisme de roue-libre à billes comme montré sur la Figure IV.11.

L'auteur a défini l'angle de contact entre la bille et la cage (IV-1) comme critère de satisfaction. Cet angle est calculé à partir des dimensions des composants du mécanisme : X_1 et X_4 sont les paramètres de conception à optimiser et X_2 et X_3 sont les diamètres des billes standards. L'angle de contact visé pour assurer un fonctionnement correct du mécanisme est de 0.122 ± 0.035 radians. L'objectif est donc de trouver les cotes nominales de X_1 et X_4 avec les intervalles de tolérance les plus larges.

$$Y = \arccos \left(\frac{X_1 + \frac{X_2 + X_3}{2}}{X_4 - \frac{X_2 + X_3}{2}} \right) \quad (\text{IV-1})$$

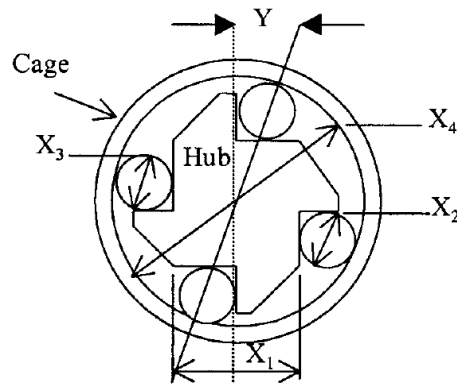


Figure IV.11 : Cas d'application de l'approche pire-cas par [Forouraghi02]

Un Algorithme Génétique a été utilisé dans cette étude. Les paramètres génétiques considérés sont illustrés dans le Tableau IV-1.

Taille de la population initiale	Nombre maximal de génération	Probabilité de croisement	Probabilité de mutation
100	30	1	0.001

Tableau IV-1 : Paramètres de l'AG utilisé dans le cas d'étude de [Forouraghi02]

Forouraghi a considéré 3 scénarios dans cette analyse comme montré sur le Tableau IV-2 :

- Scénario 1 (1^{ère} ligne du tableau) : L'auteur utilise la méthode du gradient pour calculer l'intervalle de tolérance le plus large de l'angle de contact Y tout en minimisant l'écart de la valeur centrale de Y par rapport à la valeur visée de 0.122 rad . Les paramètres ajustable X_1 et X_4 varient respectivement autour de 55.266 ± 0.156 et 101.624 ± 0.156 . L'objectif à travers ce scénario est de montrer que la valeur visée de l'angle de contact peut être approchée par une méthode d'optimisation exacte.
- Scénario 2 (2^e ligne du tableau) : L'auteur considère 3 réalisations indépendantes de l'AG. Pour chaque réalisation, l'objectif est de réduire l'intervalle de tolérance de l'angle de contact de Y en variant les centres des variables X_1 et X_4 tout en supposant que leurs deux intervalles de variation fixe (0.156 mm). Le faible écart entre les 3 solutions proposées montre la capacité de l'AG à s'approcher de la solution recherchée tout en respectant les contraintes sur les paramètres de conception.
- Scénario 3 (3^e ligne du tableau) : Les intervalles de tolérances des paramètres de conception X_1 et X_4 sont égaux à un pourcentage par rapport aux centres de ces paramètres (0.15%, 0.30% et 0.60%). L'objectif est de montrer que l'AG peut être adapté

à des différentes gammes d'intervalles de tolérance sur les paramètres de conception. Ce scénario peut être considéré dans le cas où le procédé de fabrication peut être adapté suivant les tolérances appliquées.

L'auteur montre à travers cette étude que l'AG peut représenter une alternative aux méthodes d'optimisation exactes comme le gradient même dans le cas de problèmes différentiables grâce à sa précision et sa rapidité.

Method	X_1	$X_2(X_3)$	X_4	Yield Y
Standard nonlinear tolerance analysis				
Shifted means, fixed tolerances	55.266 ± 0.156	22.860 ± 0.013	101.624 ± 0.156	0.1224 ± 0.035
GA				
Shifted means, fixed tolerances				
#1	55.363 ± 0.156	22.860 ± 0.013	101.684 ± 0.156	0.1229 ± 0.013
#2	55.274 ± 0.156	22.860 ± 0.013	101.595 ± 0.156	0.1228 ± 0.013
#3	55.255 ± 0.156	22.860 ± 0.013	101.575 ± 0.156	0.1228 ± 0.013
GA				
Shifted means, varying tolerances				
0.15% tolerance				
#1	55.38 ± 0.083	22.86 ± 0.013	101.71 ± 0.153	0.121 ± 0.011
#2	55.28 ± 0.083	22.86 ± 0.013	101.59 ± 0.152	0.121 ± 0.010
#3	55.34 ± 0.083	22.86 ± 0.013	101.65 ± 0.152	0.122 ± 0.012
0.30% tolerance				
#1	55.21 ± 0.166	22.86 ± 0.013	101.55 ± 0.305	0.123 ± 0.025
#2	55.28 ± 0.166	22.86 ± 0.013	101.62 ± 0.305	0.121 ± 0.021
#3	55.25 ± 0.166	22.86 ± 0.013	101.60 ± 0.305	0.117 ± 0.023
0.60% tolerance				
#1	55.17 ± 0.331	22.86 ± 0.013	101.60 ± 0.610	0.124 ± 0.054
#2	55.21 ± 0.332	22.86 ± 0.013	101.64 ± 0.610	0.121 ± 0.046
#3	55.22 ± 0.331	22.86 ± 0.013	101.65 ± 0.610	0.121 ± 0.046

Tableau IV-2 : Résultats de l'application de l'approche pire-cas [Forouraghi02]

IV.4. Intégration des approches de propagation d'incertitude dans un processus de conception

IV.4.1. Tolérancement des paramètres incertains

L'étape de propagation des incertitudes permet d'évaluer l'effet de la variation d'un ou plusieurs paramètres incertains à l'entrée sur une quantité d'intérêt à la sortie. Il est donc

possible de définir des limites d'acceptation, appelées tolérances, sur les paramètres incertains pour que la quantité d'intérêt satisfasse les besoins des concepteurs.

La difficulté du tolérancement réside dans la mise en place d'une méthode d'optimisation, souvent basée sur un processus itératif, afin de pouvoir fournir les intervalles de tolérances optimaux sur les paramètres incertains vis-à-vis d'un cahier des charges donné. Le processus d'optimisation de l'intervalle de tolérance consiste à varier la plage de variation du paramètre d'entrée afin de réduire l'écart entre la quantité d'intérêt calculé par la propagation des incertitudes (Y) et la quantité d'intérêt admissible (Y_{adm}) comme montré sur la Figure IV.12. A noter que la valeur de ε représente le critère d'arrêt du processus d'optimisation défini par le concepteur. Cela conduit à multiplier le temps de calcul nécessaire pour faire une seule propagation d'incertitudes par le nombre d'itérations à effectuer pour trouver l'intervalle de tolérance optimal. Par conséquent, le tolérancement des paramètres incertains en se basant sur des approches de propagation d'incertitudes est généralement limité à des problèmes où le temps de calcul est faible. Cette technique a été appliquée au tolérancement géométrique d'assemblages de pièces rigides où le problème peut être résolu de manière analytique [Dantan09].

La modification des intervalles de tolérance dans le cas du tolérancement géométrique laisse supposer que le procédé de fabrication peut être adapté à la précision souhaitée. Dans le cas où la faisabilité des pièces est limitée par la capacité du procédé de fabrication, des contraintes sur l'intervalle de tolérance peuvent être aussi introduite dans le processus de tolérancement.

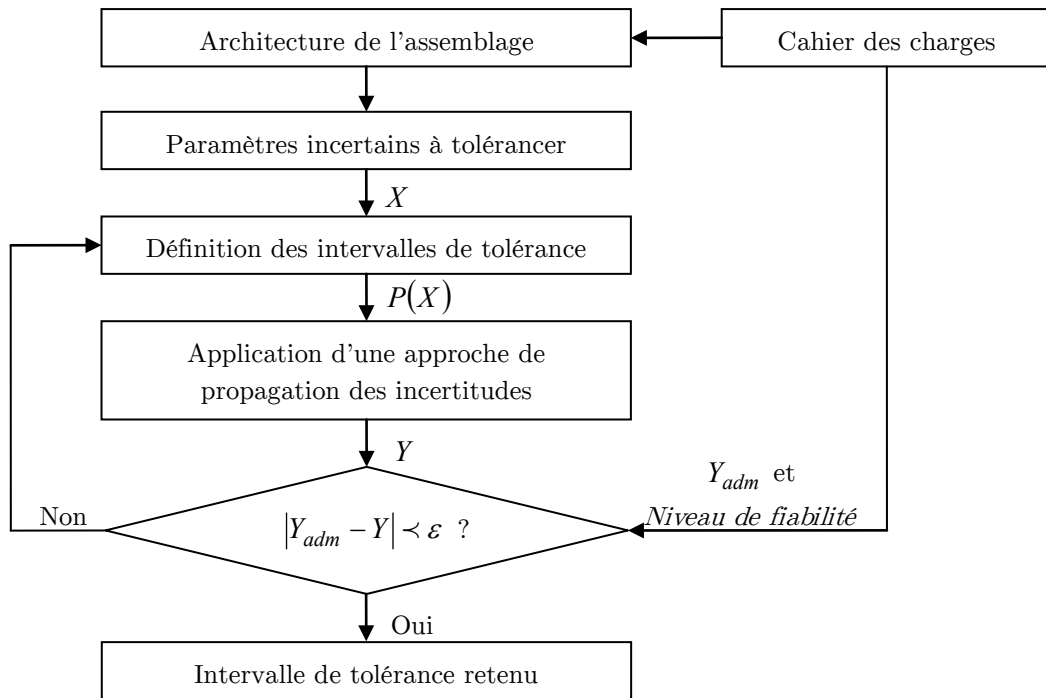


Figure IV.12 : Démarche de tolérancement d'un paramètre incertain

IV.4.2. Intégration directe dans le processus de conception

Tolérer les paramètres incertains est possible dans le cas où le procédé de mise en œuvre des pièces peut être adapté au tolérancement optimal retenu. Cela laisse supposer qu'il est possible de contrôler la qualité des pièces vis-à-vis de ce tolérancement. En revanche, s'il n'est pas possible d'agir sur l'étendu de variation des paramètres incertains pour des raisons de procédé ou de maîtrise des variabilités, la solution pour éviter la défaillance du système, si les résultats de la propagation des incertitudes le prédisent, est de modifier les paramètres de conception nominaux.

Cette démarche a été appliquée dans les travaux de thèse de [Bucas15] où une approche probabiliste de propagation des incertitudes a été considérée pour le dimensionnement des structures en fatigue (voir section IV.2.3.2) Nous rappelons que cette approche a pour but de propager des incertitudes sur des paramètres géométriques, des propriétés des matériaux et des variabilités sur le chargement en fatigue. Le critère de satisfaction est un indice de fiabilité calculé à partir de la distribution des contraintes et d'un critère de résistance en fatigue. Pour satisfaire les exigences fonctionnelles de la structure étudiée, la démarche d'amélioration de la conception, illustrée par la Figure IV.13, consiste à comparer l'indice de fiabilité $\beta(t)$ avec un indice de fiabilité admissible β_{adm} défini par le cahier des charges. Si l'indice évalué après la propagation des incertitudes est supérieur à l'admissible alors la

conception est retenue. Dans le cas contraire, la conception est améliorée en modifiant la géométrie nominale de la structure.

La mise en place d'une telle démarche permet d'assurer le comportement souhaité de la structure. En revanche, l'algorithme d'amélioration de la conception, tel qu'il est proposé par [Bucas15], peut conduire à un surdimensionnement de la structure vu qu'il ne vise pas la minimisation de l'écart entre $\beta(t)$ et β_{adm} .

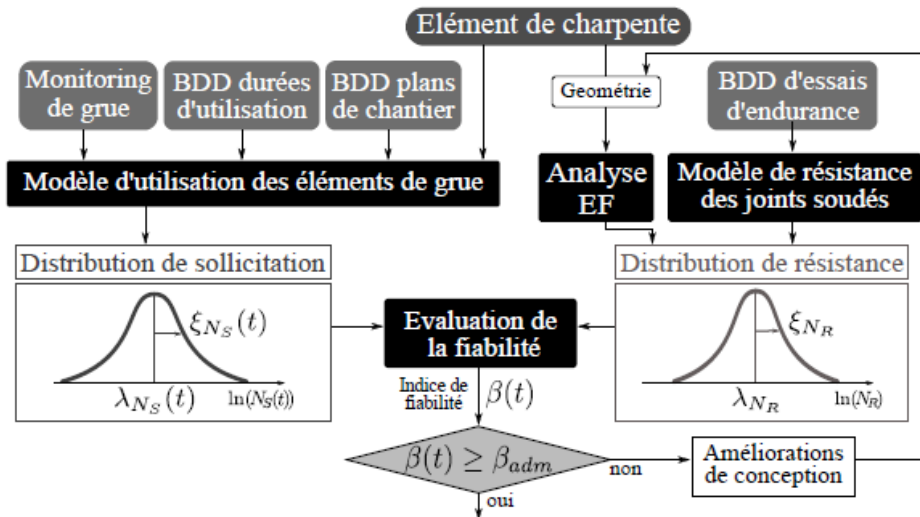


Figure IV.13 : Démarche d'amélioration de la conception [Bucas15]

IV.5. Conclusion

La propagation des incertitudes est une opération qui vise à lier les variabilités d'un ou plusieurs paramètres incertains avec leurs effets sur le comportement du système étudié. Mettre en place une telle démarche nécessite en premier lieu un modèle de comportement permettant d'évaluer l'effet des incertitudes et la définition d'une approche de propagation. Deux stratégies de propagation d'incertitudes sont envisageables : une approche probabiliste qui permet de tolérer un certain taux de non-conformité du produit vis-à-vis des exigences fonctionnelles ou bien une approche pire-cas si aucun risque de défaillance n'est accepté. Ces deux approches sont couramment appliquées dans la conception mécanique.

Vu la nécessité d'évaluer un nombre important de valeurs des paramètres incertains pour déterminer la distribution de la quantité d'intérêt de sortie, la mise en place d'une approche probabiliste nécessite généralement l'utilisation d'une méthode stochastique pour définir l'espace des échantillons à évaluer. La méthode de Monte Carlo est souvent préférée pour la simplicité de son utilisation et son adaptation à des problèmes de conception variés.

Cependant, pour obtenir une distribution précise de la quantité d'intérêt de sortie, un nombre important d'échantillons doivent être évalués ce qui engendre un coût de calcul important. La maîtrise du temps de calcul est assurée en étudiant la convergence de la méthode.

Dans le cas où le niveau de fiabilité exigé par le concepteur est très élevé ($>95\%$), des méthodes stochastiques comme le MC ne permettent pas d'atteindre les valeurs extrêmes des quantités d'intérêt. Par conséquent, une utilisation d'une approche pire-cas basée sur une méthode d'optimisation est nécessaire. L'Algorithme Génétique est souvent employé dans des problèmes de conception multi-paramétrés vu sa capacité de balayage, sa rapidité et sa précision.

L'application d'une des deux approches de propagation d'incertitudes peut être, par la suite, exploitée pour l'optimisation de la conception. Deux approches peuvent être envisagées selon la nature du problème: une approche de tolérancement qui permet d'appliquer des limites d'acceptation sur les paramètres incertains. Cette approche est généralement appliquée dans le tolérancement géométrique. Elle laisse donc supposer que le procédé peut être adapté aux tolérances considéré et qu'il est possible de contrôler la géométrie des pièces. Dans le cas contraire, afin d'assurer le respect du cahier des charges, il est possible d'envisager une deuxième approche en agissant plutôt sur les paramètres de conception nominaux. En revanche, le caractère itératif dans les deux cas rend leur mise en œuvre très coûteuse en temps de calcul.

Dans le chapitre V, nous présentons une démarche de tolérancement des paramètres incertains adaptée à l'étude des assemblages multi-matériaux par fixation. L'approche de propagation des incertitudes considérée est basée sur une approche probabiliste enrichie qui combine à la fois l'approche probabiliste stochastique et l'approche pire-cas. Cette approche permet de fournir les quantités d'intérêt de sortie pour des niveaux de fiabilité aussi bien faibles qu'élevés. Une stratégie de tolérancement qui vise à diminuer le nombre d'itérations est mise en place afin de définir une relation entre l'intervalle de tolérance du paramètre incertain, le critère de satisfaction et le niveau de fiabilité.

Chapitre V.

Définition d'une méthode de tolérancement

Sommaire

Chapitre V. Définition d'une méthode de tolérancement	121
V.1. Introduction.....	122
V.2. Cas d'étude.....	123
V.2.1. Paramètre incertain étudié	123
V.2.2. Assemblage étudié	125
V.2.3. Quantité d'intérêt de sortie : Indicateur de Performance Mécanique.....	126
V.3. Modélisation	127
V.3.1. Modèle de comportement de la configuration nominale de l'assemblage étudié..	127
V.3.2. Méthode de génération des modèles d'assemblages avec défaut.....	128
V.3.3. Description du processus de calcul de l'IPM	129
V.4. Etablissement de la démarche de tolérancement	130
V.4.1. Démarche	130
V.4.2. Choix de la loi de distribution de l'IPM	131
V.4.3. Identification des paramètres de la loi analytique de densité de probabilité.....	133
V.5. Méthode de Monte Carlo	134
V.6. Algorithme Génétique.....	137
V.6.1. Paramètres génétiques de l'AG.....	137
V.6.2. Analyse des solutions de l'Algorithme Génétique.....	138
V.6.3. Etude de la convergence de l'AG	140
V.7. Etablissement d'un méta-modèle de tolérancement	142
V.7.1. Démarche	142
V.7.2. Illustration de la démarche sur le cas étudié	143
V.8. Conclusion.....	145

V.1. Introduction

Les assemblages multi-matériaux par fixation présentent plusieurs sources d'incertitudes : géométrie (défauts dimensionnels, défauts de forme des pièces, défauts de position des alésages...), matériau (incertitudes sur les propriétés, défauts d'orientation des plis...), montage des fixations (précharge...), chargement etc. Nous avons montré dans la section I.2.2 la particularité du comportement d'un assemblage de structures composites et sa sensibilité vis-à-vis des variabilités géométriques citées précédemment. Il est donc très important de maîtriser ces incertitudes afin d'assurer l'intégrité des structures assemblées durant leur fonctionnement.

Dans ce chapitre, nous proposons une démarche de tolérancement des assemblages multi-matériaux par fixation. Afin de garder l'aspect fiabiliste de la démarche de tolérancement, nous avons considéré une approche probabiliste pour propager les incertitudes. Cette approche probabiliste a été enrichie par l'application de l'approche pire-cas afin de la rendre robuste pour tous les niveaux de fiabilité exigés. La quantité d'intérêt à la sortie de la propagation des incertitudes est exprimée sous la forme d'une loi analytique de densité de probabilité.

La difficulté, une fois l'approche de propagation des incertitudes réalisée, réside dans l'intégration de ce processus dans une démarche d'optimisation des intervalles de tolérances des paramètres incertains ou dans un processus visant l'amélioration des paramètres de conception. Cependant, ces deux démarches, décrites dans la section IV.4, sont très coûteuses en temps de calcul vu leur caractère itératif, ce qui les rendent inadaptées aux assemblages de structures.

Nous nous intéressons en premier lieu au développement d'une démarche d'optimisation du tolérancement d'un paramètre de conception incertain. L'idée pour réduire le nombre d'itération est de construire un méta-modèle de tolérancement qui permet de lier l'Intervalle de Tolérance (IT) du paramètre incertain étudié au critère de satisfaction tout en considérant le niveau de fiabilité exigé par le concepteur. Afin de maîtriser le nombre de paramètres du méta-modèle et de réduire ainsi le nombre de simulation pour les identifier, le méta-modèle est construit après l'évaluation d'un nombre d'IT limité. Le type de fonction et le nombre de paramètres sont choisis en analysant l'évolution de l'IT en fonction du critère de satisfaction.

Une fois ce méta-modèle établi, il est donc possible de déduire l'IT admissible pour le critère de satisfaction admissible et le niveau de fiabilité exigé.

V.2. Cas d'étude

Pour mettre en œuvre la démarche de tolérancement, nous nous sommes appuyés sur un cas d'étude avec une géométrie simple et un nombre de fixations réduit. Ce cas d'étude a été choisi pour être représentatif de configurations réelles en termes de comportement et d'effet des variabilités.

V.2.1. Paramètre incertain étudié

V.2.1.1. Choix du défaut de position des alésages

Pour illustrer le fonctionnement de la démarche de tolérancement proposée nous avons choisi d'étudier un paramètre incertain géométrique. Ce type d'incertitudes peut avoir des effets non-négligeables sur le fonctionnement de l'assemblage, que ce soit sur des mécanismes avec des composants rigides (voir les sections IV.2.3.1 et IV.3.2) ou bien sur des assemblages de structures souples [Lawlor05; Stricher13]. Le défaut de position des alésages a été retenu comme le paramètre incertain étudié. L'effet de ces défauts sur la tenue des assemblages multi-matériaux par fixation a été démontré dans la section III.6 et à travers les travaux de Lecomte et al. [Lecomte16, 14]. En effet, ce défaut a un rôle important sur la distribution des charges entre les fixations et la tolérance qui lui est associée a un impact significatif sur les coûts d'industrialisation.

V.2.1.2. Tolérancement de position selon la norme ISO

Nous avons choisi de considérer la définition de la norme ISO pour le tolérancement de position [ISO 110112]. Dans le cas général, le tolérancement de position a pour but de définir les limites de déviation en position d'un point, d'une ligne ou d'une surface par rapport à une position nominale comme montré sur la Figure V.1a. La zone de tolérancement peut être soit un volume (fini ou infini) délimité par l'intersection de plans parallèles aux surfaces de référence ou bien un cylindre. Dans le cas du tolérancement de la position d'un alésage, l'entité tolérancée est une ligne curviligne représentant l'axe réel de l'alésage. La position de l'alésage est dite conforme si cette ligne est contenue dans un cylindre dont l'axe est confondu avec l'axe de l'alésage dans sa position nominale et de diamètre égal à l'IT. La

position nominale d'un alésage est définie par 2 distances théoriques exactes (encadrées) dans le plan de perçage comme montré sur la Figure V.1b. On note par T l'intervalle de tolérance d'un défaut de position.

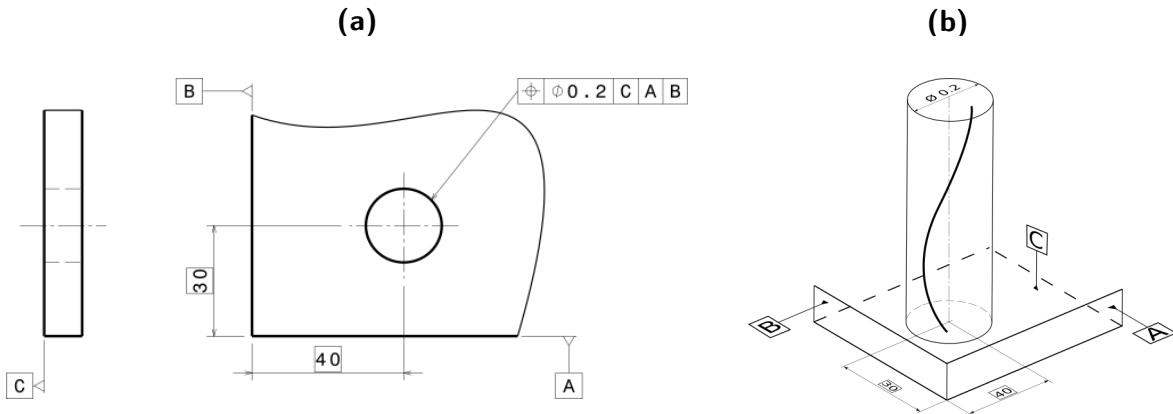


Figure V.1 : Tolérancement de position d'un alésage selon la norme [ISO 11012] : (a) Définition et notation, (b) Zone de tolérancement associée

V.2.1.3. Paramétrage d'un défaut de position

Pour cette étude, nous supposons que l'axe de chaque alésage est rectiligne et perpendiculaire au plan de recouvrement. La position nominale d'un alésage d'indice i peut être définie par la position d'un point de l'axe de l'alésage noté C_i de coordonnées cartésienne (x_i^C, y_i^C) dans un repère lié à chaque substrat (O, \vec{X}, \vec{Y}) . L'indice i correspond à la numérotation appliquée aux fixations. Le centre d'un alésage dans la position avec défaut est noté C_i' . Cette position est obtenue par une translation de vecteur $\vec{t}_i = \overrightarrow{C_i C_i'}$. Les coordonnées du vecteur \vec{t}_i sont exprimées dans une base polaire centrée en C_i .

$$\vec{t}_i = \left\{ \begin{array}{l} \theta_i = (\vec{X}, \vec{t}_i) \quad -\pi \leq \theta_i \leq \pi \\ t_i = \|\vec{t}_i\| \quad 0 \leq t_i \leq \frac{T}{2} \end{array} \right\} \quad (V-1)$$

Le paramétrage retenu du défaut de position est montré sur la Figure V.2. Le vecteur paramètre incertain géométrique X_g est donc défini par $2n$ sous-paramètres incertains qui décrivent le défaut de position, n étant le nombre de fixation dans l'assemblage.

$$X_g = \{t_i, \theta_i\}_{i=1,n} \quad (V-2)$$

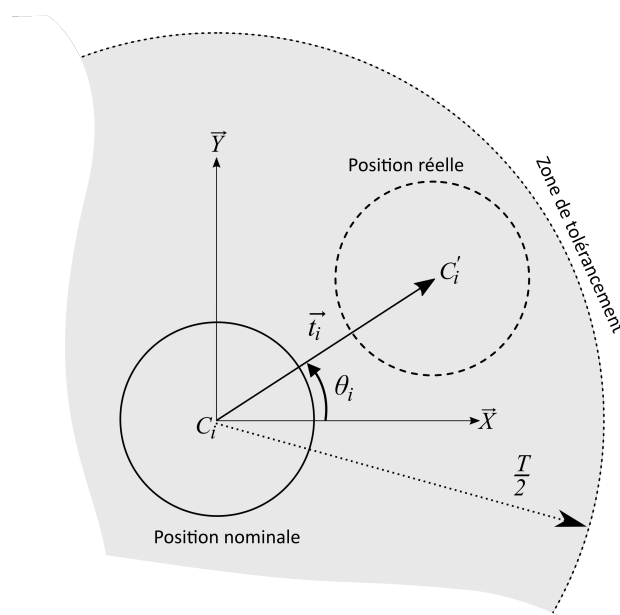


Figure V.2 : Paramétrage d'un défaut de position

V.2.2. Assemblage étudié

La configuration nominale d'assemblage retenue est identique à celle utilisée dans le chapitre III pour valider le modèle éléments finis réduit. La Figure V.3 montre la géométrie et la numérotation considérée des fixations. La simulation de la phase de glissement avec des coefficients de frottement différents entre les interfaces engendre des non-linéarités pendant la phase de glissement : présence de 2 plateaux d'efforts. En effet ce phénomène nécessite un nombre important d'incréments de calcul et donc un temps de calcul élevé. Afin d'assurer un temps de calcul raisonnable, un seul coefficient de frottement a été appliqué entre les différentes interfaces. Ce coefficient de frottement est pris égal à 0.1 et la précharge est fixée à 1850 N.

En ce qui concerne le chargement, un effort extérieur de 30 kN est appliqué sur l'assemblage. A noter que cet effort a été excentré de 2 mm par rapport au plan de symétrie (XZ) afin d'étendre le domaine de validité de la démarche proposée. Cette excentricité permet en effet d'introduire une distribution de charge non équilibrée entre les rangées de fixations même en l'absence de défaut de position.

D'autre part, tout le long de cette étude, le substrat en aluminium est supposé géométriquement parfait. Toutes les dimensions réelles de ce substrat sont égales aux valeurs nominales et aucun défaut n'est introduit dans sa géométrie. Toutes les variabilités géométriques seront donc appliquées au substrat en matériau composite. Le diamètre des

alésages, noté D , est supposé identique pour les 4 alésages vu qu'à ce stade nous nous intéressons uniquement au défaut de position. Afin de respecter la condition de montage des fixations quelle que soit la valeur du défaut de position, un jeu radial égal à la moitié de l'IT est introduit entre une fixation et un alésage.

$$D = D_{fixation} + T \quad (V-3)$$

Géométriquement, cumuler le jeu et les défauts sur un seul substrat revient au même que de le distribuer sur les deux substrats tant que les valeurs restent petites par rapport aux dimensions des pièces. Cette stratégie permet donc de diviser par deux le nombre de sous-paramètres pilotant le défaut de position.

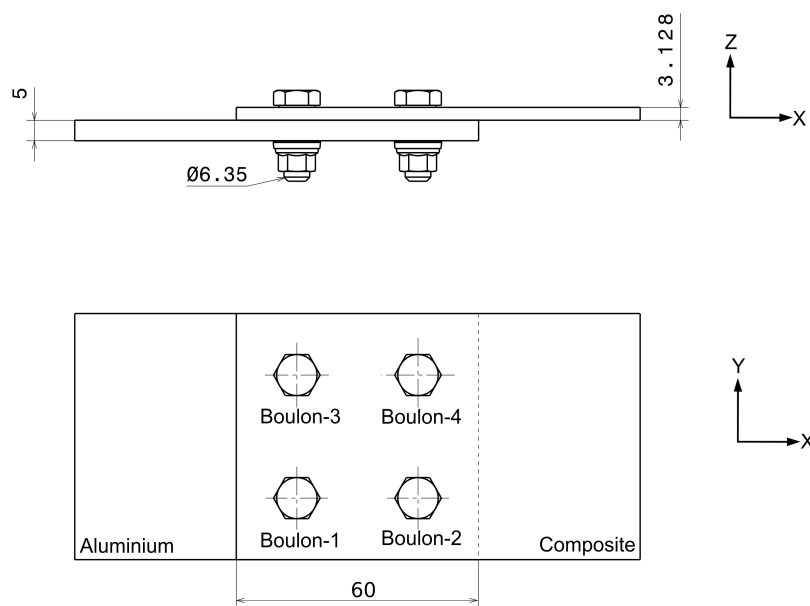


Figure V.3 : Géométrie de l'assemblage étudié

V.2.3. Quantité d'intérêt de sortie : Indicateur de Performance Mécanique

La quantité d'intérêt de sortie utilisée comme critère de tolérancement est un Indicateur de Performance Mécanique (IPM) qui traduit la tenue mécanique de l'assemblage. Dans le cas des structures assemblées par fixation, la répartition des charges entre les fixations est un critère essentiel dans le dimensionnement. Le critère de dimensionnement est défini par une charge maximale admissible en matage propre à un alésage donné (matériau, stratification, diamètre, hauteur). Maitriser l'effort maximal transmis par l'ensemble des fixations est donc primordial.

C'est dans ce contexte que nous avons choisi l'effort transmis par la fixation la plus chargée comme base pour le calcul de l'IPM. La résultante d'effort dans chaque fixation dans le plan des substrats (XY), noté F_i , est calculée à partir des projections de cet effort F_{i_x} et F_{i_y} :

$$F_i = \sqrt{F_{i_x}^2 + F_{i_y}^2} \quad (\text{V-4})$$

Afin de normaliser le critère et de s'intéresser à la variation de l'effort maximal dans chacune des configurations testées, un effort maximal de référence est considéré. Cet effort, noté F_{\max}^0 , est obtenu à partir de l'assemblage de référence (sans défauts et sans jeu dans les fixations). L'IPM choisi, noté Y_F , permet donc d'estimer la variation relative de l'effort maximal transmis dans une configuration avec défauts, noté F_{\max} (V-5), par rapport à la configuration nominale sans défaut (V-6).

$$F_{\max} = \sup_{i=1,4}(F_i) \quad (\text{V-5})$$

$$Y_F = \frac{F_{\max} - F_{\max}^0}{F_{\max}^0} \times 100 \quad (\text{V-6})$$

V.3. Modélisation

V.3.1. Modèle de comportement de la configuration nominale de l'assemblage étudié

Le modèle de comportement choisi pour prendre en compte les incertitudes étudiées et fournir les quantités mécaniques nécessaires pour calculer l'IPM est le modèle MCRS décrit dans le chapitre III. Nous avons montré dans la première partie de ce manuscrit la capacité de ce modèle à modéliser les phénomènes physiques essentiels afin de prendre en compte les variabilités dans les assemblages multi-matériaux par fixation et de simuler leur comportement.

Un modèle MCRS de la configuration nominale de l'assemblage étudié est créé (cf. Figure V.4). Ce modèle sert de référence pour le calcul de F_{\max}^0 et la génération des configurations avec défauts. Dans ce modèle initial, aucun jeu ni défaut n'est introduit. Les conditions aux limites sont appliquées sur deux points de référence liant de manière rigide les nœuds du bord de chaque substrat. En ces deux points de référence, la rotation suivant Z est permise.

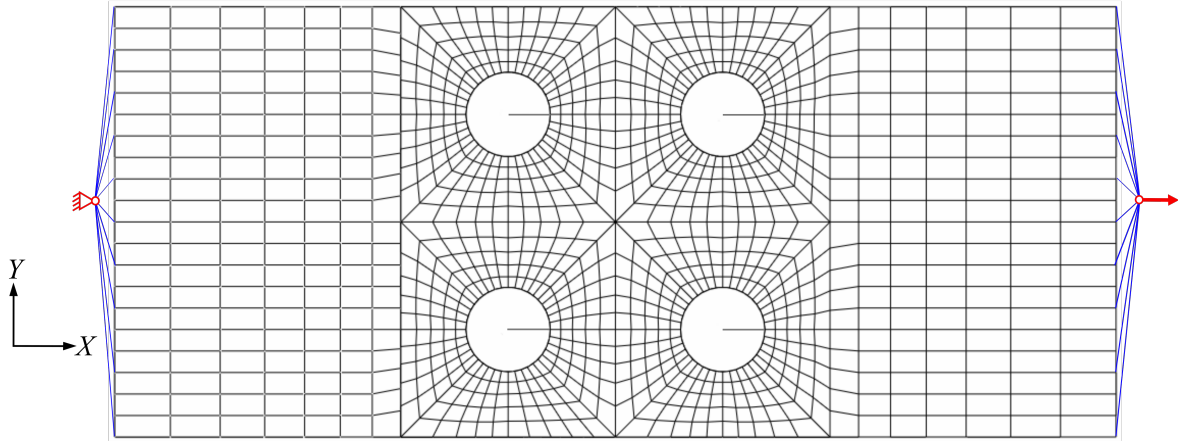


Figure V.4 : Modèle éléments finis de référence

V.3.2. Méthode de génération des modèles d'assemblages avec défaut

Les modèles éléments finis des configurations d'assemblage avec défauts sont créés à partir du modèle éléments finis de la configuration nominale de l'assemblage à 4 fixations décrit dans la section précédente. La méthode de génération du jeu et des défauts consiste à appliquer une translation à l'ensemble des nœuds représentant la surface cylindrique de l'alésage du substrat. Les nouvelles coordonnées (X_i^j, Y_i^j) dans le repère local $(C_i, \vec{X}, \vec{Y}, \vec{Z})$ d'un nœud j appartenant à un alésage i peuvent s'exprimer en fonction des coordonnées de ce nœud dans la configuration nominale (x_i^j, y_i^j) , des paramètres du défaut (t_i, θ_i) et du jeu radial introduit noté J (cf. Figure V.5).

$$J = \frac{T}{2} = \frac{D - D_{fixation}}{2} \quad (V-7)$$

$$\begin{cases} X_i^j = x_i^j + t_i \cos(\theta_i) + J \cos(\varphi_i^j) \\ Y_i^j = y_i^j + t_i \sin(\theta_i) + J \sin(\varphi_i^j) \end{cases} \quad (V-8)$$

$$\varphi_i^j = \arctan\left(\frac{y_i^j}{x_i^j}\right) \quad (V-9)$$

Cette méthode de création de modèles avec jeux et défauts en se basant sur la modification des coordonnées des nœuds nécessite soit une taille radiale de maille significativement supérieure à la somme du jeu et de l'intervalle de tolérance, soit le décalage de plusieurs cercles de nœuds afin d'éviter un rapport de forme ou une distorsion excessifs des éléments. Aux vues des valeurs de l'intervalle de tolérance prises dans cette étude, il n'a pas été nécessaire de décaler plusieurs cercles de nœuds.

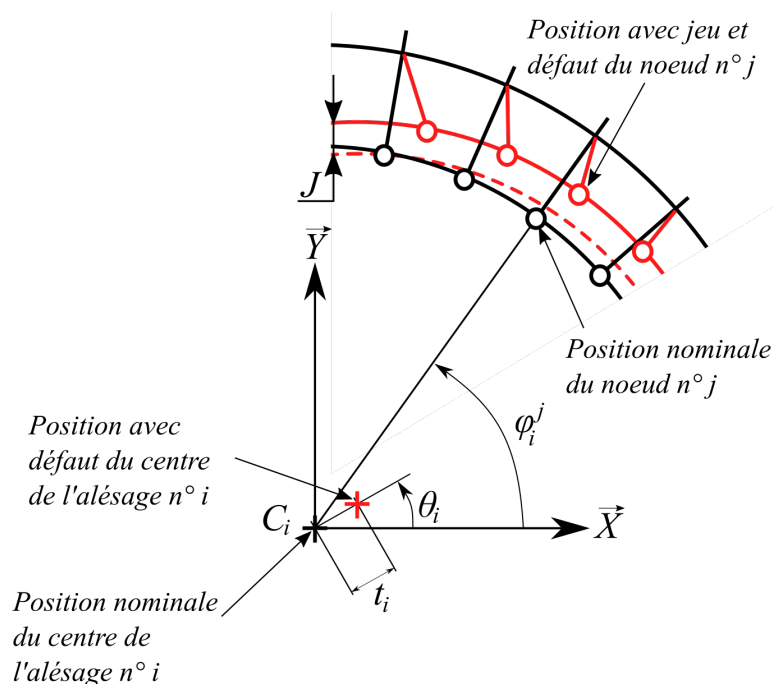


Figure V.5 : Méthode de génération d'un défaut de position

V.3.3. Description du processus de calcul de l'IPM

Vu le nombre important de calculs nécessaires pour réaliser cette étude, l'automatisation du processus de calcul de l'IPM est primordiale. Pour cela un programme codé en Python et couplé avec Abaqus a été développé comme montré sur la Figure V.6. Ce code permet la génération des modèles éléments finis des différentes configurations d'assemblage à partir du modèle MCRS de la configuration nominale de l'assemblage étudié et des paramètres des défauts. Une fois le modèle créé, il est par la suite exécuté puis post-traité. A noter qu'un calcul avec la configuration de référence est réalisé afin d'extraire l'effort maximal de référence F_{\max}^0 pour pouvoir calculer l'IPM. Les 3 étapes du processus sont exécutées de manière séquentielle pour chaque valeur des paramètres incertains.

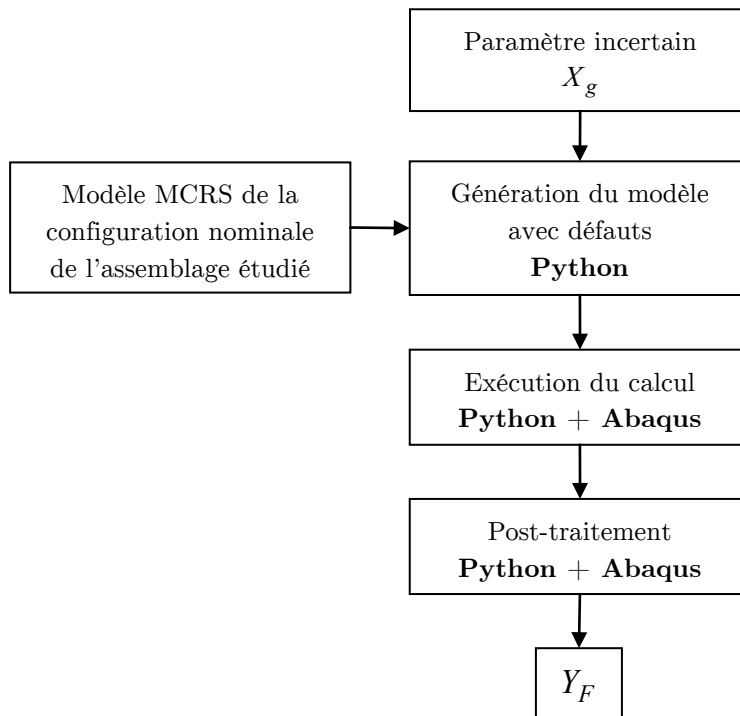


Figure V.6 : Processus de calcul de l'IPM

V.4. Etablissement de la démarche de tolérancement

V.4.1. Démarche

Nous avons présenté dans ce qui précède le cas d'application étudié et les différents outils et méthodes mises en place pour établir la démarche de tolérancement. L'objectif à travers cette démarche est de définir un méta-modèle de tolérancement permettant de relier l'IT du paramètre incertain aux exigences fonctionnelles traduites par l'IPM et le niveau de fiabilité.

L'approche de propagation utilisée est une approche probabiliste enrichie. Le résultat de la propagation est présenté sous la forme d'une loi analytique de densité de probabilité. Les paramètres de cette loi sont identifiés à partir des résultats d'une propagation des incertitudes basée sur une approche probabiliste utilisant la méthode de Monte Carlo et une approche pire-cas assurée par un Algorithme Génétique. L'avantage de cette approche de propagation est de fournir une distribution continue de la densité de probabilité de l'IPM qui décrit mieux la réalité physique qu'une distribution discrète et permet aussi d'avoir un IPM précis quel que soit le niveau de fiabilité exigé.

Pour le développement de la démarche, la distribution des sous-paramètres t_i (amplitude du défaut de position) et θ_i (orientation du défaut) du paramètre incertain X_g est supposée uniforme comme montré sur la Figure V.7. A noter que l'effet d'une distribution non-uniforme des paramètres incertains est étudié dans le chapitre VI.

Le choix de la fonction et du nombre de paramètre pour définir le méta-modèle de tolérancement est effectué après l'évaluation d'un certain nombre de distributions d'incertitudes.

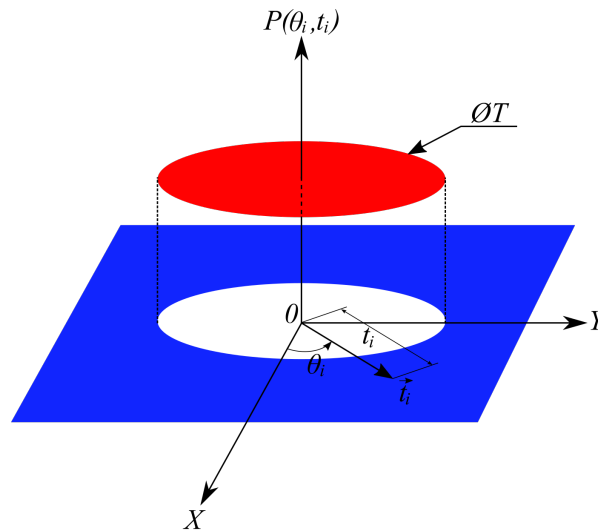


Figure V.7 : Distribution de la densité de probabilité des paramètres d'entrée

V.4.2. Choix de la loi de distribution de l'IPM

Une simulation de 5000 échantillons d'assemblages avec des paramètres incertains X_g tirés aléatoirement en se basant sur la méthode MC est réalisée. L'IT considéré est $T = 0.2 \text{ mm}$. Le résultat de cette propagation, illustrée sur la Figure V.8, est présenté sous la forme d'une distribution discrète de la densité de probabilité de l'IPM (Y_F).

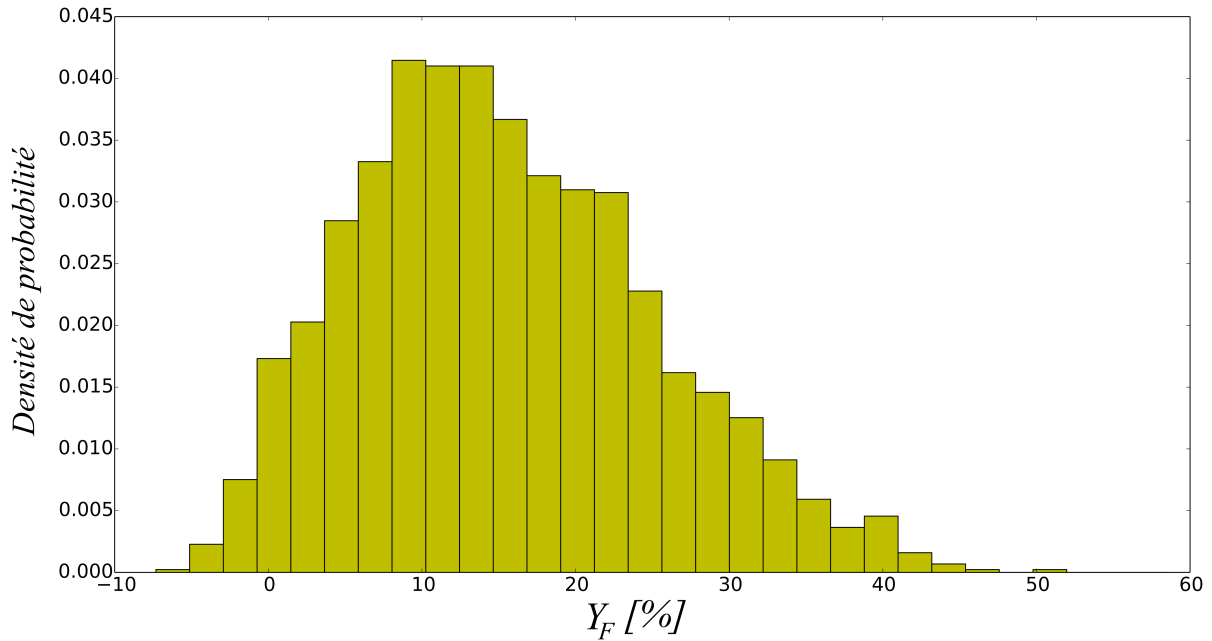


Figure V.8 : Densité de probabilité de l'IPM pour 5000 itérations pour $T = 0.2$ mm

Nous remarquons sur cette distribution la présence d'un seul pic, une évolution assez progressive de la densité de probabilité en fonction de Y_F et une asymétrie par rapport à la valeur moyenne de Y_F .

Une loi qui permet de décrire analytiquement une distribution de cette forme est la loi notée f_{beta} :

$$\begin{aligned}
 f_{beta} &: [0,1] \mapsto \mathfrak{R}^+ \\
 x \rightarrow f_{beta}(x) &= \frac{x^\alpha (1-x)^\beta}{B}
 \end{aligned} \tag{V-10}$$

- α et β sont deux réels positifs qui pilotent le comportement asymptotique au voisinage de 0 et 1.
- B est une constante de normalisation. Elle est calculée comme suit :

$$B = \int_0^1 x^\alpha (1-x)^\beta dx \tag{V-11}$$

Afin d'étendre le domaine de définition de la loi beta de $[0,1]$ à $[Y_{F_{\min}}, Y_{F_{\max}}]$ où $Y_{F_{\min}}$ et $Y_{F_{\max}}$ sont les valeurs extrêmes que peut atteindre l'IPM, la loi f_{beta} initiale a été modifiée pour l'adapter au problème étudié. Cette loi modifiée, notée \tilde{f}_{beta} , est définie par :

$$\tilde{f}_{beta} : [Y_{F_{\min}}, Y_{F_{\max}}] \mapsto \mathfrak{R}^+$$

$$Y_F \rightarrow \tilde{f}_{beta}(Y_F) = \frac{(Y_F - Y_{F_{\min}})^\alpha (Y_{F_{\max}} - Y_F)^\beta}{B} \quad (V-12)$$

$$B = \int_{Y_{F_{\min}}}^{Y_{F_{\max}}} (Y_F - Y_{F_{\min}})^\alpha (Y_{F_{\max}} - Y_F)^\beta dY_F \quad (V-13)$$

Pour une fiabilité donnée (notée $r \in [0,1]$), nous pouvons calculer l'IPM correspondant Y_{F_r} tel que :

$$r = \int_{Y_{F_{\min}}}^{Y_{F_r}} \tilde{f}_{beta}(Y_F) dY_F \quad (V-14)$$

V.4.3. Identification des paramètres de la loi analytique de densité de probabilité

Les bornes $Y_{F_{\min}}$ et $Y_{F_{\max}}$ du domaine de définition la loi \tilde{f}_{beta} sont déterminées en se basant sur l'approche pire-cas assurée par un Algorithme Génétique. Une fois ces paramètres identifiés, les paramètres α et β , qui pilotent la forme (dysmétrie et comportement asymptotique de la loi \tilde{f}_{beta} , sont identifiés en minimisant par la méthode des moindres carrés l'écart avec la distribution discrète issue de l'approche probabiliste basée sur la méthode MC. Le graphe de la Figure V.9, illustrant la distribution discrète présentée dans la section V.4.2 et la loi $\tilde{f}_{beta}(Y_F)$, montre une représentation précise de la forme de la distribution discrète.

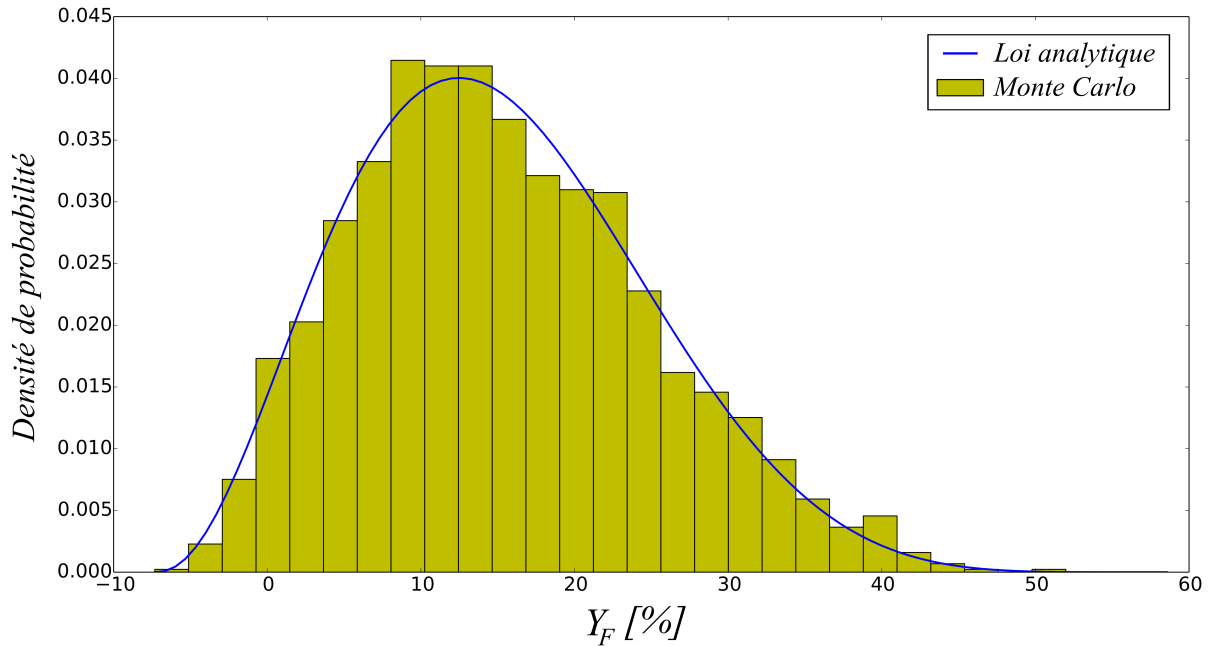


Figure V.9 : Loi de densité de probabilité proposée \tilde{f}_{beta} identifiée à partir des résultats du Monte Carlo avec 5000 itérations pour $T = 0.2 \text{ mm}$

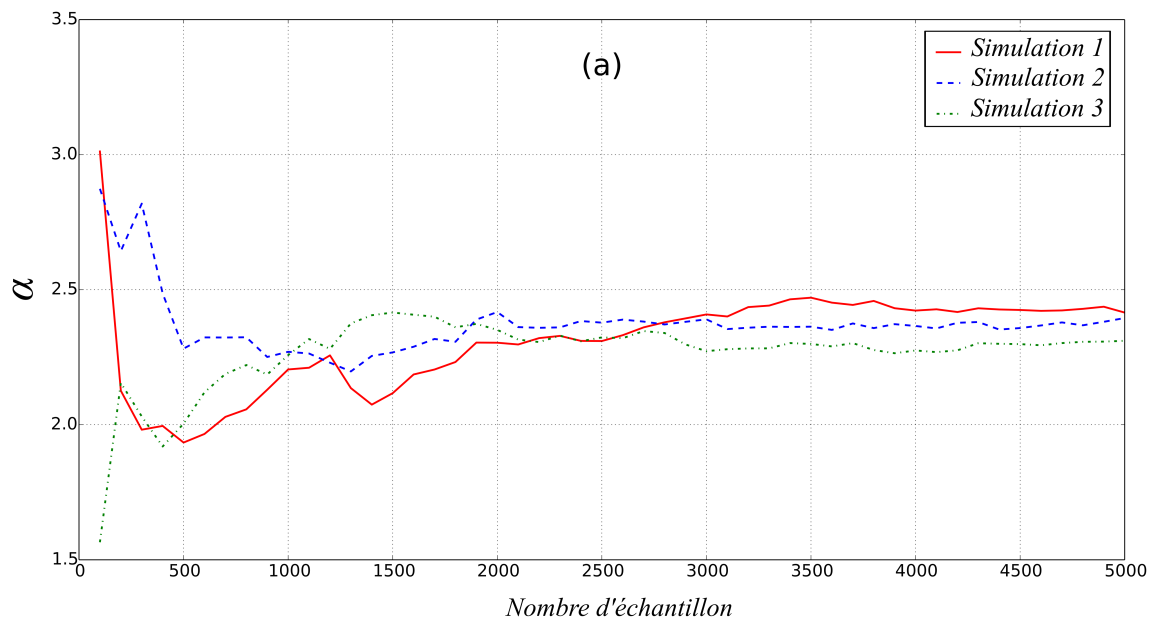
V.5. Méthode de Monte Carlo

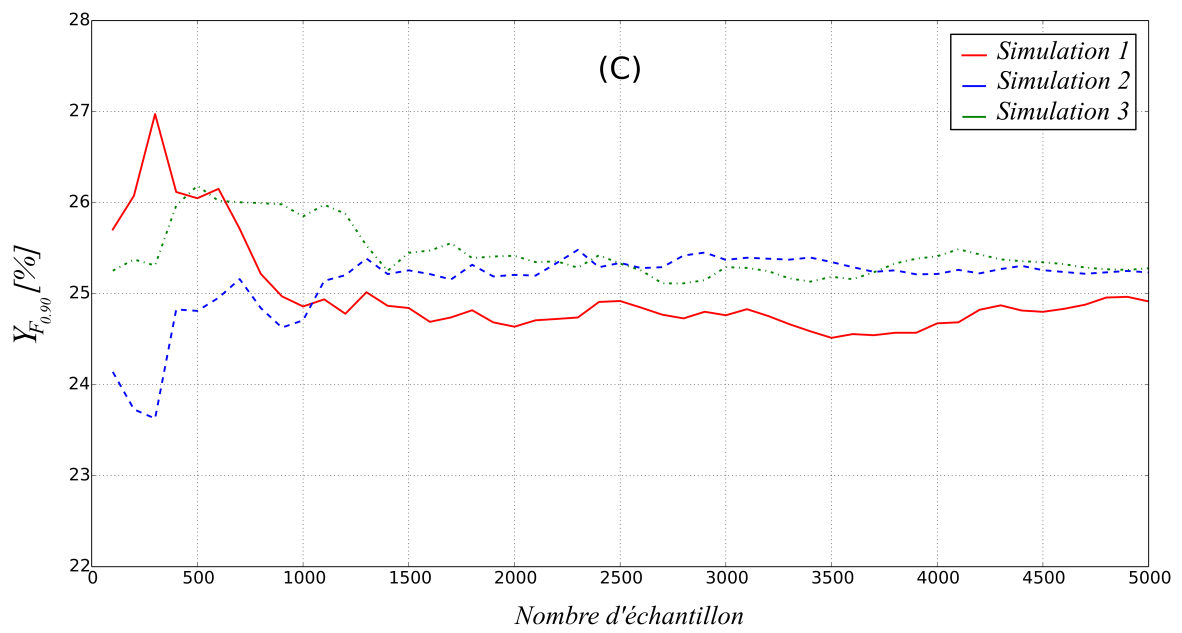
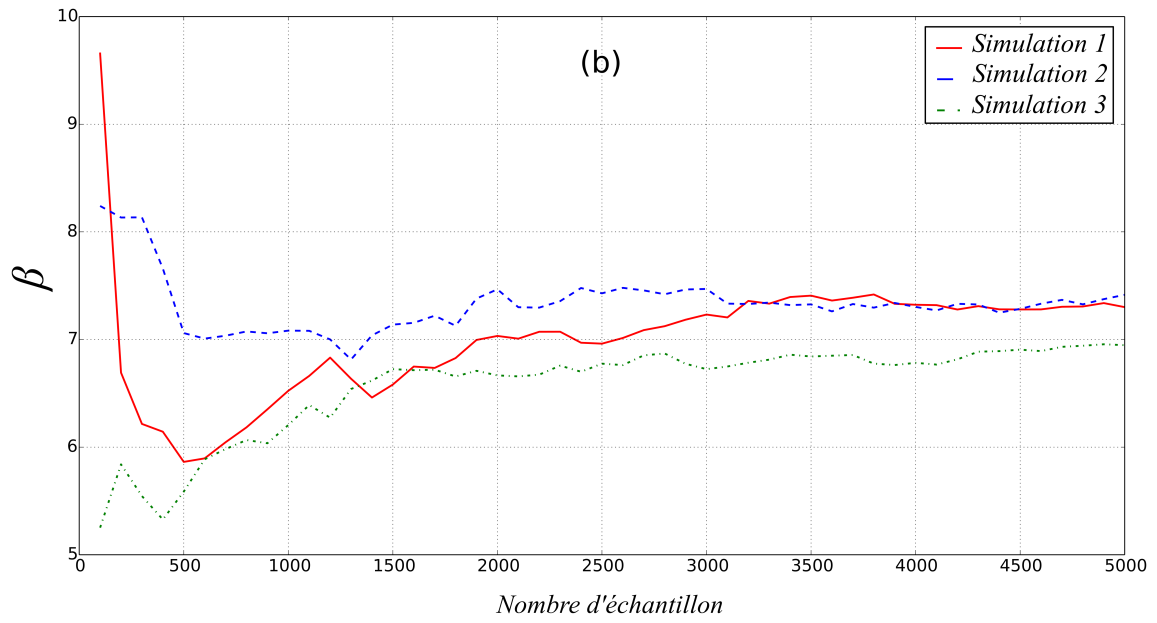
Nous avons montré dans la section précédente qu'une évaluation de 5000 échantillons tirés aléatoirement avec la méthode MC a permis de fournir une distribution régulière et cohérente avec la réalité physique, ce qui a permis de l'utiliser pour identifier une loi analytique \tilde{f}_{beta} . Cependant, ce nombre d'échantillons induit un temps de calcul conséquent pour pouvoir construire la loi analytique. A noter que le temps de calcul moyen effectué pour simuler le comportement d'un assemblage avec le modèle MCRS en prenant en compte les défauts est d'environ 3 min avec 4 processeurs. Les calculs sont réalisés en utilisant les ressources du Mésocentre de Calcul Intensif Aquitain. C'est pour cette raison que nous nous intéressons dans cette section à la réduction du nombre d'échantillons à évaluer par le MC en proposant un critère d'arrêt.

L'étude réalisée par Bruyère et al. [Bruyère07], détaillée dans la section IV.2.3.3, a permis de définir une méthode pour proposer un critère de convergence de la méthode MC. Cette méthode consiste à étudier l'évolution d'une quantité d'intérêt de sortie en fonction du nombre de réalisations effectuées. Par analogie à cette étude, nous avons choisi d'étudier l'évolution des paramètres α et β de la loi \tilde{f}_{beta} et de l'IPM pour deux niveaux de fiabilité

90% et 99% ($Y_{F_{0,90}}$ et $Y_{F_{0,99}}$). A noter que ces deux niveaux de fiabilité considérés correspondent aux exigences du secteur aéronautique en termes de certification des avions [European Aviation Safety Agency15]. Le premier niveau de fiabilité est considéré lorsque l'intégrité de la structure entière ne dépend pas d'un seul élément s'il est endommagé. Le deuxième niveau correspond à la situation inverse, c'est-à-dire lorsque l'intégrité de la structure dépend d'un seul élément.

L'étude comporte 3 simulations MC indépendantes avec 5000 itérations pour chacune d'entre-elle. Les paramètres α , β , $Y_{F_{0,90}}$ et $Y_{F_{0,99}}$ sont ré-identifiés tous les 100 itérations (100, 200, 300...5000). Les courbes de l'évolution de ces paramètres en fonction du nombre d'itérations pour chaque simulation MC sont présentées sur les Figures V.10a-d. Nous remarquons sur les 4 graphes une stabilisation progressive des 4 paramètres étudiés. Les variations de ces paramètres à partir de 2000 itérations sont faibles. Nous avons donc considéré un nombre d'échantillons égal à 2000 pour le reste de cette étude. A noter que le nombre optimal d'échantillons dépend du cas d'étude (architecture de l'assemblage, incertitude étudiée, nature de l'IPM).





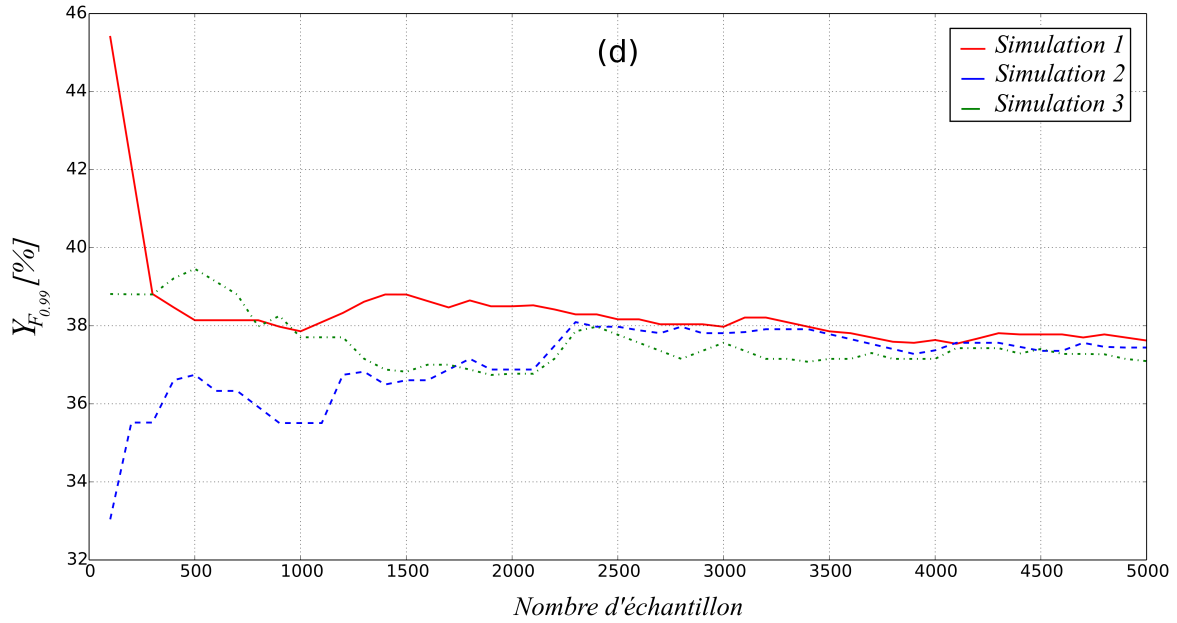


Figure V.10 : Etude de la convergence de la méthode Monte Carlo :
 (a) α , (b) β , (c) $Y_{F_{0.90}}$, (d) $Y_{F_{0.99}}$

V.6. Algorithme Génétique

La loi analytique \tilde{f}_{beta} de la densité de probabilité de l'IPM étudié est définie par 4 paramètres. Deux de ses 4 paramètres représentent le domaine de définition de la loi (valeurs extrêmes que peut atteindre l'IPM). La détermination de ces deux paramètres $Y_{F_{min}}$ et $Y_{F_{max}}$ est assurée par une méthode d'optimisation.

Nous avons montré, à travers le cas d'application présenté dans la section IV.3.2, la capacité de l'AG à être appliqué dans une approche pire-cas de propagation des incertitudes. Cette méthode est souvent préférée pour sa rapidité et son adaptation à des problèmes non-linéaires avec un grand nombre de variables.

Nous présentons dans cette section les différents paramètres de l'AG utilisés. Une analyse de la convergence des solutions optimales proposées par la méthode est effectuée. Ces solutions ont été analysées du point de vue du comportement mécanique.

V.6.1. Paramètres génétiques de l'AG

Le chromosome dans notre étude, défini dans la section IV.3.2, est représenté par le paramètre incertain X_g . Ce chromosome est constitué de $2n$ gènes où n est le nombre de

fixations dans l'assemblage ($n = 4$ dans notre cas d'étude). Ces gènes, qui représentent l'amplitude et l'orientation du défaut de chaque alésage, sont formatés comme suit $t_1\theta_1t_2\theta_2\dots t_n\theta_n$.

Concernant les paramètres génétiques (taille de la population initiale, nombre maximal de génération et paramètres des opérateurs génétiques), un choix optimal de ces paramètres est essentiel afin d'assurer une recherche rapide et précise de la solution. Vu le temps important nécessaire pour réaliser une étude paramétrique pour optimiser ces paramètres, nous nous sommes basés sur des recommandations et des valeurs issues des travaux similaires dans la littérature [Baracchini16; Forouraghi02; Le Riche95]. Les différents paramètres retenus sont listés dans le Tableau V-1.

Taille de la population initiale	Nombre maximal de génération	Méthode de sélection	Probabilité de croisement	Probabilité de mutation
100	20	Tournoi	0.85	0.01

Tableau V-1 : Paramètres de l'Algorithme Génétique

V.6.2. Analyse des solutions de l'Algorithme Génétique

L'AG permet d'obtenir deux extrémums globaux $Y_{F_{\min}}$ et $Y_{F_{\max}}$. Les paramètres incertains de base $\{t_i, \theta_i\}$ qui représentent les coordonnées polaires de \vec{t}_i des solutions proposées sont montrés sur les Figure V.11a,b. Les efforts transmis dans chaque fixation sont aussi représentés.

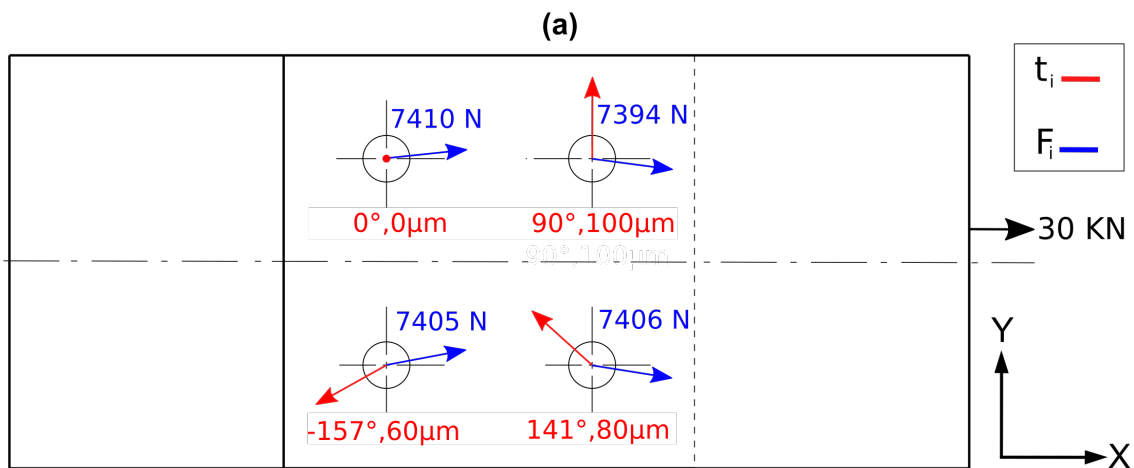
La répartition des efforts transmis dans la configuration nominale de l'assemblage étudié (sans jeu et sans défauts) est initialement non-uniforme à cause de l'effort excentré de 2 mm par rapport au plan de symétrie. De ce fait, l'assemblage se trouve avec une rangée de fixation plus chargée que l'autre.

Pour la solution minimale globale $Y_{F_{\min}}$, le problème de minimisation de l'IPM est donc équivalent à la recherche d'une combinaison de défauts de position qui équilibre le mieux possible la distribution des efforts transmis dans les fixations. Ce qui explique le faible écart entre la fixation la moins chargée et la fixation la plus chargée comme montré sur la Figure V.11a.

D'autre part, en comparant les amplitudes des défauts et leurs orientations entre la solution minimale et la solution maximale, nous pouvons constater que les quatre amplitudes

des défauts de la solution « maximale » sont moins dispersifs (les amplitudes sont toutes égales à l'amplitude maximale possible : $100\mu\text{m}$). Les 3 alésages en contact avec les fixations les moins chargées sont décalés dans le sens de chargement et l'alésage en contact avec la fixation la plus chargée décalée dans le sens opposé au chargement (cf. Figure V.11b).

Ce constat a une explication physique. En effet, le décalage d'un alésage qui se trouve initialement sur la rangée la plus chargée (à cause de l'excentricité du chargement extérieur) avec l'amplitude maximale possible (égale à $T/2$) dans le sens opposé du chargement permet de supprimer le jeu entre la fixation et l'alésage et donc une prise de contact immédiate. Le décalage des autres alésages dans le sens du chargement permet de retarder la prise de contact des fixations associées et d'augmenter ainsi la surcharge sur la première fixation. Pour illustrer ce phénomène, nous présentons dans le graphe de la Figure V.12 l'évolution des courbes des efforts transmis dans chaque fixation en fonction du déplacement global de l'assemblage dans le cas du maximal global. Sur ce graphe, nous pouvons constater l'absence d'une phase de glissement durant le chargement du boulon 3 où le défaut a permis de supprimer le jeu entre le fut et l'alésage tandis que ce glissement est plus important pour les autres fixations pour lesquelles les défauts ont retardé la prise de contact.



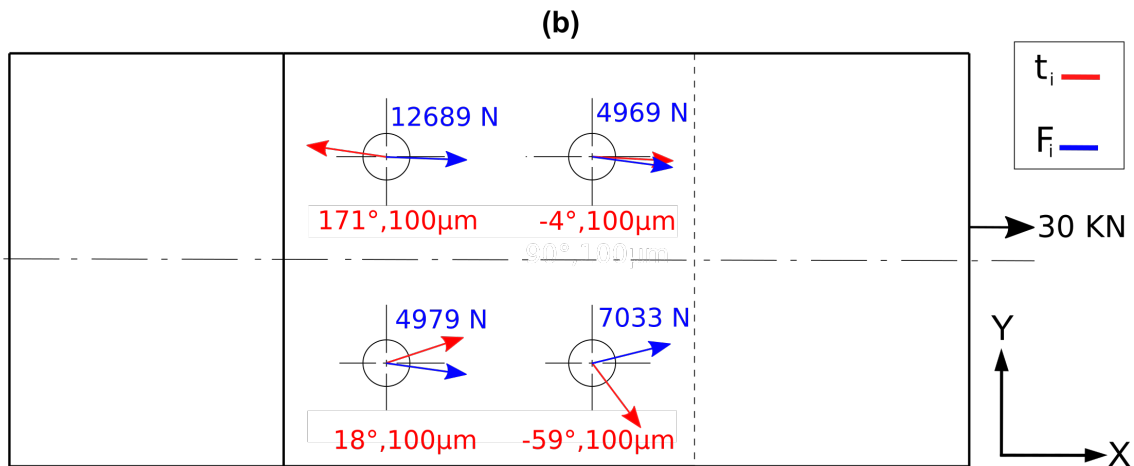


Figure V.11 : Paramètres des défauts de position et efforts obtenus avec l'AG : (a) Minimum global, (b) Maximum global

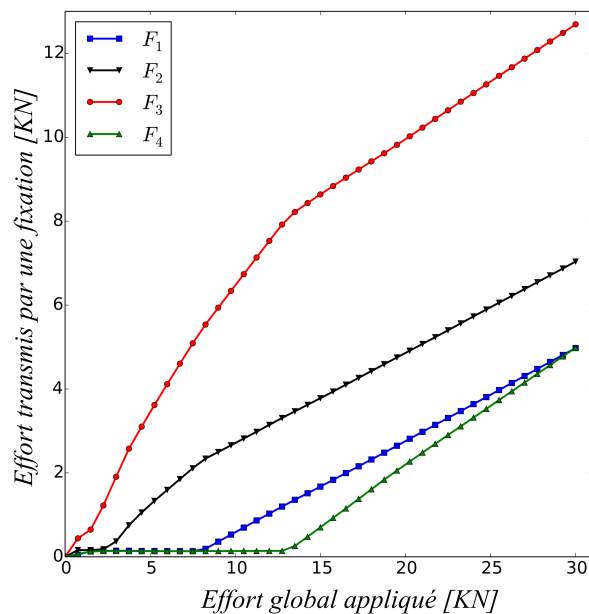


Figure V.12 : Evolution des efforts transmis dans chaque fixation en fonction de l'effort extérieur : cas du maximal global

V.6.3. Etude de la convergence de l'AG

L'arrêt du processus de calcul de l'AG avant d'atteindre le nombre maximal de générations est possible si une convergence (plus de solution meilleure trouvée) de la solution après un certain nombre de générations est observée. Les graphes de la Figure V.14 et Figure V.15 présentent les évolutions de la meilleure solution de $Y_{F_{\min}}$ et $Y_{F_{\max}}$ de chaque génération en considérant 3 exécutions indépendantes de l'AG. Les 3 simulations montrent des valeurs similaires sur les solutions proposées. Nous constatons une convergence plus rapide de la

solution du problème de maximisation $Y_{F_{\max}}$ (7^e génération) par rapport à la solution du problème de minimisation $Y_{F_{\min}}$ (12^e génération). L'explication provient du fait que la surface de réponse du système présente plus d'individus proches du minimum global que d'individus proches du maximum global. En effet, nous avons montré dans le paragraphe précédent que le problème de minimisation se ramène à avoir un équilibre des charges entre les fixations. Or, vu la complexité du comportement de l'assemblage, il n'est pas évident d'assurer l'unicité d'une solution approchée. Autrement-dit, nous pouvons avoir une multitude de jeux de paramètres qui permettent d'équilibrer les charges entre les fixations ce qui rend la convergence vers une solution minimale globale plus difficile. Nous pouvons, tout de même, conclure que les paramètres de l'AG choisis satisfont la qualité des solutions proposées et les contraintes de temps de calcul.

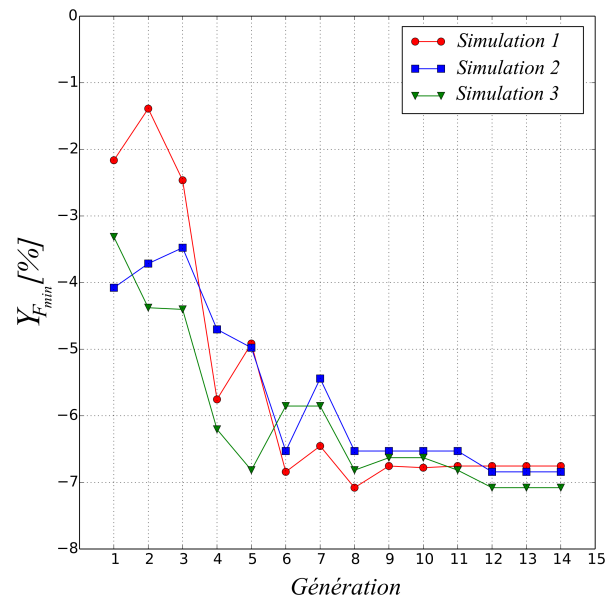


Figure V.13 : Evolution de la solution proposée par l'AG du problème de minimisation en fonction de la génération

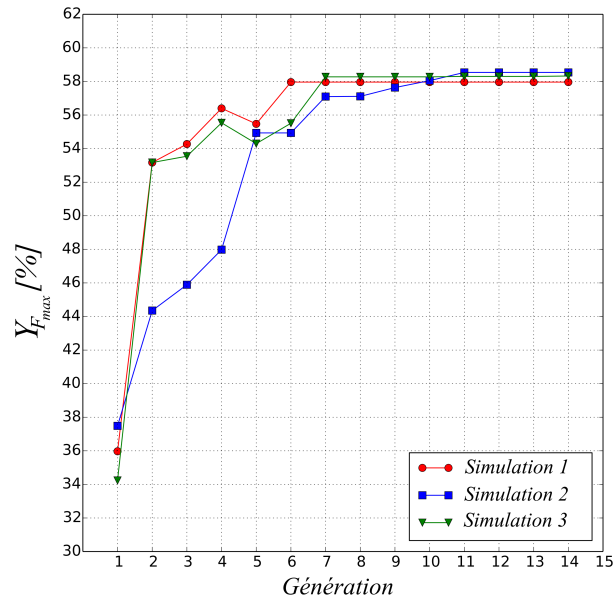


Figure V.14 : Evolution de la solution proposée par l'AG du problème de maximisation en fonction de la génération

V.7. Etablissement d'un méta-modèle de tolérancement

V.7.1. Démarche

Nous avons présenté jusqu'à maintenant les ingrédients nécessaires pour propager les incertitudes dans un cas d'assemblage par fixation. L'approche probabiliste enrichie utilisant la méthode MC et l'AG a permis de formaliser la quantité d'intérêt de sortie sous la forme d'une loi analytique continue de densité de probabilité. Cependant, l'utilité majeure de mettre en place une approche fiabiliste dans un contexte de conception est d'optimiser l'IT du paramètre incertain étudié afin de satisfaire les exigences fonctionnelles de l'assemblage tout en minimisant les coûts de production.

La méthode de tolérancement généralement utilisée dans la littérature (cf. section IV.4.1) est basée sur un calcul itératif. Le principe de cette méthode est de faire varier la distribution d'entrée (variation de l'IT du défaut de position) et la propager jusqu'à ce qu'un critère de sortie satisfasse les exigences fonctionnelles. Or ce calcul représente un coût très élevé en temps de calcul.

La démarche proposée dans ce travail consiste à établir un méta-modèle analytique de tolérancement, noté Φ_r , qui permet de relier, pour une fiabilité donnée, l'IPM (Y_F) à l'IT (T) :

$$T = \Phi_r(Y_F) \quad (\text{V-15})$$

Le choix de la fonction et l'identification de ses paramètres sont effectués en se basant sur le résultat de la propagation sur un certain nombre de distributions du paramètre incertain. Cette technique permet tout d'abord d'adapter la fonction choisie aux besoins du concepteur et à la nature du problème étudié afin d'éviter un sur-enrichissement du méta-modèle.

V.7.2. Illustration de la démarche sur le cas étudié

Pour illustrer la démarche d'établissement du méta-modèle de tolérancement sur notre cas d'étude, la propagation d'incertitude pour 4 distributions uniformes d'amplitudes du défaut de position allant de 0.04 mm à 0.3 mm a été réalisée. Les distributions continues de l'IPM exprimées avec la loi de densité de probabilité \tilde{f}_{beta} sont présentées sur la Figure V.15. La comparaison des 4 courbes montre une augmentation de l'écart type et de la valeur moyenne de ces distributions en fonction de l'IT considéré. Cette tendance est attendue puisqu'une augmentation de l'IT permet d'avoir des amplitudes de défauts de position plus importantes et par conséquent des IPM plus grands.

Les Figures V.16a-d montrent l'évolution des paramètres de la loi \tilde{f}_{beta} en fonction de l'IT considéré. Les paramètres α , β et $Y_{F_{\min}}$ semblent varier peu contrairement à $Y_{F_{\max}}$ qui augmente de manière quasi-proportionnelle par rapport à l'IT.

La Figure V.17 montre la relation entre l'IPM et l'IT calculé à partir de la propagation des 4 distributions de l'amplitude du défaut pour deux niveaux de fiabilités données ($r = 0.90$ et $r = 0.99$). Nous remarquons une évolution quasi-linéaire entre les 4 IT étudiés et l'IPM correspondant pour les deux différents niveaux de fiabilité.

Sachant que pour un IT nul, l'IPM théorique est également nul. Ce résultat est évident puisque cette configuration où les amplitudes des défauts sont nulles (idem pour les jeux puisque le jeu est supposé égal à la moitié de l'IT) est identique à l'assemblage de référence. Le méta-modèle le plus simple et le moins coûteux applicable à ce cas d'étude est une fonction linéaire définie comme suit :

$$T = \Phi_r(Y_F) = a_r Y_F \quad (\text{V-16})$$

La seule inconnue à identifier est alors la pente a_r , qui dépend du niveau de fiabilité exigé. Ce paramètre peut donc être identifié à partir d'une seule propagation de l'incertitude géométrique X_g . Dans le cas illustré dans la Figure V.17, le paramètre a_r est identifié en considérant un IT égal à 0.2 mm . Nous pouvons constater le faible écart entre les résultats des propagations et la courbe du méta-modèle établi.

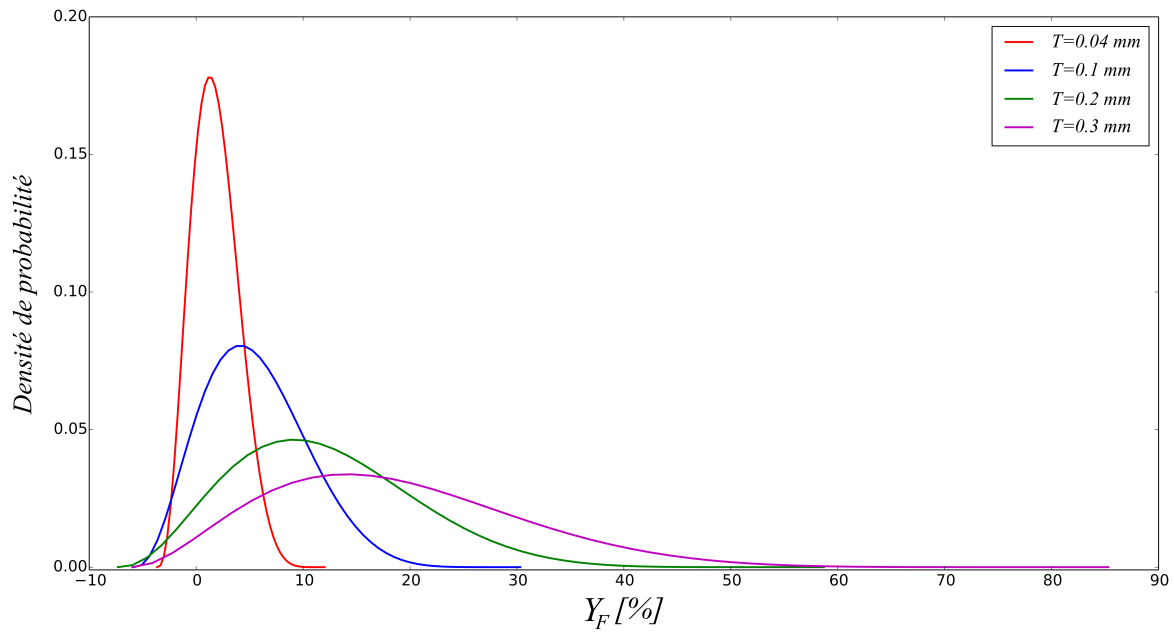
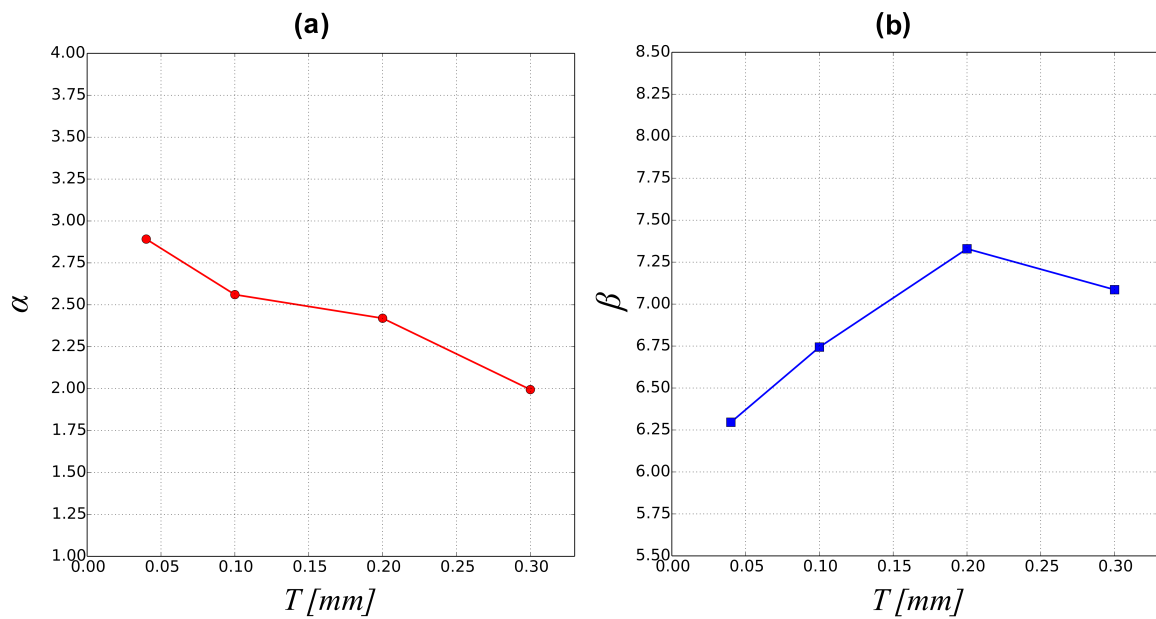


Figure V.15 : Courbes de la loi \tilde{f}_{β} pour différents intervalles de tolérance testés



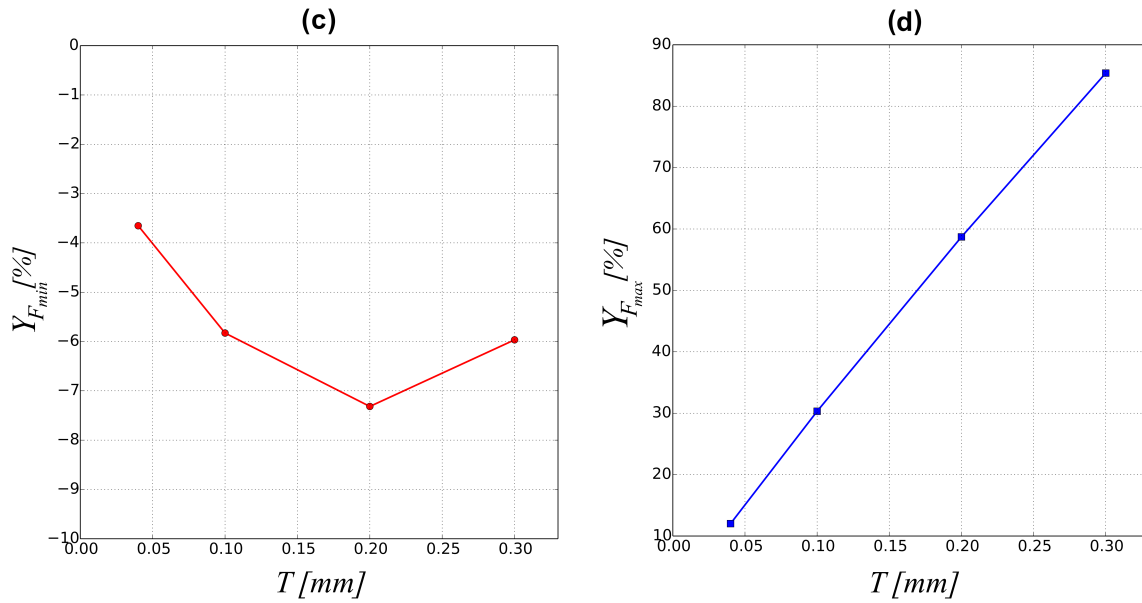


Figure V.16 : Evolution des paramètres de la loi \tilde{f}_{β} en fonction de l'IT :
 (a) α , (b) β , (c) $Y_{F_{\min}}$, (d) $Y_{F_{\max}}$

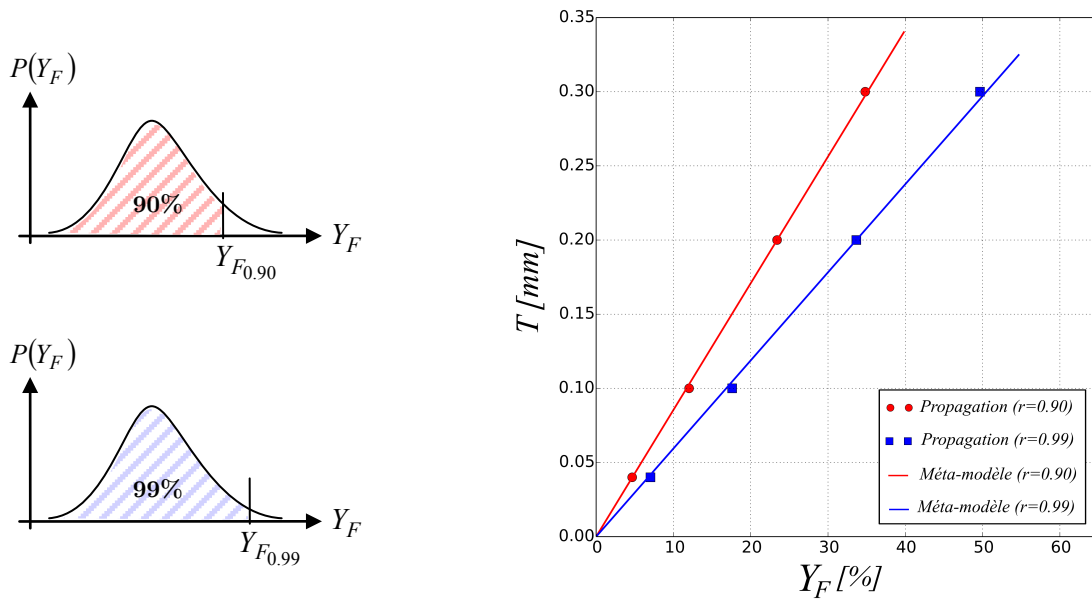


Figure V.17 : Comparaison des résultats issus d'une propagation et du méta-modèle proposé (fonction linéaire) pour deux niveaux de fiabilité ($r=0.90$ et $r=0.99$)

V.8. Conclusion

Une démarche d'établissement d'un méta-modèle de tolérancement est présentée dans ce chapitre. Ce méta-modèle a pour but de déterminer l'IT optimal d'un paramètre incertain en

fonction des exigences fonctionnelles de l'assemblage en termes de fiabilité et de tenue mécanique.

Cette démarche est basée sur une approche probabiliste qui a été combinée avec une approche pire-cas afin de rendre la propagation des incertitudes robuste à tous les niveaux de fiabilité. Le résultat de cette propagation est formalisé sous la forme d'une loi analytique de densité de probabilité. Les 4 paramètres de cette loi sont identifiés en utilisant la méthode de Monte Carlo et l'Algorithme Génétique.

Pour illustrer le fonctionnement de la démarche, nous avons choisi le défaut de position des alésages comme paramètre incertain à propager et à tolérer. L'effet de ce type de défaut sur la tenue des assemblages multi-matériaux par fixation et en particulier sur la distribution des charges entre les fixations a été démontré. L'IPM considéré est basé sur la variation de l'effort maximal transmis dans les fixations par rapport à une configuration sans défaut. Le modèle de comportement utilisé est le modèle MCRS de par sa capacité à fournir avec précision et avec un temps de calcul réduit les grandeurs mécaniques nécessaires pour calculer l'IPM.

En évaluant un certain nombre de distributions de l'amplitude des défauts de position, la relation entre l'IT et l'IPM s'est avérée évoluer de manière linéaire. Un méta-modèle basé sur une fonction linéaire est donc suffisant pour modéliser avec précision cette relation.

Nous nous intéressons dans le chapitre 6 à l'évolution de la relation entre l'IT des défauts de position et l'IPM dans un contexte proche d'une problématique industrielle. D'autres sources d'incertitudes comme la précharge et le jeu sont introduits dans la démarche afin d'évaluer leurs effets sur la robustesse de la démarche de tolérancement et sur les paramètres du méta-modèle de tolérancement.

Chapitre VI.

Conception d'un assemblage par fixation dans un contexte incertain

Sommaire

Chapitre VI. Conception d'un assemblage par fixation dans un contexte incertain.....	147
VI.1. Introduction	148
VI.2. Définition du problème de conception.....	148
VI.2.1. Définition des paramètres incertains.....	148
VI.2.2. Distributions associées aux paramètres incertains.....	149
VI.3. Etablissement du méta-modèle de tolérancement des défauts de position	154
VI.3.1. Identification des paramètres de la loi analytique de densité de probabilité.....	154
VI.3.2. Etablissement du méta-modèle	159
VI.4. Intégration de la démarche de tolérancement dans un processus de conception	161
VI.5. Conclusion	163

VI.1.Introduction

Une démarche de tolérancement d'un paramètre incertain de conception des assemblages par fixation a été établie et présentée dans le chapitre V. Le tolérancement du paramètre, en se basant sur un critère de tenue mécanique et un niveau de fiabilité, est assuré grâce à un méta-modèle analytique de tolérancement. Ce méta-modèle est construit en s'appuyant sur les résultats d'une démarche de propagation des incertitudes. Ces résultats ont été, par la suite, formalisés sous la forme d'une loi analytique de densité de probabilité en considérant un calcul stochastique et une recherche des valeurs extrêmes. Pour illustrer son fonctionnement, la démarche de tolérancement proposée a été appliquée sur un assemblage métal-composite à 4 fixations en considérant le défaut de position des alésages comme paramètre géométrique incertain à tolérer. Le résultat de la propagation des défauts de position a montré une évolution quasi-proportionnelle d'un IPM calculé à partir de l'effort maximal transmis par les fixations en fonction de l'IT. Une fonction linéaire à un paramètre a été suffisante pour définir le méta-modèle de tolérancement.

Nous nous plaçons dans ce chapitre dans un contexte incertain plus proche d'une problématique industrielle afin d'étendre le domaine de validité de la démarche de tolérancement proposée. Le même assemblage à 4 fixations utilisé dans le chapitre V est retenu dans cette étude. L'objectif reste aussi l'établissement d'un méta-modèle de tolérancement des défauts de position en se basant sur la même définition de l'IPM. La différence ici est que des incertitudes sur le jeu ainsi que sur la précharge sont pris en compte. La maîtrise de ces deux paramètres est en effet cruciale puisqu'ils influent de manière significative sur le transfert des charges et sa répartition entre les fixations. La prise en compte de ces deux sources de variabilité est donc importante pour faire le choix sur l'IT à appliquer aux défauts de position afin de garantir la tenue souhaitée de l'assemblage.

Nous concluons ce chapitre par la formalisation d'une démarche générale pour l'établissement d'un méta-modèle de tolérancement et son intégration dans un processus de conception des assemblages par fixation.

VI.2.Définition du problème de conception

VI.2.1. Définition des paramètres incertains

Dans ce chapitre, deux types de paramètres incertains sont considérés : un paramètre incertain géométrique X_g et un paramètre incertain lié à la précharge X_p . Le paramètre

incertain géométrique regroupe, en plus des deux sous-paramètres incertains qui pilotent le défaut de position en amplitude (t_i) et en orientation (θ_i), un autre paramètre pour définir le jeu entre l'alésage et le fut (j_i). Nous rappelons que l'indice i représente le numéro du boulon/alésages (cf. Figure VI.1). A noter aussi que les valeurs des paramètres incertains sont choisies indépendamment. Ils peuvent donc varier d'un alésage à un autre pour le même cas d'assemblage simulé.

$$X_g = \{t_i, \theta_i, j_i\}_{i=1,4} \quad (\text{VI-1})$$

$$X_p = \{p_i\}_{i=1,4} \quad (\text{VI-2})$$

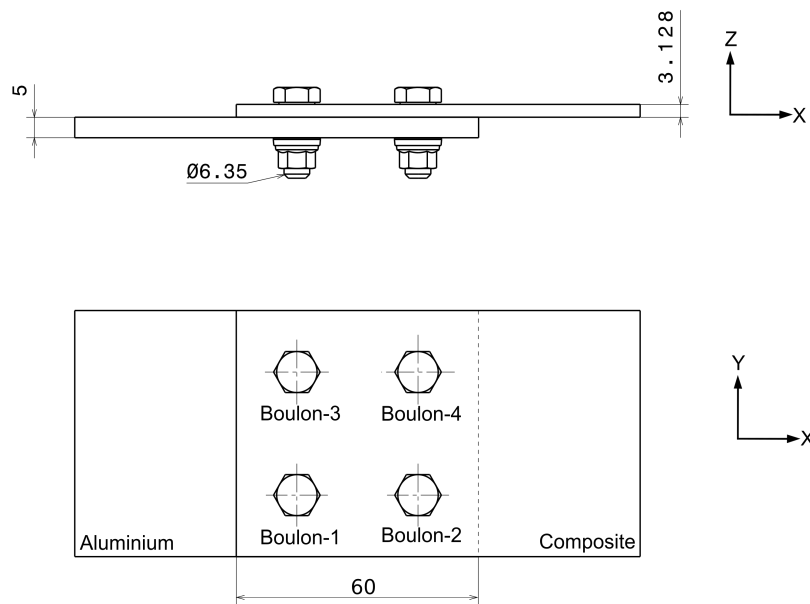


Figure VI.1 : Géométrie de l'assemblage étudié

VI.2.2. Distributions associées aux paramètres incertains

Les sous-paramètres de chaque paramètre incertain sont introduits dans l'approche de propagation d'incertitudes sous la forme de distributions. Dans le chapitre V, les distributions de l'amplitude du défaut et de son orientation ont été considérées uniformes. Autrement-dit, toutes les valeurs de ces deux sous-paramètres ont la même probabilité d'être tiré lors de l'échantillonnage avec la méthode MC sur la plage de variation. Cette hypothèse a été considérée vu que l'objectif principal était l'illustration du fonctionnement de la démarche de tolérancement.

En réalité, les valeurs d'un paramètre incertain X sont généralement localisées autour d'une valeur moyenne X_{moy} . La probabilité d'obtenir une valeur différente diminue en

s'éloignant de cette valeur moyenne. Une loi normale est souvent utilisée pour modéliser la distribution des incertitudes sur un paramètre lorsque l'on ne dispose pas de données expérimentales suffisantes. Cependant, une loi normale ou gaussienne telle qu'elle est définie, ne considère pas de limites sur la variable aléatoire. Or la variation des paramètres incertains est physiquement limitée. La solution dans ce cas est d'appliquer une troncature de la loi normale à un certain niveau, souvent basé sur l'écart type. Dans ce cas d'étude, nous avons choisi une troncature à 99.7% qui correspond à $\pm 3\sigma$ (σ étant l'écart type de la distribution). Les lois de distribution considérées pour les paramètres incertains sont donc définies entre deux valeurs finies X_{\min} et X_{\max} comme montré sur la Figure VI.2.

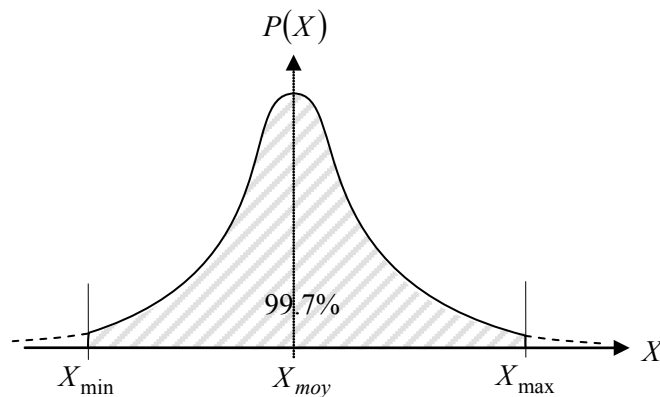


Figure VI.2 : Définition de la loi de distribution des paramètres incertains

VI.2.2.1. Défaut de position

Dans le cas de perçage d'une série d'alésage, les positions des centres des alésages, dans le cas où les défauts de perpendicularité des axes par rapport à la surface percée sont négligés, sont souvent localisées autour de la position nominale de l'alésage définie par le concepteur ou décalées d'une valeur quasi-constante qui correspond à l'erreur systématique du procédé de mise en œuvre. Nous avons choisi une valeur moyenne du défaut égale à zéro.

La distribution des défauts de position est représentée par une gaussienne à deux dimensions définie sur un disque centré en 0 et de diamètre l'IT comme montré sur la Figure VI.3.

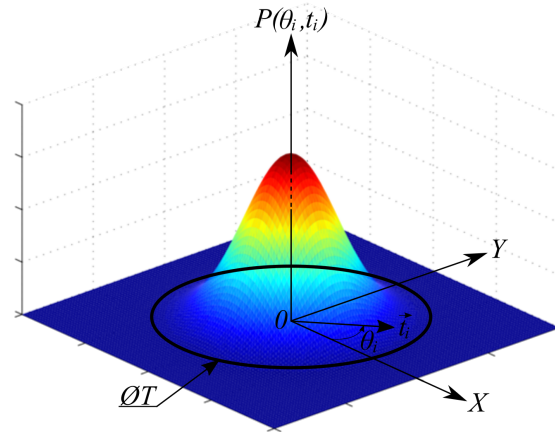


Figure VI.3 : Distribution des défauts de position

VI.2.2.2. Jeu

Le jeu est un paramètre essentiel dans la conception des assemblages par fixation. Il permet d'assurer l'interchangeabilité des pièces en recouvrant les défauts de position qui peuvent exister durant la mise en œuvre. Un minimum de jeu est donc nécessaire pour assurer le montage des fixations. Autrement-dit, le jeu cumulé entre deux trous de passage et une fixation doit être donc supérieur à l'intervalle de tolérance sur les défauts de position des alésages.

D'autre part, le jeu dans les fixations ne doit pas être trop important afin de limiter les effets des chargements cycliques sur la tenue des matériaux (phénomène de « fretting » décrit dans la section I.2.2). Des qualités d'ajustement sont généralement considérées pour définir l'amplitude du jeu entre un fut de fixation et un alésage. A noter que plus la qualité est élevée plus le jeu est faible et donc plus le coût de mise en œuvre est élevé. Assurer la qualité souhaitée ne dépend pas uniquement du procédé et des outils mais aussi du matériau usiné.

L'usinabilité des stratifiés composites est très différentes des métaux à cause de l'hétérogénéité et l'anisotropie de ces matériaux. Dans le cas des métaux, les contraintes de cisaillement, à l'origine de l'enlèvement de matière, sont quasi-uniformes tout le long de l'opération. En revanche, dans le cas des stratifiés composites, la rigidité du matériau varie selon l'orientation des arrêtes de coupe par rapport à la direction des renforts ce qui engendre des changements des modes de rupture de la matière au cours du perçage comme montré sur Figure VI.4. Ces phénomènes ont une conséquence directe sur la qualité des alésages obtenus. Certains défauts caractéristiques du perçage des composites sont généralement observés :

ovalisation des alésages, délaminage en entrée et en sortie de l'alésage ou l'écaillage en sortie de l'alésage [Chérif14; Kilickap10; Lachaud01; Landon13; Palanikumar11; Sardiñas06].

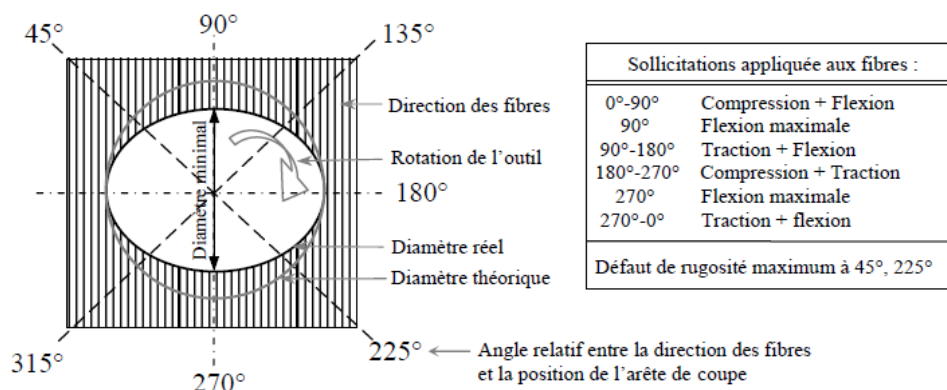


Figure VI.4 : Modes d'enlèvement de matière au cours du perçage d'un pli unidirectionnel
[Gohorianu08]

La distribution du sous-paramètre géométrique pilotant le jeu radial j_i est représentée par une loi normale tronquée en j_{\min} et j_{\max} comme montré sur la Figure VI.5. Le jeu minimal j_{\min} , qui correspond au jeu visé par le concepteur, est choisi égal à la moitié de l'IT sur des défauts de position T . Cette considération permet d'assurer le montage des fixations et l'interchangeabilité des pièces.

$$j_{\min} = \frac{T}{2} \quad (\text{VI-3})$$

La variation du jeu est supposée fixe quel que soit l'IT appliqué. Cette plage de variation, notée Δj , représente le cumul des incertitudes sur les diamètres des alésages du substrat en aluminium, du substrat en composite ainsi que les incertitudes sur le diamètre du fut de fixation. Les incertitudes sur les diamètres des alésages sont limitées par les qualités des ajustements considérés.

Dans cette étude, nous nous sommes basés sur les pratiques de l'industrie aéronautique pour la définition des qualités des ajustements. Pour le substrat en aluminium, vu sa grande usinabilité, une bonne qualité peut être assurée. La qualité retenue est 8 ce qui correspond à un IT de $22 \mu\text{m}$. Vu la difficulté à maîtriser la qualité de l'usinage des matériaux composite, une qualité 11 est considérée pour les alésages du substrat en composite. L'IT correspondant est $90 \mu\text{m}$. Pour le fut de la vis, selon la fiche technique des vis, l'IT sur le diamètre est d'environ $12 \mu\text{m}$. L'intervalle de variation du jeu radial Δj peut alors être calculé à partir des IT sur les diamètres des alésages et du fut de la fixation :

$$\Delta j = \frac{IT_{comp} + IT_{alu} + IT_{fut}}{2} \quad (VI-4)$$

La valeur de Δj (variation du jeu radial) retenue est égale à $62 \mu m$. Ainsi le jeu radial maximal j_{max} vaut :

$$j_{max} = j_{min} + \Delta j \quad (VI-5)$$

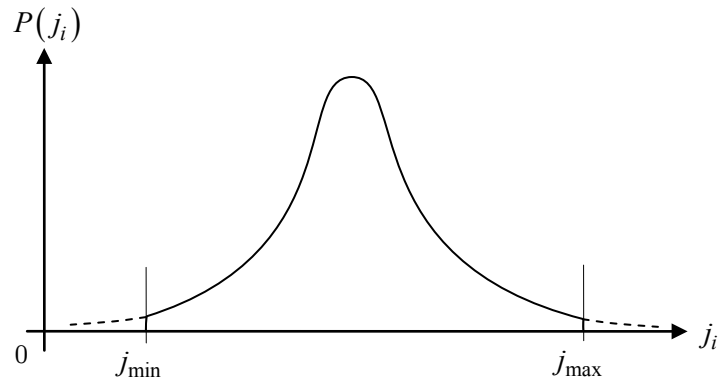


Figure VI.5 : Distribution sous-paramètre pilotant le jeu dans une fixation

VI.2.2.3. Précharge

Nous avons mis en évidence à travers l'étude réalisée par [Godin15] et présentée dans la section III.4.3.2 la présence d'une variabilité importante sur la précharge axiale. En effet, cette étude a montré que la précharge réelle appliquée par le serrage d'un boulon est souvent inférieure à la précharge visée d'un facteur proche de 2. Cette valeur visée, qui permet d'assurer un transfert de charge par adhérence, est estimée à partir de la limite de résistance normale hors-plan des matériaux composites. Dépasser cette limite peut engendrer un endommagement du matériau.

La précharge visée dans cette étude, qui représente aussi la précharge maximale p_{max} de la distribution du sous-paramètre pilotant la précharge dans une fixation donnée p_i , est pris égal à 6000 N. Cette valeur est retenue en se basant sur les préconisations aéronautiques en termes de limites de précharge axiale sur les matériaux composites. En se basant sur les observations des travaux de [Godin15], la précharge minimale p_{min} que l'assemblage peut atteindre est égale à 3000 N. La distribution de p_i est une loi normale tronquée en p_{min} et en p_{max} comme montré sur la Figure VI.6.

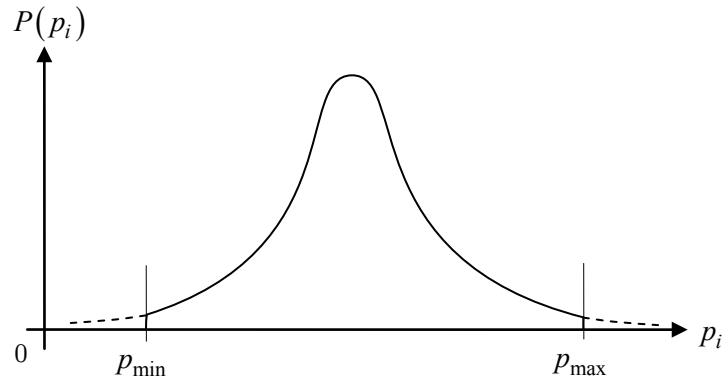


Figure VI.6 : Distribution du sous-paramètre pilotant la précharge dans une fixation

VI.3.Établissement du méta-modèle de tolérancement des défauts de position

La même démarche qui a servi à l'identification des paramètres du méta-modèle dans le chapitre V est considérée dans ce travail. L'approche de propagation d'incertitude est appliquée sur 4 valeurs d'IT allant de 0 à 0.3mm . Cette plage couvre les tolérances obtenues par une gamme de contre-perçage avec des outillages complexes et un épinglage régulier (IT tendant vers 0) et un perçage indépendant des pièces avec des moyens peu coûteux. On notera que la considération d'un IT nul permet d'étudier l'effet des variabilités sur le jeu et sur la précharge uniquement.

VI.3.1. Identification des paramètres de la loi analytique de densité de probabilité

Une loi analytique continue de densité de probabilité \tilde{f}_{beta} a été définie dans le chapitre V. Cette loi permet de fournir un IPM pour tout niveau de fiabilité exigé. Les paramètres $\alpha, \beta, Y_{F_{\min}}$ et $Y_{F_{\max}}$ de cette loi sont identifiés en se basant sur la méthode de MC et l'AG.

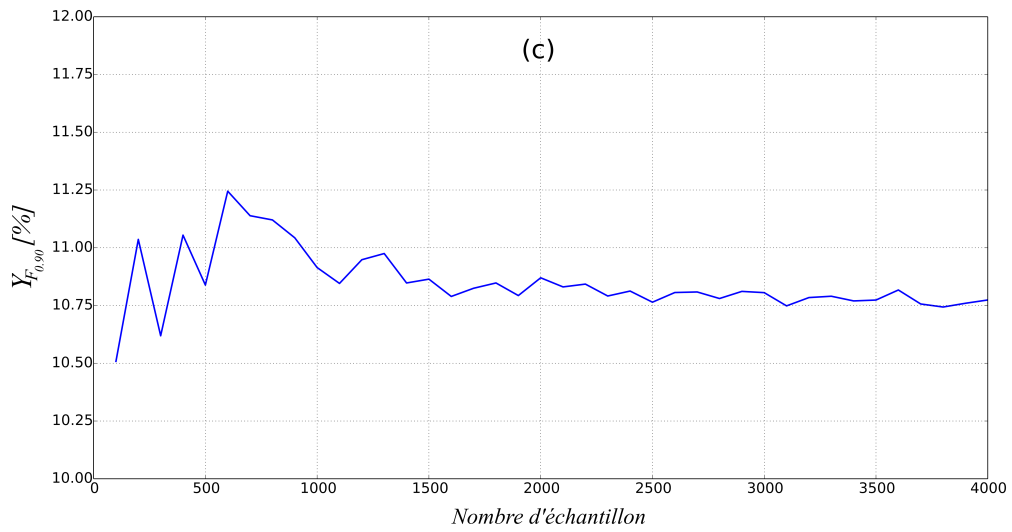
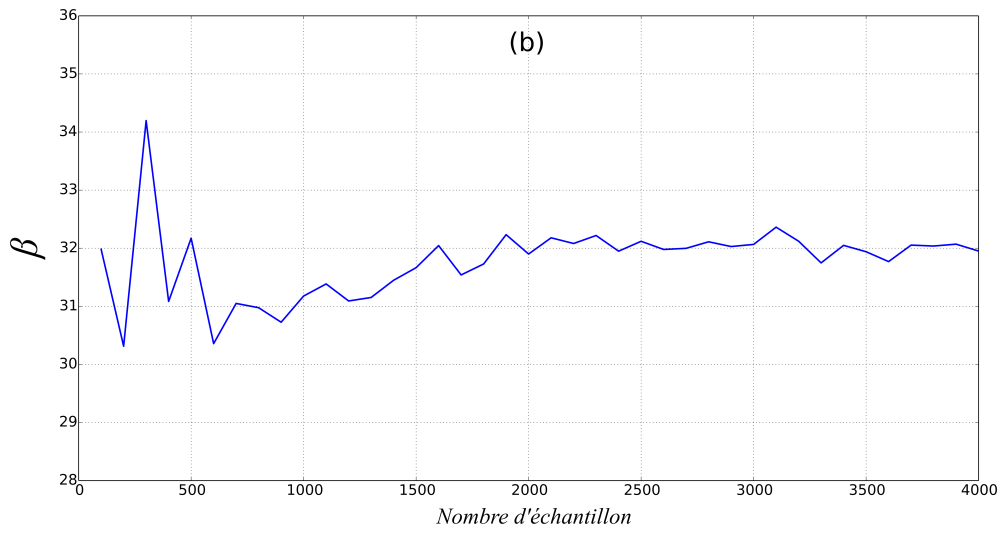
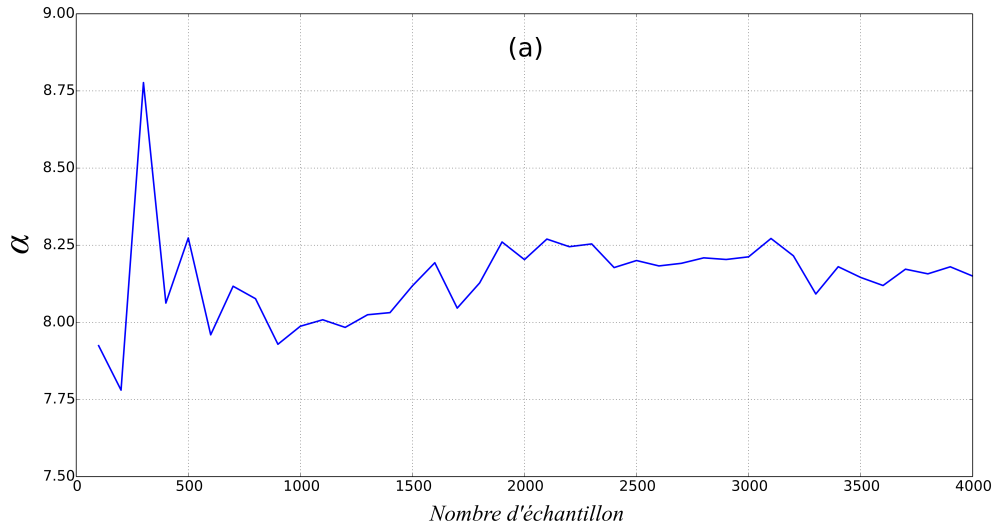
Pour étudier l'effet de l'introduction d'autres paramètres incertains sur la convergence de la méthode MC, nous avons réalisé une étude similaire à celle présentée dans la section V.5. Ce travail consiste à identifier les paramètres de la loi toutes les 100 itérations et à étudier son évolution en fonction du nombre d'échantillons évalués. Le nombre total d'échantillons tirés aléatoirement est 4000. Les résultats de cette étude sont présentés par les graphes des Figures VI.7a-d.

Nous constatons sur ces courbes une variation plus faible des paramètres sur les 1000 premiers échantillons évalués par rapport aux résultats où seul le défaut de position est considéré. Ce constat provient du fait que l'étendu de variation de l'IPM, en se basant sur les calculs réalisés avec le MC par rapport à l'étendu de la distribution de la loi \tilde{f}_{beta} , est devenu plus faible en introduisant les variabilités sur le jeu et la précharge comme montré sur les Figures VI.8a-d. Cela explique les valeurs élevées des paramètres α et β (environ 8 pour α et 32 pour β avec $T = 0.1mm$) comme montré sur la Figure VI.7a et la Figure VI.7b. L'introduction de deux paramètres incertains supplémentaires et la considération d'une distribution gaussienne sur les paramètres d'entrée a permis de réduire l'écart type de la distribution de l'IPM par rapport aux résultats d'une distribution uniforme. Cet effet rend la loi \tilde{f}_{beta} initialement (pour les 500 premiers itérations) peu sensible au nombre d'itération et permet au MC de converger plus rapidement (stabilisation relative à partir de 1500 itération).

La loi \tilde{f}_{beta} semble aussi moins bien identifiée pour les queues de distribution des valeurs de l'IPM obtenues avec le MC (cf. Figure VI.8d). Pour évaluer cette imprécision, on définit un paramètre $\Delta Y_{F_{0.90}}$ permettant d'estimer le pourcentage d'écart sur l'IPM calculé à partir des résultats de calcul du MC et de la loi analytique \tilde{f}_{beta} à un niveau de fiabilité de 90% :

$$\Delta Y_{F_{0.90}} = \frac{Y_{F_{0.90}MC} - Y_{F_{0.90}Loi}}{Y_{F_{0.90}MC}} \times 100 \quad (VI-6)$$

Sur le graphe de la Figure VI.9, deux courbes illustrent l'évolution de $\Delta Y_{F_{0.90}}$ en fonction de l'IT en considérant uniquement les défauts de position (résultat du Chapitre V) et en prenant en compte, en plus des défauts de position, des incertitudes sur le jeu et la précharge. Nous remarquons que l'écart maximal relevé sur les différents IT évalués ne dépasse pas 4% pour les résultats du chapitre V et 11% en prenant en compte les incertitudes sur le jeu et la précharge. Cet écart, même s'il ne remet pas en cause la démarche, montre les limites de la loi analytique à 4 paramètres.



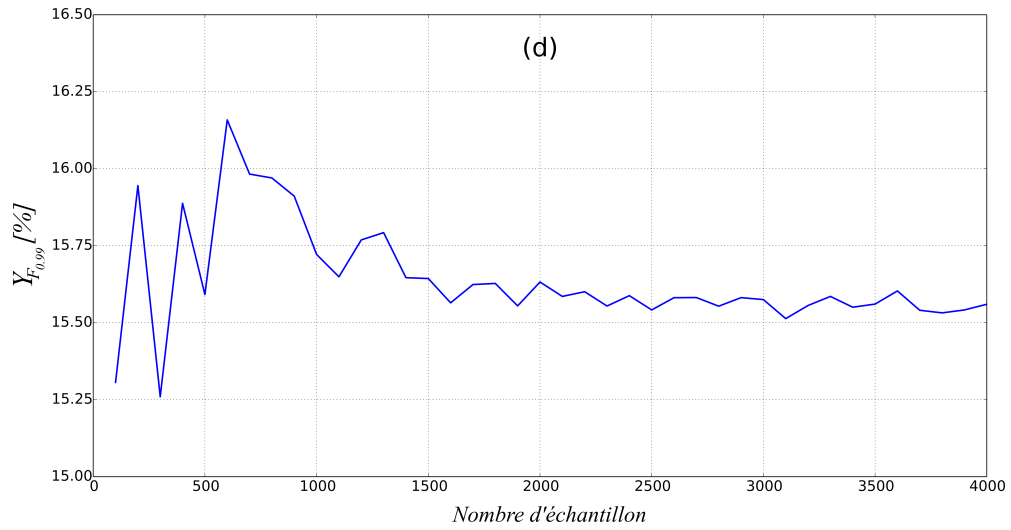
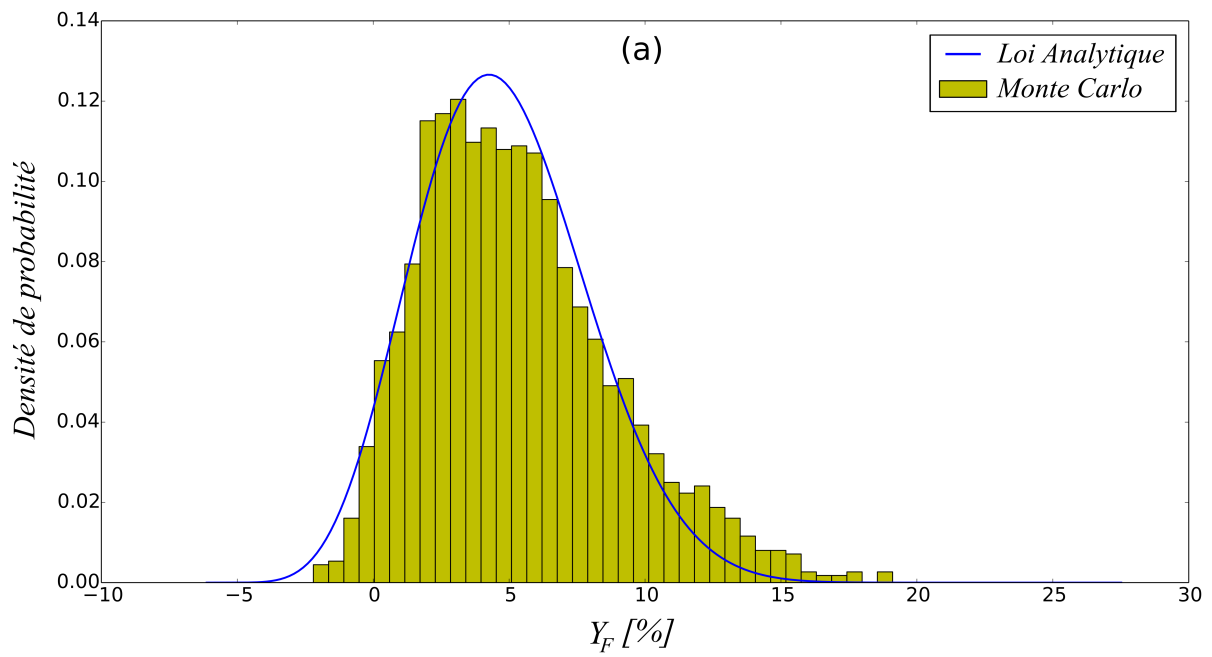
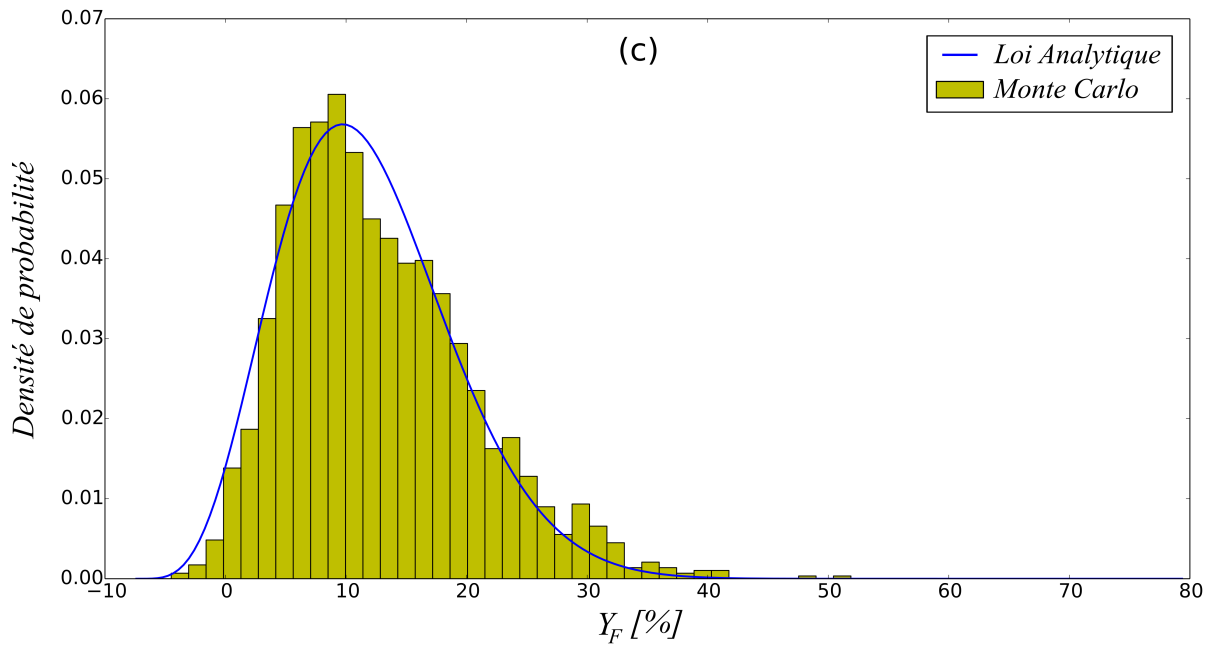
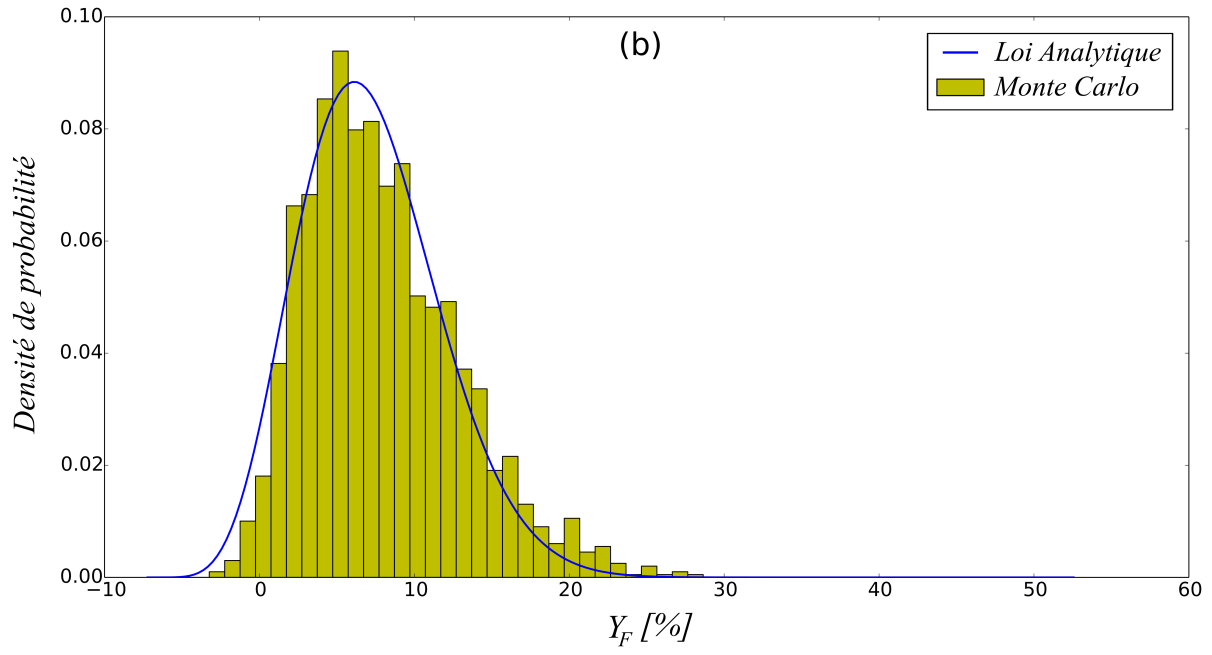


Figure VI.7 : Etude de la convergence de la méthode Monte Carlo pour $T = 0.1 \text{ mm}$:

(a) α , (b) β , (c) $Y_{F_{0,90}}$, (d) $Y_{F_{0,99}}$





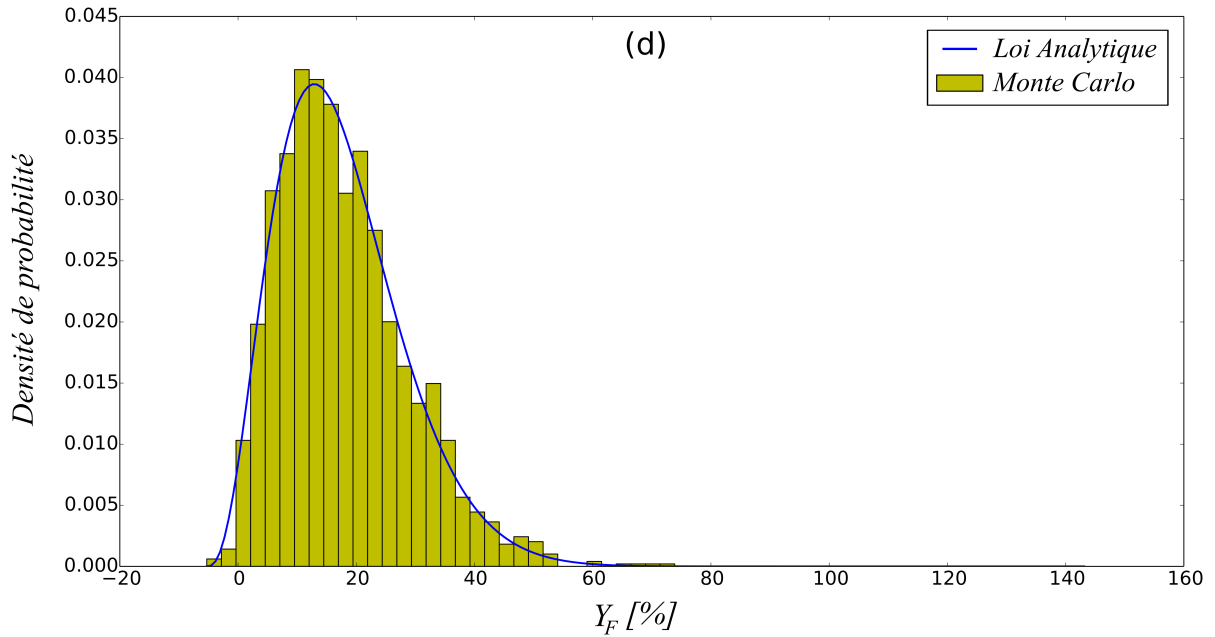


Figure VI.8 : Résultats de la propagation d'incertitude avec 1500 itérations:
 (a) $T = 0$, (b) $T = 0.1\text{mm}$, (c) $T = 0.2\text{mm}$, (d) $T = 0.3\text{mm}$

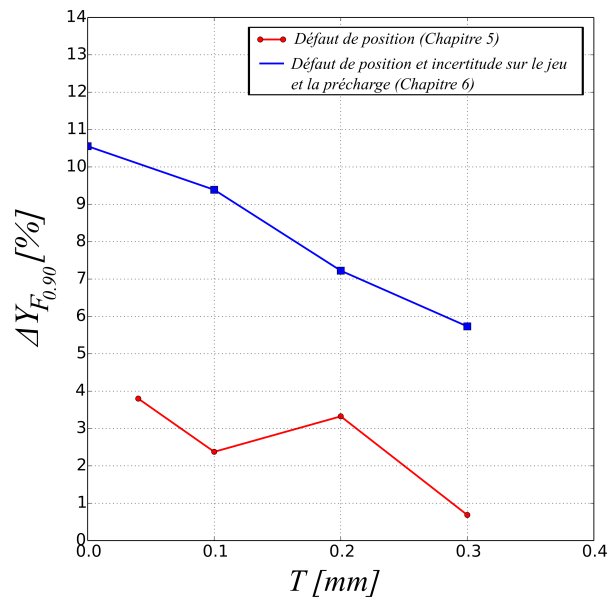


Figure VI.9 : Evolution de $\Delta Y_{F_{0,90}}$ en fonction de l'IT en considérant uniquement les défauts de position et en propageant les défauts de position, les incertitudes sur le jeu et les incertitudes sur la précharge

VI.3.2. Etablissement du méta-modèle

Les résultats de la propagation des 4 IT sur le défaut de position considérés, présentés sur la Figure VI.10, montre une évolution monotone non-linéaire de l'IT en fonction de l'IPM

pour les deux niveaux de fiabilité étudiés. Nous constatons aussi que la présence des variabilités sur le jeu et la précharge augmente l'IPM même en absence de défauts de position. La diminution du rapport T/Y_F en fonction de Y_F montre que l'amplitude du défaut a un effet de plus en plus néfaste sur la tenue de l'assemblage lorsque des incertitudes sur le jeu et sur la précharge sont prises en compte dans l'analyse fiabiliste.

Une fonction logarithmique avec 2 paramètres a_r et λ_r dépendant de la fiabilité est utilisée pour modéliser la relation entre l'IT et l'IPM :

$$T = \Phi_r(Y_F) = a_r \text{Ln}(Y_F^{\lambda_r}) \quad (\text{VI-7})$$

Cette fonction permet de prendre en compte la monotonie et la non-linéarité de la relation tout en ayant un nombre raisonnable de paramètres à identifier. L'application de l'approche de propagation des incertitudes sur deux IT peuvent suffire pour identifier les paramètres a_r et λ_r du méta-modèle.

Dans ce cas d'étude, les paramètres du méta-modèle de tolérancement sont identifiés avec la méthode des moindres carrés à partir des résultats de la propagation des 4 distributions de l'amplitude du défaut de position (cf. Tableau VI-1). La Figure VI.10 montre une bonne modélisation de la relation entre l'IT et l'IPM par le méta-modèle établi.

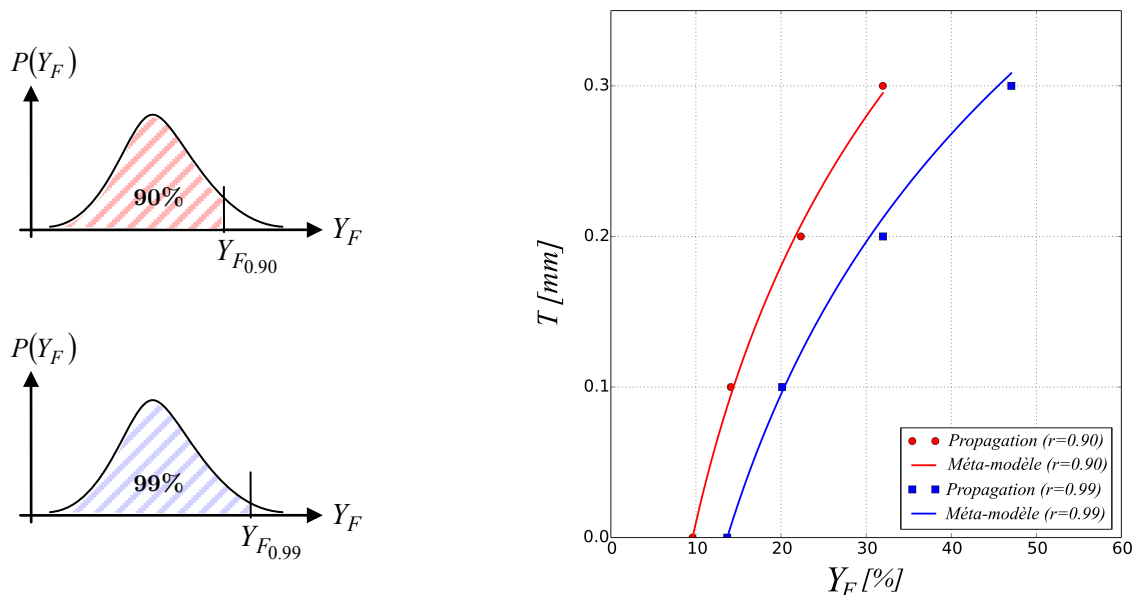


Figure VI.10 : Comparaison des résultats issus d'une propagation et du méta-modèle proposé pour deux niveaux de fiabilité ($r=0.90$ et $r=0.99$)

r=0.90		r=0.99	
a_r	λ_r	a_r	λ_r
4.602	0.048	1.562	0.116

Tableau VI-1 : Paramètres du méta-modèle de tolérancement pour deux niveaux de fiabilité
($r=0.90$ et $r=0.99$)

VI.4.Intégration de la démarche de tolérancement dans un processus de conception

Une démarche générale visant l'intégration de la démarche de tolérancement proposée dans un processus de conception est établie. Le but à travers cette démarche est de pouvoir définir un IT sur un paramètre de conception qui satisfait au mieux les exigences fonctionnelles et la capabilité du procédé de mise en œuvre. Le synoptique de la démarche est présenté en Figure VI.11.

A partir du cahier des charges, un modèle de comportement déterministe de l'assemblage étudié est établi. Les valeurs nominales des paramètres de cet assemblage sont définies en intégrant une marge sur l'IPM par rapport à sa valeur admissible. Cette marge sera absorbée par l'effet des variabilités sur l'IPM. Mieux cette marge est choisie, moins le nombre d'itérations sera grand. Le choix de la valeur de la marge initiale lors de cette étape de pré-dimensionnement peut être basé sur l'expérience du concepteur ou sur les règles métier de conception des assemblages par fixation [Guillot97; Kulak87].

Le procédé de mise en œuvre représente la source principale des écarts sur les valeurs des paramètres de conception des assemblages obtenues par rapport à une configuration visée (défauts géométriques, défauts d'orientation des fibres, incertitudes sur la précharge...). En analysant les variabilités provoquées par le procédé, le concepteur peut alors faire un choix sur le paramètre incertain à tolérer et les paramètres incertains à prendre en compte lors de l'application de la démarche de tolérancement.

Une fois le paramètre incertain défini, un nombre déterminé de distributions de valeurs de ce paramètre est choisi. Ce nombre peut varier selon la précision et la richesse souhaitée sur le méta-modèle de tolérancement. Des distributions de valeurs des autres paramètres incertains retenus sont aussi définies. Les bornes (valeurs minimales et maximales) et le type des distributions (uniforme, normale...) associés aux paramètres incertains étudiés peuvent être définis à partir d'une analyse statistique des variabilités (mesures sur un lot de pièces) ou à partir des valeurs préconisées.

A l'issue de l'application de l'approche de tolérancement enrichie, qui combine un calcul stochastique avec la méthode de MC et l'application de l'approche pire-cas assurée par un AG, une loi analytique de densité de probabilité de l'IPM peut alors être identifiée pour chaque IT testé. En considérant le niveau de fiabilité exigé par le concepteur (r), un IPM associé à cette fiabilité est déterminé (Y_{F_r}). Des couples de valeur d'IPM et d'IT sont alors déterminés. A partir de l'analyse de l'évolution de l'IT en fonction de l'IPM, le concepteur peut établir un méta-modèle analytique qui relie les deux quantités. Un IT admissible (T_{adm}) peut ainsi être déterminé en considérant l'IPM admissible ($Y_{F_{adm}}$) défini par le cahier des charges.

Il est nécessaire par la suite de savoir si l'IT admissible obtenu à l'issue de la démarche de tolérancement peut être assuré par le procédé de mise en œuvre ou non. Pour cela, il suffit de comparer l'IT admissible (T_{adm}) calculé avec la capacité du procédé (T_{proc}). Si la différence des deux quantités est comprise entre zéro et une valeur faible ε , qui représente le critère de satisfaction de l'IT calculé vis-à-vis de la capacité du procédé, alors cet IT calculé peut être retenu. Dans le cas contraire, un redimensionnement de l'assemblage est nécessaire afin d'augmenter ou de diminuer l'IT admissible.

Si l'IT calculé est trop élevé par rapport à la précision du procédé, une diminution des marges sur l'IPM est envisageable. Cette opération vise à réduire les performances de l'assemblage en termes de tenue mécanique afin de profiter au mieux de la précision du procédé de mise en œuvre mis à disposition. En revanche, si l'IT est inférieur à la capacité du procédé, pour augmenter l'IT admissible il faut sur-dimensionner l'assemblage afin d'augmenter sa tenue mécanique.

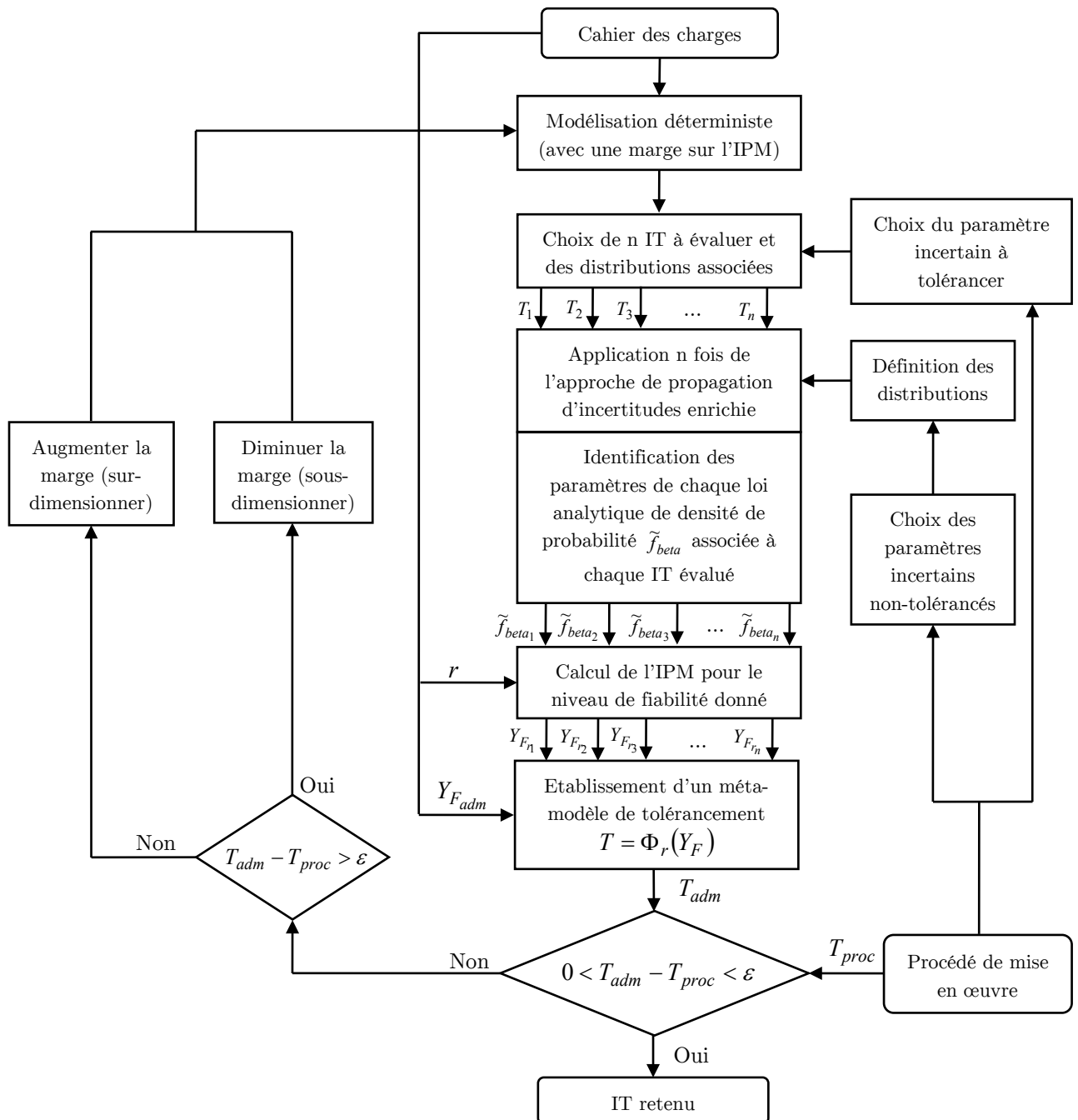


Figure VI.11 : Démarche de tolérancement d'un paramètre de conception dans un contexte incertain et intégration dans un processus de conception

VI.5. Conclusion

La démarche de tolérancement définie dans le chapitre V a été utilisée dans ce chapitre dans le but d'établir un méta-modèle de tolérancement d'un paramètre incertain. D'autres sources d'incertitudes différentes du paramètre incertain à tolérer ont été prises en compte

afin d'étendre le domaine de validité de la démarche proposée à des cas d'étude proches des problématiques industrielles.

Le cas étudié est un assemblage aluminium-composite à 4 fixations. Le paramètre incertain choisi pour être toléré est le défaut de position des alésages. Des incertitudes sur le jeu et la précharge ont été introduites afin d'étudier leurs effets sur la relation entre l'IT et l'IPM. L'évaluation de 4 IT a permis d'établir un méta-modèle basé sur une fonction à 2 paramètres.

Vu la simplicité de sa mise en œuvre, une intégration de la démarche de tolérancement proposée dans un processus de conception est proposée. La démarche générale de conception permettra de prendre en compte la capabilité du procédé pour le choix de l'IT admissible afin d'assurer la tenue mécanique souhaitée de l'assemblage.

Conclusion

Des écarts entre les propriétés visées et les propriétés obtenues après la mise en œuvre d'un assemblage de structures se produisent de manière systématique. Ces variabilités conduisent à une modification significative du comportement durant son fonctionnement et par conséquent à une baisse de la performance de l'assemblage par rapport à la performance visée. La maîtrise de la fiabilité des assemblages repose sur la prise en compte de ces variabilités dans le processus de dimensionnement.

Le comportement des assemblages métal-composite par fixation est difficile à prédire de par la complexité des phénomènes physiques induits. Pour développer une approche fiabiliste de dimensionnement, il faut mettre en place un modèle de comportement suffisamment riche pour pouvoir évaluer avec précision l'effet des paramètres influents. Le temps de calcul est donc l'une des principales difficultés dans l'analyse de l'effet des variabilités sur le comportement des assemblages métal-composite par fixation. Une démarche, très courante dans la littérature, consiste à construire des méta-modèles de comportement et de les utiliser pour la propagation des incertitudes. Cette démarche permet de se passer des modèles numériques riches et très coûteux en temps de calcul. Cependant, ces méta-modèles sont construits sur un nombre limité de simulations et de grandeurs de sortie. Les aspects physiques du problème étudié sont donc masqués ce qui rend l'analyse de leurs domaines de validité difficile.

Dans ce travail, nous avons choisi de garder une modélisation explicite des phénomènes physiques. La stratégie retenue pour réduire le temps de calcul vise plutôt la richesse des modèles éléments finis 3-D classiques. Un modèle éléments finis réduit est construit en combinant un modèle de fixation à base de surfaces rigides connectées (MCRS) et des éléments finis plaque 3-D.

La construction du modèle réduit de fixation a nécessité une étude du comportement d'une fixation au cours d'un chargement en cisaillement appliqué à un assemblage. Une démarche d'identification des raideurs équivalentes a été proposée. Une comparaison du comportement global de l'assemblage et à l'échelle du matériau entre un modèle d'assemblage maillé entièrement avec des éléments solide 3-D et un modèle utilisant des éléments solide 3-D pour les substrats et le modèle MCRS de fixation a permis de valider le modèle réduit de fixation proposé. Cette première étape qui vise le remplacement des éléments solide 3-D des fixations par le modèle MCRS de fixation a conduit à une réduction du temps de calcul d'environ 30%.

La deuxième étape dans la construction du modèle final de comportement des assemblages multi-matériaux par fixation consistait à utiliser des éléments plaque 3-D pour mailler les substrats au lieu des éléments solide 3-D. Ces éléments de remplacement sont choisis pour leur caractéristique géométrique et cinématique particulière. En effet, l'élément plaque 3-D permet de bénéficier à la fois de la géométrie tridimensionnelle des éléments solide 3-D et de la formulation des éléments plaque conventionnels. La combinaison de ce type d'élément avec le modèle MCRS de fixation a donc permis de modéliser explicitement le contact entre la fixation et les alésages des substrats. Ce modèle rend possible la prise en compte des phénomènes prépondérants dans le comportement des assemblages (précharge, jeu, frottement, défauts géométriques ...) avec un coût de calcul réduit. Une démarche de validation numérique et expérimentale a été nécessaire pour évaluer les performances du modèle réduit. Des essais expérimentaux de caractérisation ont été réalisés afin de pouvoir introduire dans le modèle les propriétés et les paramètres essentiels pilotant le comportement des assemblages par fixation comme notamment les propriétés des matériaux, la précharge appliquée ou les coefficients de frottement. La validation repose sur la comparaison des résultats entre d'une part des essais expérimentaux et le modèle 3-D et d'autre part le modèle réduit. La base physique forte retenue pour la modélisation proposée permet de réaliser cette validation sur des grandeurs mécaniques pertinentes traduisant l'effet des variabilités sur le comportement de l'assemblage. Par ailleurs, cette approche permet de réduire le temps de calcul d'environ 80% par rapport à un modèle constitué uniquement d'éléments 3-D.

Le modèle réduit d'assemblage a été utilisé par la suite pour propager des incertitudes liées aux paramètres de mise en œuvre des assemblages. Une approche de propagation des incertitudes adaptée à un dimensionnement probabiliste a été établie. Cette approche est basée sur un calcul stochastique utilisant la méthode de Monte Carlo et la recherche des pire-cas en se basant sur un Algorithme Génétique. Le résultat de la propagation est formalisé sous la forme d'une loi analytique de densité de probabilité de la quantité d'intérêt de sortie. Cette approche permet de fournir une estimation précise de la quantité d'intérêt pour tout niveau de fiabilité souhaité.

Afin d'illustrer son fonctionnement, la démarche de tolérancement a été appliquée sur une configuration d'assemblage métal-composite à 4 fixations. Le paramètre incertain à tolérer est le défaut de position des alésages. Un Indicateur de Performance Mécanique (IPM), défini par la charge maximale transmise par les fixations, est retenu comme quantité d'intérêt pour le choix de l'Intervalle de Tolérance (IT). En appliquant l'approche de propagation enrichie sur un nombre limité de distributions d'un paramètre incertain, il est possible d'établir un

méta-modèle qui permet de relier analytiquement l'IT du paramètre incertain étudié à l'IPM. Pour le cas étudié dans ce travail, la relation entre l'IT et l'IPM est linéaire. Une seule propagation des valeurs des amplitudes des défauts de position suffit alors pour identifier l'unique paramètre du méta-modèle de tolérancement.

Dans la dernière partie de ce manuscrit, nous avons également montré que la démarche de tolérancement d'un paramètre incertain peut prendre en compte d'autres sources d'incertitudes présentes dans les assemblages par fixation. Etant donné que le jeu et la précharge influent de manière significative sur le comportement des assemblages multi-fixation, deux distributions figées de valeurs de ces deux paramètres incertains ont été propagées durant l'application de la démarche de tolérancement du défaut de position. Les résultats de la propagation des distributions correspondant à 4 amplitudes différentes du défaut de position incluant les incertitudes sur le jeu et la précharge a conduit à une relation non-linéaire entre l'IT et l'IPM. Une fonction logarithmique à 2 paramètres suffit alors pour définir le méta-modèle de tolérancement.

Grâce à la simplicité de sa mise en œuvre, il est désormais possible d'intégrer la démarche de tolérancement proposée dans un processus de conception afin de déduire les valeurs nominales des paramètres de conception et l'IT optimal sur le paramètre incertain étudié en un temps raisonnable. Cette démarche d'optimisation permet aussi de prendre en compte la capacité du procédé de mise en œuvre afin de pouvoir adapter l'IT admissible et les valeurs nominales des paramètres de conception à retenir.

Plusieurs perspectives peuvent être soulignées pour compléter certains aspects de ce travail. Ces perspectives concernent trois principaux aspects : la prise en compte des non-linéarités matériau dans le comportement de l'assemblage, l'amélioration de la précision du méta-modèle de tolérancement, l'extension de la démarche de tolérancement proposée à d'autres sources de variabilités et à l'étude de structures industrielles.

Dans ce travail le rôle du comportement non linéaire des matériaux n'a pas été pris en compte. Pour les cas de charge limite, un léger matage des alésages peut être toléré lors du dimensionnement des assemblages. La perte de raideur locale en bord de trou engendrée par cet endommagement permet de redistribuer les charges entre les fixations. Ainsi, l'effet néfaste de certaines variabilités introduites par les défauts de position, les jeux ou la précharge sur la distribution des charges peut être limité. Les travaux menés au Laboratoire sur la modélisation du matage dans les composites stratifiés pourront être exploités dans ce cadre [Bois13; Le Goff13; Lecomte14]. Cependant l'intégration de ce phénomène dans le modèle de comportement des matériaux des substrats engendrerait une augmentation

considérable du temps de calcul vu la non-linéarité du phénomène et la complexité des mécanismes pour les matériaux composites. Une solution envisageable pour modéliser l'effet de l'endommagement par matage à moindre coût serait d'intégrer cette perte de raideur dans la définition des raideurs des connecteurs du modèle MCRS de fixation. La difficulté résiderait alors dans l'identification de la relation entre l'effort transmis par la fixation et les paramètres qui pilotent la perte de la raideur des connecteurs.

Concernant la construction du méta-modèle de tolérancement, nous avons observé les limites de la loi analytique de densité de probabilité choisie lorsque plusieurs paramètres incertains ont été considérés lors de la propagation d'incertitudes. Pour avoir une meilleure représentation de la distribution réelle, il semble nécessaire d'enrichir la fonction afin d'obtenir des résultats plus précis pour les niveaux de fiabilités élevés ($\geq 90\%$). Des formes analytiques, plus génériques, à base de points de contrôle (courbe de Bézier, B-spline...), identifiées sur la zone d'intérêt pour le calcul des fiabilités élevées semblent de bon candidats. L'objectif est de conserver des lois à peu de paramètres (2 à 10 maximum par exemple) pour maîtriser les temps de calcul.

Par ailleurs, il est intéressant d'étendre le domaine de validité de la démarche de tolérancement proposée à d'autres sources de variabilité. Globalement, les sources de variabilité dans les assemblages par fixation peuvent être classées en 5 catégories :

- La géométrie (liée au procédé de fabrication) : Principalement les défauts géométriques
- Les propriétés des matériaux et des interfaces (liées à la caractérisation et aux procédés de mise en œuvre) : Incertitudes sur les paramètres des lois de comportement des matériaux et des interfaces de contact
- Les paramètres de montage des fixations (liés au procédé d'assemblage) : Incertitudes sur la précharge axiale initiale appliquée aux fixations
- Le chargement appliqué / les conditions limites : Incertitudes sur les profils de chargement (amplitude des forces, distribution spatiale, variation au cours du temps...)
- La modélisation : Véracité des hypothèses des lois de calcul de structures, d'interface ou de comportement des matériaux, erreur numérique...

La problématique de l'assemblage des pièces flexibles avec défauts de forme est très courante dans l'industrie. Pour les assemblages par fixation, les défauts de forme des surfaces de recouvrement engendrent des efforts supplémentaires et variables lors de la pose des fixations. Une partie du serrage est utilisé pour conformer les pièces avant d'introduire la

pression de contact entre les pièces. Ce phénomène engendre des variabilités sur les efforts de glissement et sur la flexion secondaire. Pour les assemblages par collage, les défauts de forme des surfaces de recouvrement peuvent engendrer des contraintes résiduelles de pelage si les pièces sont conformées avec un outillage pendant le durcissement de l'adhésif ou des variations d'épaisseur de joint de colle dans le cas contraire. Comme pour les autres sources de variabilité engendrées par les procédés, il s'agit de quantifier l'effet des défauts de forme sur la tenue de l'assemblage afin de déterminer un intervalle de tolérance admissible ou d'orienter l'industriel vers une amélioration des procédés de fabrication, de pose des fixations ou d'encollage. Les outils et la démarche proposés dans ce manuscrit sont tout à fait compatibles avec cet objectif. En effet, la prise en compte du contact de manière explicite dans le modèle réduit permet de modéliser le comportement des pièces déformées durant la phase de serrage des fixations.

Dans le cas des assemblages de pièces en composite stratifié, les défauts d'orientation des fibres sont également des sources de variabilités engendrées par la mise en œuvre. Il en est de même pour les paramètres définissant les lois de contact. De par la formulation du modèle réduit (éléments plaque stratifié pour les pièces composites, modélisation explicite du contact), ces variabilités peuvent être directement propagées. Concernant les variabilités engendrées par les taux volumiques de fibres ou de porosités, des modèles micromécaniques reliant les propriétés élastiques à l'échelle des plis et les propriétés à l'échelle des constituants (fibre et matrice) peuvent être utilisés pour alimenter le comportement des pièces composites dans le modèle réduit. Il est même envisageable de coupler le modèle de comportement de tenue en service avec un modèle de simulation du procédé afin d'intégrer directement les sources de variabilité sur les paramètres pilotant le procédé.

L'étude de structures réelles de grandes dimensions comportant des dizaines ou centaines de fixations et l'introduction de nombreux paramètres incertains pose la question de la précision de la propagation de l'incertitude vis-à-vis du temps de calcul. Dans ce cas, la mise en place d'un méta-modèle de comportement ou/et de propagation peut être une solution efficace pour maîtriser le temps de calcul. Vu sa capacité à évaluer un grand nombre de configurations en un temps raisonnable et avec une richesse physique forte, le modèle d'assemblage réduit proposé dans ce travail pourrait être utilisé pour enrichir le méta-modèle.

Par ailleurs, l'introduction de plusieurs paramètres incertains insuffle l'envie d'en tolérer plusieurs à travers une même démarche. Dans ce cas, le méta-modèle de tolérancement comporterait plusieurs grandeurs de sortie définissant un domaine des intervalles de tolérance compatibles avec la fiabilité et la performance visée. Des informations

permettant de comparer les coûts associés à chaque intervalle de tolérance permettraient alors de finaliser le tolérancement.

Bibliographie

Abaqus (2012)

Abaqus 6.12 Analysis User's Manual, Simulia

Alkatan F., Stephan P., Daidié A., Guillot J. (2007)

“Equivalent axial stiffness of various components in bolted joints subjected to axial loading,” *Finite Elem. Anal. Des.*, vol. 43, no. 8, pp. 589–598

Baracchini P. (2016)

“Méthodologie de conception de matériaux architecturés : application au packaging de l'électronique embarquée,” Thèse de l'Université de Bordeaux

Benhaddou T. et al. (2014)

“Pre-tensioning effect on fatigue life of bolted shear joints,” *Aerosp. Sci. Technol.*, vol. 36, pp. 36–43

Bérot M. (2009)

“Modélisation simplifiée d'assemblages par éléments équivalents,” Thèse de l'Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris

Bérot M., Malrieu J., Bay F. (2014)

“An innovative strategy to create equivalent elements for modelling assembly points in joined structures,” *Eng. Comput. Swans. Wales*, vol. 31, no. 3, pp. 453–466

Bodjona K., Lessard L. (2015a)

“Load sharing in single-lap bonded/bolted composite joints. Part II: Global sensitivity analysis,” *Compos. Struct.*, vol. 129, pp. 276–283

Bodjona K., Raju K., Lim G.-H., Lessard L. (2015b)

“Load sharing in single-lap bonded/bolted composite joints. Part I: Model development and validation,” *Compos. Struct.*, vol. 129, pp. 268–275

Bois C., Wargnier H., Wahl J.-C., Le Goff E. (2013)

“An analytical model for the strength prediction of hybrid (bolted/bonded) composite joints,” *Compos. Struct.*, vol. 97, no. 0, pp. 252–260

Bruyère J. (2006)

“Contribution à l'optimisation de la conception des engrenages coniques à denture droite: Analyse et synthèse de la géométrie et des tolérances,” Thèse de l'ENSAM, Metz

Bruyère J., Dantan J.-Y., Bigot R., Martin P. (2007)

“Statistical tolerance analysis of bevel gear by tooth contact analysis and Monte Carlo simulation,” *Mech. Mach. Theory*, vol. 42, no. 10, pp. 1326–1351

Bucas S. (2015)

“Évaluation de la fiabilité des éléments de charpente de grues à tour,” Thèse de l'Université Blaise Pascal - IFMA

- Caccese V., Berube K. A., Fernandez M., Daniel Melo J., Kabche J. P. (2009)**
“Influence of stress relaxation on clamp-up force in hybrid composite-to-metal bolted joints,” *Compos. Struct.*, vol. 89, no. 2, pp. 285–293
- Camanho P. P., Matthews F. L. (1997)**
“Stress analysis and strength prediction of mechanically fastened joints in FRP: a review,” *Compos. Part Appl. Sci. Manuf.*, vol. 28, no. 6, pp. 529–547
- Camanho P. P., Matthews F. L. (1999)**
“A Progressive Damage Model for Mechanically Fastened Joints in Composite Laminates,” *J. Compos. Mater.*, vol. 33, no. 24, pp. 2248–2280
- Camanho P. P., Erçin G. H., Catalanotti G., Mahdi S., Linde P. (2012)**
“A finite fracture mechanics model for the prediction of the open-hole strength of composite laminates,” *Compos. Part Appl. Sci. Manuf.*, vol. 43, no. 8, pp. 1219–1225
- Camelio J., Hu S. J., Ceglarek D. (2003)**
“Modeling Variation Propagation of Multi-Station Assembly Systems with Compliant Parts,” *J. Mech. Des. Trans. ASME*, vol. 125, no. 4, pp. 673–681
- Catalanotti G., Camanho P. P. (2013)**
“A semi-analytical method to predict net-tension failure of mechanically fastened joints in composite laminates,” *Compos. Sci. Technol.*, vol. 76, pp. 69–76
- Chakherlou T. N., Vogwell J. (2003)**
“The effect of cold expansion on improving the fatigue life of fastener holes,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 10, no. 1, pp. 13–24
- Chen W.-H., Lee S.-S., Yeh J.-T. (1995)**
“Three-dimensional contact stress analysis of a composite laminate with bolted joint,” *Compos. Struct.*, vol. 30, no. 3, pp. 287–297
- Chérif M., Bois C., Landon Y. (2014)**
“Rôle des défauts de perçage sur le comportement en matage des composites stratifiés sous sollicitation de fatigue,” *Rev. Compos. Matér. Avancés*, vol. 24, no. 4, pp. 423–434
- Chutima S., Blackie A. P. (1996)**
“Effect of pitch distance, row spacing, end distance and bolt diameter on multi-fastened composite joints,” *Compos. Part Appl. Sci. Manuf.*, vol. 27, no. 2, pp. 105–110
- Dantan J.-Y., Qureshi A.-J. (2009)**
“Worst-case and statistical tolerance analysis based on quantified constraint satisfaction problems and Monte Carlo simulation,” *Comput.-Aided Des.*, vol. 41, no. 1, pp. 1–12
- Egan B., McCarthy M. A., Frizzell R. M., Gray P. J., McCarthy C. T. (2014)**
“Modelling bearing failure in countersunk composite joints under quasi-static loading using 3D explicit finite element analysis,” *Compos. Struct.*, vol. 108, no. 1, pp. 963–977

Ekh J., Schön J. (2005a)

“Effect of secondary bending on strength prediction of composite, single shear lap joints,” *Compos. Sci. Technol.*, vol. 65, no. 6, pp. 953–965

Ekh J., Schön J., Melin L. G. (2005b)

“Secondary bending in multi fastener, composite-to-aluminium single shear lap joints,” *Compos. Part B Eng.*, vol. 36, no. 3, pp. 195–208

Ekh J. (2006)

“Multi-fastener single-lap joints in composite structures,” Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden

Ekh J., Schön J. (2008)

“Finite element modeling and optimization of load transfer in multi-fastener joints using structural elements,” *Compos. Struct.*, vol. 82, no. 2, pp. 245–256

Ekh J., Schön J., Zenkert D. (2013)

“Simple and efficient prediction of bearing failure in single shear, composite lap joints,” *Compos. Struct.*, vol. 105, pp. 35–44

European Aviation Safety Agency (2015)

“Certification Specifications and Acceptable Means of Compliance for Large Aeroplanes CS-25.”

Ferjaoui A., Yue T., Abdel Wahab M., Hojjati-Talemi R. (2015)

“Prediction of fretting fatigue crack initiation in double lap bolted joint using Continuum Damage Mechanics,” *Int. J. Fatigue*, vol. 73, pp. 66–76

Forouraghi B. (2002)

“Worst-Case Tolerance Design and Quality Assurance via Genetic Algorithms,” *J. Optim. Theory Appl.*, vol. 113, no. 2, pp. 251–268

Fukuoka T., Takaki T. (2004)

“Elastic Plastic Finite Element Analysis of Bolted Joint During Tightening Process,” *J. Mech. Des.*, vol. 125, no. 4, pp. 823–830

Gayton N. (2012)

“Méthodes probabilistes pour la conception mécanique: Application à la fatigue des structures et à l’analyse des tolérances,” HDR de l’IFMA, Institut Pascal

Ghanem R. G., Spanos P. D. (1991)

“Stochastic Finite Element Method: Response Representation,” in *Stochastic Finite Elements: A Spectral Approach*, Springer New York, pp. 67–99

Godin J.-P., Scheuch F., Baker R. (2015)

“Mesure par ultrason et Vis instrumentées de la Tension de Serrage des Assemblages Vissés,” presented at the Colloque Supméca 2015 - Les Assemblages Mécaniques

Le Goff E. (2013)

“Etude des transferts de charges dans les alésages composites, application aux renforcements par bague frettée collée,” Thèse de l’Université Bordeaux

Gohorianu G. (2008)

“Interaction entre les défauts d’usinage et la tenue en matage d’assemblages boulonnés en carbone/époxy,” Thèse de l’Université Toulouse III

Gray P. J., McCarthy C. T. (2010a)

“A global bolted joint model for finite element analysis of load distributions in multi-bolt composite joints,” *Compos. Part B Eng.*, vol. 41, no. 4, pp. 317–325

Gray P. J., McCarthy C. T. (2010b)

“A global bolted joint model for finite element analysis of load distributions in multi-bolt composite joints,” *Compos. Part B Eng.*, vol. 41, no. 4, pp. 317–325

Gray P. J., McCarthy C. T. (2011)

“A highly efficient user-defined finite element for load distribution analysis of large-scale bolted composite structures,” *Compos. Sci. Technol.*, vol. 71, no. 12, pp. 1517–1527

Gray P. J., McCarthy C. T. (2012)

“An analytical model for the prediction of through-the-thickness stiffness in tension-loaded composite bolted joints,” *Compos. Struct.*, vol. 94, no. 8, pp. 2450–2459

Greenwood W. H., Chase K. W. (1988)

“Worst Case Tolerance Analysis with Nonlinear Problems,” *J. Eng. Ind.*, vol. 110, no. 3, pp. 232–235

Grierson D. E., Pak W. H. (1993)

“Optimal sizing, geometrical and topological design using a genetic algorithm,” *Struct. Optim.*, vol. 6, no. 3, pp. 151–159

Grover H. J. (1966)

Fatigue of aircraft structures Battelle Memorial Institute

Guillot J. (1997)

“Assemblage par Eléments Filetés; Modélisation et Calculs,” vol. Tome 1, Techniques de l’ingénieur, pp. 1–56

Hart-Smith L. J. (2004)

“Bolted joint analysis for composite structures,” in *Joining and Repair of Composites Structures*, Kansas City, MO

Herrington P. D., Sabbaghian M. (1991)

“Factors affecting the friction coefficients between metallic washers and composite surfaces,” *Composites*, vol. 22, no. 6, pp. 418–424

Hochard C., Lahellec N., Bordreuil C. (2007)

“A ply scale non-local fibre rupture criterion for CFRP woven ply laminated structures,” *Compos Struct*, vol. 80, no. 3, pp. 321–326

Holst T., Pulliam T. (2001)

“Aerodynamic shape optimization using a real-number-encoded genetic algorithm,” in *19th AIAA Applied Aerodynamics Conference*, American Institute of Aeronautics and Astronautics

Huth H. (1986)

“Influence of fastener flexibility on the prediction of load transfer and fatigue life for multiple-row joints.,” in *ASTM Special Technical Publication*, Charleston, SC, USA, pp. 221–250

Hyer M. W., Klang E. C., Cooper D. E. (1987)

“The Effects of Pin Elasticity, Clearance, and Friction on the Stresses in a Pin-Loaded Orthotropic Plate,” *J. Compos. Mater.*, vol. 21, no. 3, pp. 190–206

Ingvar Eriksson L. (1986)

“Contact stresses in bolted joints of composite laminates,” *Compos. Struct.*, vol. 6, no. 1–3, pp. 57–75

Ireman T. (1998)

“Three-dimensional stress analysis of bolted single-lap composite joints,” *Compos. Struct.*, vol. 43, no. 3, pp. 195–216

Ireman T., Ranvik T., Eriksson I. (2000)

“On damage development in mechanically fastened composite laminates,” *Compos. Struct.*, vol. 49, no. 2, pp. 151–171

Irisarri F.-X. (2009)

“Stratégies de calcul pour l’optimisation multiobjectif des structures composites,” Thèse de l’Université Paul Sabatier, Toulouse

Irisarri F.-X., Laurin F., Carrere N., Maire J.-F. (2012a)

“Progressive damage and failure of mechanically fastened joints in CFRP laminates - Part I: Refined Finite Element modelling of single-fastener joints,” *Compos. Struct.*, vol. 94, no. 8, pp. 2269–2277

Irisarri F.-X., Laurin F., Carrere N., Maire J.-F. (2012b)

“Progressive damage and failure of mechanically fastened joints in CFRP laminates - Part II: Failure prediction of an industrial junction,” *Compos. Struct.*, vol. 94, no. 8, pp. 2278–2284

ISO 1101 (2012)

“Geometrical product specifications (GPS) — Geometrical tolerancing — Tolerances of form, orientation, location and run-out”

Kapidžić Z., Nilsson L., Ansell H. (2014)

“Finite element modeling of mechanically fastened composite-aluminum joints in aircraft structures,” *Compos. Struct.*, vol. 109, pp. 198–210

Kilickap E. (2010)

“Optimization of cutting parameters on delamination based on Taguchi method during drilling of GFRP composite,” *Expert Syst. Appl.*, vol. 37, no. 8, pp. 6116–6122

Kim J., Yoon J.-C., Kang B.-S. (2007)

“Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints,” *Appl. Math. Model.*, vol. 31, no. 5, pp. 895–911

- Kishima T., Katsuno T., Kobayashi K., Hino S.-I., Nishizaki I. (2010)**
“Relaxation behavior of clamping force in bolted joints of pultruded GFRP laminates,” *Zair. Soc. Mater. Sci. Jpn.*, vol. 59, no. 7, pp. 540–545
- Kostreva K. M. (2003)**
“Torque Limit for Bolted Joint For Composites. Part B; Experimentation”, NASA Marshall Space Flight Center The University Of Alabama
- Krishnapillai K., Jones R. (2009)**
“Three-dimensional structural design optimisation based on fatigue implementing a genetic algorithm and a non-similitude crack growth law,” *Finite Elem. Anal. Des.*, vol. 45, no. 2, pp. 132–146
- Kulak G. L., Fisher J. W., Struik J. H. A. (1987)**
Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints, American Institute of Steel Construction, Inc. One East Wacker Drive, Suite 3100, Chicago, IL 60601
- Lachaud F., Piquet R., Collombet F., Surcin L. (2001)**
“Drilling of composite structures,” *Compos. Struct.*, vol. 52, no. 3–4, pp. 511–516
- Landon Y., Cherif M. (2013)**
“Characterization of the surface quality of holes drilled in CFRP laminates,” *Solid State Phenom.*, vol. 201, pp. 107–116
- Laurent L. (2013)**
“Stratégie multiparamétrique et métamodèles pour l’optimisation multiniveaux de structures,” Thèse de l’ENS Cachan
- Lawlor V. P., McCarthy M. A., Stanley W. F. (2005)**
“An experimental study of bolt-hole clearance effects in double-lap, multi-bolt composite joints,” *Compos. Struct.*, vol. 71, no. 2, pp. 176–190
- Lecomte J., Bois C., Wargnier H., Wahl J.-C. (2014)**
“An analytical model for the prediction of load distribution in multi-bolt composite joints including hole-location errors,” *Compos. Struct.*, vol. 117, pp. 354–361
- Lecomte J. (2016)**
“Etude du comportement d’assemblages hybrides métal-composite. Application à la conception de structures multi-matériaux,” Thèse de l’Université de Bordeaux
- Lehnhoff T., McKay M., Bellora V. (1992)**
“Member Stiffness and Bolt Spacing of Bolted Joints,” *Am. Soc. Mech. Eng. Press. Vessels Pip. Div.*
- Lehnhoff T. F., Ko K. I., McKay M. L. (1994)**
“Member Stiffness and Contact Pressure Distribution of Bolted Joints,” *J. Mech. Des.*, vol. 116, no. 2, pp. 550–557
- Lehnhoff T. F., Bunyard B. A. (2000)**
“Effects of Bolt Threads on the Stiffness of Bolted Joints,” *J. Press. Vessel Technol.*, vol. 123, no. 2, pp. 161–165

Liu S. C., Hu S. J. (1997)

“Variation Simulation for Deformable Sheet Metal Assemblies Using Finite Element Methods,” *J. Manuf. Sci. Eng.*, vol. 119, no. 3, pp. 368–374

Marshall I. H., Arnold W. S., Wood J., Mousley R. F. (1989)

“Observations on bolted connections in composite structures,” *Compos. Struct.*, vol. 13, no. 2, pp. 133–151

Matthews F. L., Roshan A. A., Phillips L. N. (1982)

“The bolt bearing strength of glass/carbon hybrid composites,” *Composites*, vol. 13, no. 3, pp. 225–227

Matthews F. L., Wong C. M., Chryssafitis S. (1982)

“Stress distribution around a single bolt in fibre-reinforced plastic,” *Composites*, vol. 13, no. 3, pp. 316–322

McCarthy C. T., McCarthy M. A. (2005a)

“Three-dimensional finite element analysis of single-bolt, single-lap composite bolted joints: Part II—effects of bolt-hole clearance,” *Compos. Struct.*, vol. 71, no. 2, pp. 159–175

McCarthy C. T., McCarthy M. A., Lawlor V. P. (2005b)

“Progressive damage analysis of multi-bolt composite joints with variable bolt-hole clearances,” *Compos. Part B Eng.*, vol. 36, no. 4, pp. 290–305

McCarthy C. T., McCarthy M. A., Stanley W. F., Lawlor V. P. (2005c)

“Experiences with modeling friction in composite bolted joints,” *J. Compos. Mater.*, vol. 39, no. 21, pp. 1881–1908

McCarthy C. T., Gray P. J. (2011)

“An analytical model for the prediction of load distribution in highly torqued multi-bolt composite joints,” *Compos. Struct.*, vol. 93, no. 2, pp. 287–298

McCarthy M. A., McCarthy C. T., Lawlor V. P., Stanley W. F. (2005)

“Three-dimensional finite element analysis of single-bolt, single-lap composite bolted joints: Part I - Model development and validation,” *Compos. Struct.*, vol. 71, no. 2, pp. 140–158

McKay M. D., Beckman R. J., Conover W. J. (1979)

“A Comparison of Three Methods for Selecting Values of Input Variables in the Analysis of Output from a Computer Code,” *Technometrics*, vol. 21, no. 2, pp. 239–245

Metropolis N., Ulam S. (1949)

“The Monte Carlo Method,” *J. Am. Stat. Assoc.*, vol. 44, no. 247, pp. 335–341

Naceur H., Shiri S., Coutellier D., Batoz J. L. (2013)

“On the modeling and design of composite multilayered structures using solid-shell finite element model,” *Finite Elem. Anal. Des.*, vol. 70–71, pp. 1–14

- Omran O., Nguyen V.-D., Jaffal H., Marchand P., Coorevits P. (2013)**
“Modélisation d’un assemblage multi-matériaux par un élément équivalent,” *11e Colloq. Natl. En Calc. Struct.*
- Palanikumar K. (2011)**
“Experimental investigation and optimisation in drilling of GFRP composites,” *Measurement*, vol. 44, no. 10, pp. 2138–2148
- Parry T. V., Wronski A. S. (1982)**
“Kinking and compressive failure in uniaxially aligned carbon fibre composite tested under superposed hydrostatic pressure,” *J. Mater. Sci.*, vol. 17, no. 3, pp. 893–900
- Persson E., Madenci E., Eriksson I. (1998)**
“Delamination initiation of laminates with pin-loaded holes,” *Theor. Appl. Fract. Mech.*, vol. 30, no. 2, pp. 87–101
- Qu J., Blau P. J., Watkins T. R., Cavin O. B., Kulkarni N. S. (2005)**
“Friction and wear of titanium alloys sliding against metal, polymer, and ceramic counterfaces,” *Wear*, vol. 258, no. 9, pp. 1348–1356
- Qureshi A. J., Dantan J.-Y., Sabri V., Beaucaire P., Gayton N. (2012)**
“A statistical tolerance analysis approach for over-constrained mechanism based on optimization and Monte Carlo simulation,” *Comput.-Aided Des.*, vol. 44, no. 2, pp. 132–142
- Rajan S. D. (1995)**
“Sizing, shape, and topology design optimization of trusses using genetic algorithm,” *J. Struct. Eng. U. S.*, vol. 121, no. 10, pp. 1480–1487
- Le Riche R., Haftka R. T. (1995)**
“Improved genetic algorithm for minimum thickness composite laminate design,” *Compos. Eng.*, vol. 5, no. 2, pp. 143–161
- Roulet V., Champaney L., Boucard P.-A. (2011a)**
“A parallel strategy for the multiparametric analysis of structures with large contact and friction surfaces,” *Adv. Eng. Softw.*, vol. 42, no. 6, pp. 347–358
- Roulet V. (2011b)**
“Stratégie multiparamétrique pour la simulation d’assemblages de structures stratifiées,”
Thèse de l’ENS Cachan
- Roulet V., Boucard P.-A., Champaney L. (2013)**
“An efficient computational strategy for composite laminates assemblies including variability,” *Int. J. Solids Struct.*, vol. 50, no. 18, pp. 2749–2757
- Sardiñas R. Q., Reis P., Davim J. P. (2006)**
“Multi-objective optimization of cutting parameters for drilling laminate composite materials by using genetic algorithms,” *Compos. Sci. Technol.*, vol. 66, no. 15, pp. 3083–3088

Scholz F. (1999)

“Hole Alignment Tolerance Stacking Issues,” Mathematics and Computing Technology, Boeing Phantom Works, Seattle, WA

Schön J. (2004)

“Coefficient of friction for aluminum in contact with a carbon fiber epoxy composite,” *Tribol. Int.*, vol. 37, no. 5, pp. 395–404

Söderberg R., Wärmefjord K., Lindkvist L. (2015)

“Variation simulation of stress during assembly of composite parts,” *CIRP Ann. - Manuf. Technol.*, vol. 64, no. 1, pp. 17–20

Stricher A., Champany L., Thiebaut F., Fricero B., Chevassus N. (2012)

“Tolerance analysis of compliant assemblies using FEM simulations and modal description of shape defects,” presented at the ASME 2012 11th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, ESDA 2012, vol. 1, pp. 307–314

Stricher A. (2013)

“Tolérancement flexible d’Assemblages de grandes Structures aéronautiques,” Thèse de l’ENS Cachan

Sudret B. (2008)

“Global sensitivity analysis using polynomial chaos expansions,” *Reliab. Eng. Syst. Saf.*, vol. 93, no. 7, pp. 964–979

Swift T. (1971)

“Development of the Fail-safe Design Features of the DC-10,” in *Damage Tolerance in Aircraft Structures*, M. Rosenfeld, Ed. 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959: ASTM International, pp. 164–164–51

Tate M. B., Rosenfeld S. J. (1946)

“Preliminary Investigation of the loads carried by individual bolts in Bolted Joints,” *NACA*, Washington DC

Tate M. B., Rosenfeld S. J. (1947)

“Analytical and experimental investigation of bolted joints,” *NACA*, Washington, DC

VDI 2230 (2003)

“Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen Zylindrische Einschraubenverbindungen.”

Vogler T. J., Hsu S.-Y., Kyriakides S. (2000)

“Composite failure under combined compression and shear,” *Int. J. Solids Struct.*, vol. 37, no. 12, pp. 1765–1791

Wang H.-S., Hung C.-L., Chang F.-K. (1996)

“Bearing failure of bolted composite joints. Part I: Experimental characterization,” *J. Compos. Mater.*, vol. 30, no. 12, pp. 1284–1313

Weaver C. W., Williams J. G. (1975)

“Deformation of a carbon-epoxy composite under hydrostatic pressure,” *J. Mater. Sci.*, vol. 10, no. 8, pp. 1323–1333

Whitney J. M., Nuismer R. J. (1974)

“Stress Fracture Criteria for Laminated Composites Containing Stress Concentrations,” *J. Compos. Mater.*, vol. 8, no. 3, pp. 253–265

Whitworth H. A., Aluko O., Tomlinson N. A. (2008)

“Application of the point stress criterion to the failure of composite pinned joints,” *Eng. Fract. Mech.*, vol. 75, no. 7, pp. 1829–1839

Wileman J., Choudhury M., Green I. (1991)

“Computation of member stiffness in bolted connections,” *J. Mech. Des.*, vol. 113, no. 4, pp. 432–437

Zhao H. (1998)

“Stress concentration factors within bolt-nut connectors under elasto-plastic deformation,” *Int. J. Fatigue*, vol. 20, no. 9, pp. 651–659

Zhao Y. (2003)

“Torque Limit for Bolted Joint for Composites. Part A; TTTC Properties of Laminated Composites”, NASA Marshall Space Flight Center The University Of Alabama

Annexe 1 : Difficultés dans la modélisation du contact

A.1. Généralités sur le contact

Le contact est un problème physique souvent rencontré dans le calcul des assemblages mécaniques de pièces déformables. Les équations mathématiques induites sont généralement difficile à résoudre analytiquement à cause de la non-linéarité du comportement associé. Le passage par des modèles numériques est la seule issue pour approcher la solution exacte du problème.

Malgré la grande performance des solveurs actuels dans la résolution des problèmes non-linéaires, certaines règles et recommandation de mis en œuvre sont à appliquer afin de garantir une modélisation réaliste des phénomènes physiques dans l'assemblage par fixation tout en minimisant le temps de calcul.

Le contact est l'interaction mécanique de deux solides. Cette interaction apparait souvent sous deux formes :

- Contact Normal ou Unilatéral: C'est le type de contact qui permet d'empêcher l'interpénétration des solides. Sa loi de comportement pression normale de contact en fonction du déplacement relatif normal est une courbe bilinéaire. La pression de contact est nulle pour un déplacement relatif normal strictement positif et peu prendre n'importe quelle valeur pour un déplacement relatif normal nul comme montré sur la Figure A1.1a.
- Contact Tangentiel ou Frottant: C'est ce qui caractérise le glissement des surfaces de contact. Il est généralement modélisé par une loi de Coulomb comme montré sur la Figure A1.1b.

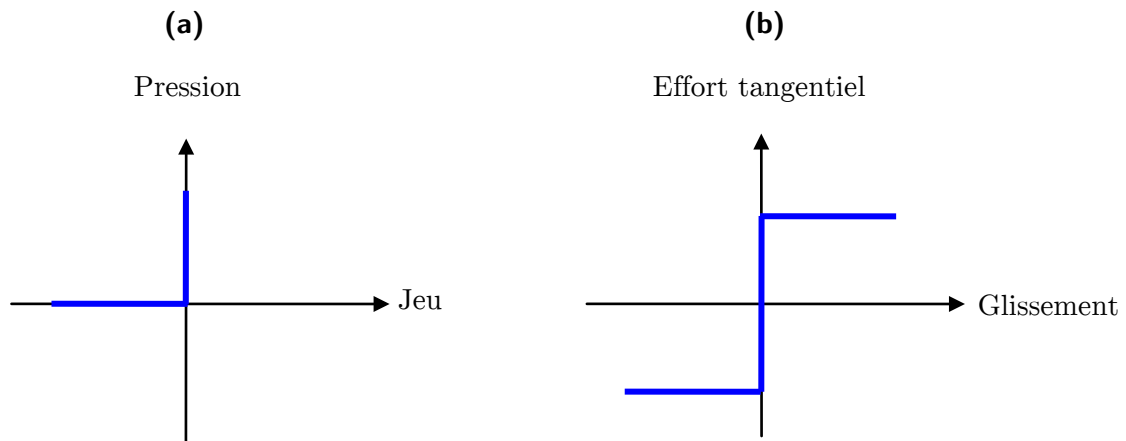


Figure A1.1 : Loi de comportement du contact : (a) Normal, (b) Tangentiel

A.2. Géométrie des surfaces de contact

La modélisation numérique du contact nécessite la définition d'une surface « Maître » et d'une surface « Esclave ». La surface maître est généralement choisie comme étant la plus rigide et avec le maillage le plus grossier des deux (cf. Figure A1.2). Les facettes de cette surface vont servir comme plan de projection des nœuds de la surface esclave.

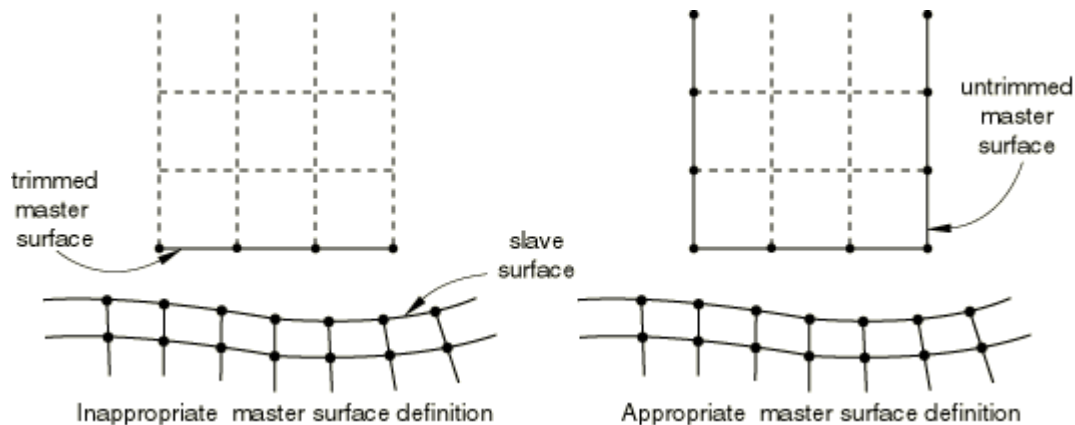


Figure A1.2 : Exemple d'extension de la surface maître [Abaqus12]

Cette règle s'applique donc dans notre modélisation du contact entre la tête de la fixation et le substrat dans le modèle MCRS. En effet, la surface fonctionnelle de la tête est un disque creux. Une surface cylindrique basée sur le périmètre extérieur du disque est ajoutée à la surface maître de contact comme montré sur la Figure A1.3.

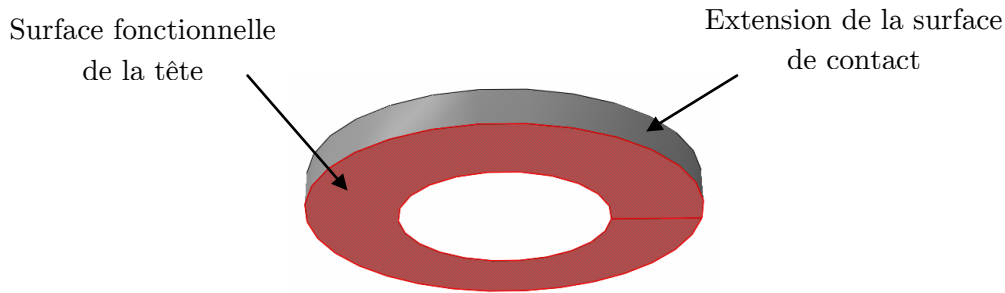


Figure A1.3 : Modélisation de la tête d'une fixation dans le modèle MCRS

Un deuxième problème concernant la surface rigide du fut est rencontré. A cause de la rotation du fut et de sa translation axiale au cours du chargement et vu la discontinuité matérielle entre le fut et la tête, il a été nécessaire de prolonger la surface du fut afin de garantir une mise en contact de tous les nœuds de l'alésage comme montré sur la Figure A1.4.

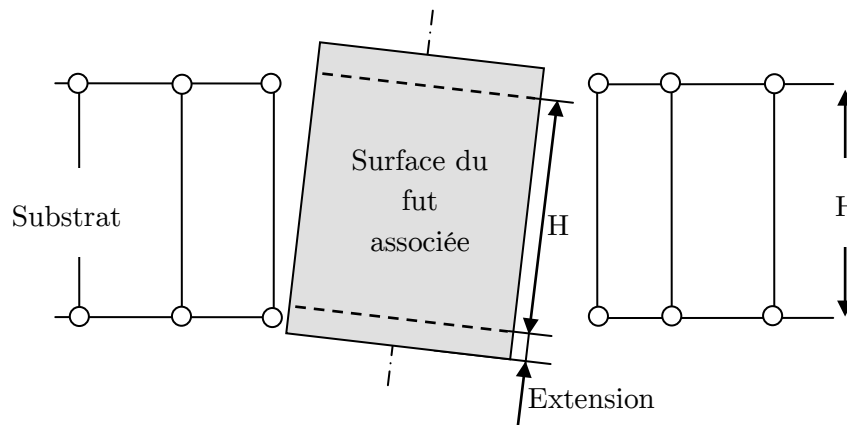


Figure A1.4 : Modélisation d'une surface rigide du fut dans le modèle MCRS

A.3. Contrôle du contact

A.3.1. Principe de stabilisation du contact

Des difficultés dans la convergence des calculs qui traitent des problèmes fortement non-linéaire comme le contact sont souvent rencontré. La non-linéarité du comportement du contact vient de la discontinuité matérielle. Ces problèmes de convergence s'accroissent dans des schémas de calcul en implicite et dans le cas de glissement importants des surfaces en contact tangentiel.

Il est par conséquent conseillé de contrôler le contact afin d'améliorer la convergence du calcul. Des solutions comme l'introduction d'une loi progressive pour le contact normal ou l'utilisation de coefficient de frottement élevé permettent de faire converger le calcul plus vite. Cependant ces techniques peuvent fausser les pressions de contact et les contraintes de cisaillement dans l'interface.

Une autre solution pour améliorer la convergence du calcul en stabilisant le contact. Cette technique consiste à introduire des efforts visqueux artificiels dans les équations d'équilibre. Cette raideur artificiel est pilotée par un facteur d'amortissement noté f_a .

A.3.2. Méthode de détermination du facteur d'amortissement

L'introduction des efforts visqueux apporte un dilemme dans le choix du coefficient d'amortissement. En effet, ce coefficient doit être suffisamment grand pour que ces efforts aient un effet sur l'équation d'équilibre et en même temps pas trop pour ne pas modifier significativement le comportement de l'assemblage.

Il n'existe actuellement pas une méthode analytique permettant de déterminer ce facteur d'amortissement. La méthode proposée par Abaqus [Abaqus12] consiste à comparer les énergies réelles et les énergies artificiels ou autrement-dit les contraintes de cisaillement réelle CSHEAR et les contraintes de cisaillement artificielles CDSHEAR. Il suffit par la suite de faire varier le facteur d'amortissement afin de rendre faible le ratio entre les deux quantités. Il est généralement recommandé d'assurer un ratio des moyennes des contraintes de frottement tangentiel artificielles et réelles ($\frac{CDSHEAR_MOY}{CSHEAR_MOY}$) inférieur à 1%. Il est aussi possible de juger si le facteur d'amortissement est correctement ajusté en comparant le comportement de l'assemblage durant la phase de glissement et les temps de calcul pour différentes valeurs du facteur d'amortissement.

A.3.3. Assemblage étudié

Le modèle utilisé pour l'étude de sensibilité du comportement de l'assemblage et la convergence du calcul vis-à-vis le facteur d'amortissement est le modèle 3-D (cf. Figure A1.5) qui a servi à l'identification des raideurs équivalentes dans le chapitre II.

Une loi sans interpénétration est utilisée pour modéliser le comportement normal du contact tandis qu'une loi de Coulomb de coefficient de frottement 0.1 est considérée pour le comportement tangentiel.

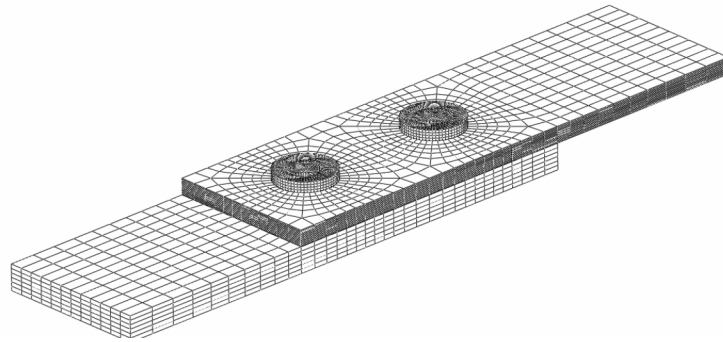


Figure A1.5 : Modèle éléments finis étudié

A.3.4. Résultats et discussion

Un modèle sans stabilisation du contact est considéré comme modèle de référence. Quatre autres modèles avec stabilisation et variation pour chacun du coefficient d'amortissement de 0.0001 à 1 sont considérés.

Les courbes de la Figure A1.6 montrent l'évolution de l'effort de réaction de l'assemblage en fonction du déplacement imposé pour chaque modèle testé. Pour des valeurs de f_a plus grandes que 0.1, les efforts résistant durant la phase de glissement sont nettement supérieur au niveau de l'effort de glissement observé sur le modèle sans stabilisation. Pour un facteur d'amortissement supérieur à 0.1, les efforts visqueux ne sont plus négligeables.

Une comparaison des critères de choix du facteur d'amortissement est présentée dans le Tableau A1.1. Pour les valeurs de 0.001 et 0.01, le comportement de l'assemblage durant la phase de glissement est similaire à celui sans la stabilisation. Le rapport $\frac{CDSHEAR_MOY}{CSHEAR_MOY}$ pour ces deux cas est nettement inférieur au ratio recommandé qui est de 1% comme montré sur le Tableau A1.1. En revanche, en comparant les temps de calcul et le nombre d'itération effectué avec des facteurs d'amortissement de 0.01 et 0.001, on remarque qu'un facteur de 0.001 semble ne pas de faire converger rapidement le calcul. Ce qui laisse dire que dans le cas étudié, 0.01 est la valeur optimale à introduire afin d'améliorer la convergence du calcul tout en respectant la physique du problème.

A noter que cette valeur optimale n'est valable que pour cette configuration d'assemblage. Dans le cas d'un changement dans les propriétés géométriques, matérielle ou celle du contact, le facteur d'amortissement optimal sera différent. Le même facteur d'amortissement de 0.01 est introduit dans le modèle MCRS et appliquée sur les différentes configurations d'assemblages testées. Les mêmes tendances en termes de comportement du contact et de la vitesse de convergence sont observées.

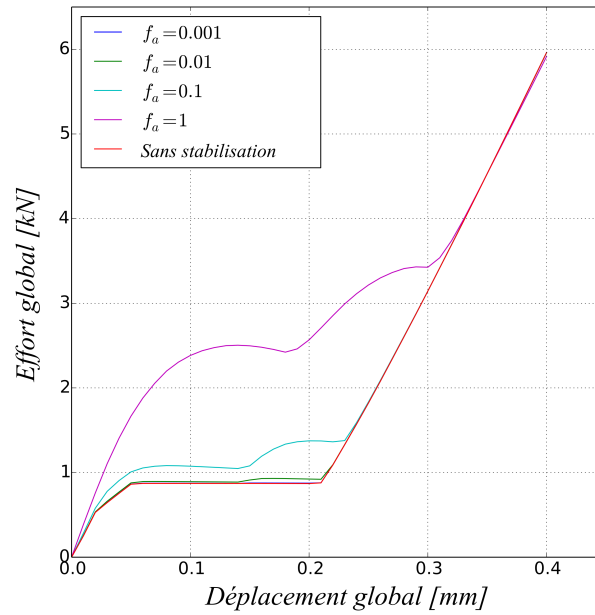


Figure A1.6 : Effet du facteur de stabilisation sur les efforts tangentiels de frottement

	f_a	$\frac{CDSHEAR_MOY}{CSHEAR_MOY}$	Nombre total d'itération	Temps de calcul CPU [s]	Gain en temps de calcul
Sans stabilisation	-	0	285	1393	-
Avec stabilisation	0.001	0.02 %	222	1277	8 %
	0.01	0.14 %	176	1106	20 %
	0.1	1.38 %	175	1105	20 %
	1	11.66 %	158	1027	26 %

Tableau A1.1 : Effet du facteur d'amortissement sur le comportement de l'assemblage et la convergence du calcul

Annexe 2 : Comportement des éléments plaque 3-D

A.1. Comportement de l'élément plaque 3-D

La difficulté qui a accompagné la modélisation d'un stratifié composite par un seul élément plaque 3-D dans l'épaisseur est l'incohérence entre le comportement cinématique tridimensionnel de l'élément et sa formulation basée sur la théorie des plaques. En effet, la présence de deux nœuds seulement ne permet pas de modéliser les gradients de déformations transverses (cf. Figure A2.1a) contrairement à l'utilisation d'un élément par pli (cf. Figure A2.1b). En se basant sur la théorie classique des stratifié, ce phénomène de « blocage » engendre une forte discontinuité des contraintes dans les interfaces des plis.

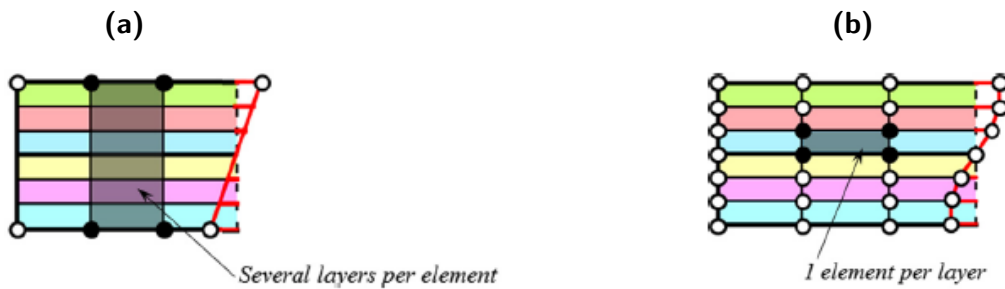


Figure A2.1 : Modélisation d'un stratifié : (a) Avec un seul élément dans l'épaisseur, (b) Avec un élément par pli [Naceur13]

Résoudre ce problème de blocage peut se faire en considérant l'hypothèse de contraintes hors-plans uniforme dans l'épaisseur :

$$\begin{bmatrix} \sigma_{zz}(z) \\ \sigma_{xz}(z) \\ \sigma_{yz}(z) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{\sigma}_{zz} \\ \bar{\sigma}_{xz} \\ \bar{\sigma}_{yz} \end{bmatrix} \quad (\text{A2.1})$$

Une variation linéaire des déformations planes dans l'épaisseur est aussi considérée:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{xx}(z) \\ \varepsilon_{yy}(z) \\ \varepsilon_{xy}(z) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx}^m + z\varepsilon_{xx}^f \\ \varepsilon_{yy}^m + z\varepsilon_{yy}^f \\ \varepsilon_{xy}^m + z\varepsilon_{xy}^f \end{bmatrix} \quad (\text{A2.2})$$

Avec $z \in \left[-\frac{e}{2}, \frac{e}{2}\right]$ une variable de l'épaisseur (cf. Figure A2.2), $(\varepsilon_{xx}^m, \varepsilon_{yy}^m, \varepsilon_{xy}^m)$ les composantes de déformations de membrane (déformations dans le plan moyen) et $(\varepsilon_{xx}^f, \varepsilon_{yy}^f, \varepsilon_{xy}^f)$ les composantes de déformations de flexion.

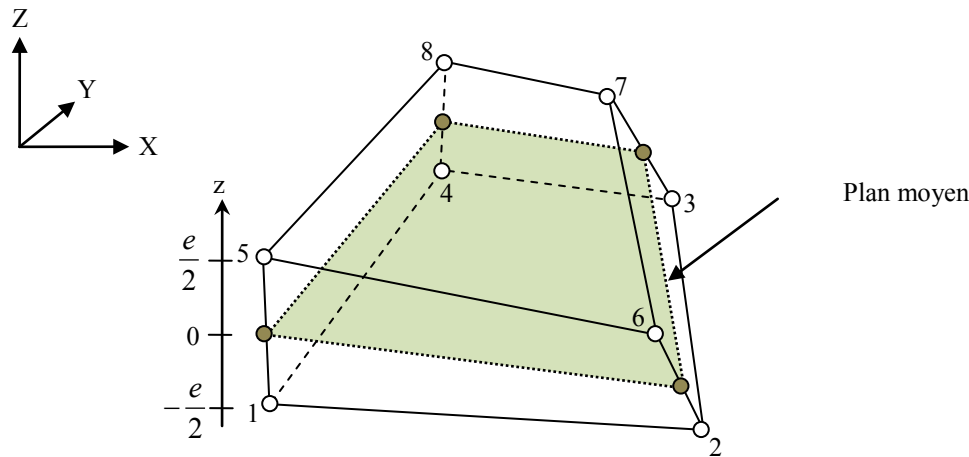


Figure A2.2 : Description d'un élément plaque 3-D

A.2. Correction des propriétés hors-plan d'un stratifié composite

Simuler le comportement de l'élément avec ces hypothèses cinématiques nécessite une correction des propriétés hors-plan du stratifié. Abaqus propose la possibilité d'introduire une raideur normale hors-plan effective (\bar{K}_{zz}), un coefficient de Poisson transverse effectif ($\bar{\nu}$) et deux raideurs de cisaillement effectives (\bar{K}_{xz} et \bar{K}_{yz}) [Abaqus12].

Un Volume Élémentaire Représentatif (VER) de dimension $5 \times 5 \times 3.128$ représentant un stratifié composite discrétisé avec des éléments solide 3-D est considéré comme VER de référence pour l'identification des raideurs hors-plan effectives. Le stratifié retenu est utilisé pour le reste de la partie expérimentale. Il est constitué de 17 plis unidirectionnels à fibre de carbone et à matrice thermodurcissable IMA/M21. La séquence d'empilement du stratifié composite est $[90/-45/0/+45/0/-45/0/+45/90_{0.5}]_s$ avec une épaisseur de 0.184 mm pour chaque pli. Les propriétés élastiques des plis sont présentées dans le Tableau A2.1.

Pli unidirectionnel IMA/M21-12K	E_{11}	E_{22}	E_{33}	G_{12}	G_{13}	G_{23}	ν_{12}	ν_{13}	ν_{23}
	[GPa]	[GPa]	[GPa]	[GPa]	[GPa]	[GPa]			
	143	7.89	7.89	3.92	3.92	2.76	0.33	0.33	0.43

Tableau A2.1 : Propriétés d'un pli unidirectionnel IMA/M21-12K

Le but à travers l'introduction des raideurs effectives est de modéliser correctement le comportement hors-plan des éléments plaque 3-D. La démarche d'identification de ces raideurs est basée sur un VER du stratifié composite considéré où chaque pli est modélisé par un élément solide 3-D dans l'épaisseur. A noter que l'hypothèse de non-linéarité géométrique est prise en compte. Chaque paramètre de correction est identifié en appliquant une sollicitation spécifique tout en assurant la reproduction du même comportement cinématique qu'un élément plaque 3-D :

- \bar{K}_{zz} : La raideur normale hors-plan effective est obtenue par une sollicitation en compression dans la direction (Z) avec un blocage des déplacements transverses ($u_x(z)=u_y(z)=0$) des nœuds du VER comme montré sur la Figure A2.3a. Ces conditions aux limites permettent d'estimer la déformation normale hors-plan équivalente $\bar{\varepsilon}_{zz}$ comme montré sur la Figure A2.3b. La raideur hors-plan \bar{K}_{zz} est calculée à partir des efforts extérieurs F_z appliquées aux nœuds en $z = \frac{e}{2}$ et des déplacements relatifs Δu_z . A noter que \bar{K}_{zz} est homogène à une raideur surfacique.

$$\bar{K}_{zz} = \frac{\bar{\sigma}_{zz}}{\bar{\varepsilon}_{zz}} = \frac{4F_z e}{S \Delta u_z} \quad (\text{A2.3})$$

- $\bar{\nu}$: Le coefficient de Poisson effectif est estimé en appliquant une sollicitation en compression pure dans la direction (Z) tout en laissant libre le déplacement traverse comme montré sur la Figure A2.4a. Une condition d'égalité des déplacements transverses dans une direction est prise en compte afin de respecter la cinématique de déformation d'un élément plaque 3-D comme montré sur la Figure A2.4b. Ce paramètre est identifié en le variant dans le modèle de plaque 3-D afin de minimiser les écarts sur les déformations normales et planes dans les deux modèles.
- \bar{K}_{xz} : La raideur de cisaillement dans le plan (XZ) est identifié en appliquant une sollicitation en cisaillement pure dans le plan (XZ) avec une prise en compte d'un champ de déplacement transverse linéaire suivant la direction X dans l'épaisseur ($u_x(z)=az$) comme montré sur la Figure A2.5a. La condition de linéarité du champ de déplacement est assurée dans le modèle éléments finis par l'application d'une contrainte de type « Equation ». La raideur \bar{K}_{xz} est calculée par la suite en se basant sur les efforts extérieurs appliqués au niveau des nœuds de la face supérieure de l'élément F_x et des

déplacements relatifs Δu_x engendrés dans ces nœuds comme montré sur la Figure A2.5b. A savoir que cette raideur est définie dans Abaqus comme une raideur linéique.

$$\bar{K}_{xz} = \frac{\bar{\sigma}_{xz} e}{2\bar{\epsilon}_{xz}} = \frac{4F_x e^2}{S\Delta u_x} \quad (A2.4)$$

- \bar{K}_{yz} : La même démarche qui a servi à l'identification de la raideur \bar{K}_{xz} est appliquée dans le plan (YZ) afin d'identifier la raideur \bar{K}_{yz} . De la même manière cette raideur est calculée à partir des efforts nodaux F_y et du déplacement relatif Δu_y .

$$\bar{K}_{yz} = \frac{\bar{\sigma}_{yz} e}{2\bar{\epsilon}_{yz}} = \frac{4F_y e^2}{S\Delta u_y} \quad (A2.5)$$

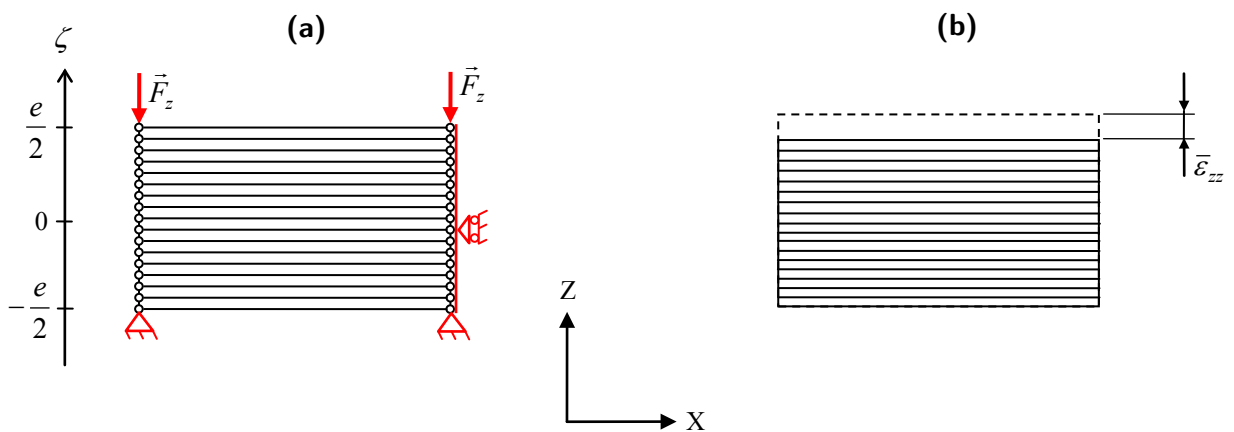


Figure A2.3 : Méthode d'identification de \bar{K}_{zz} : (a) Conditions aux limites, (b) Cinématique de déformation

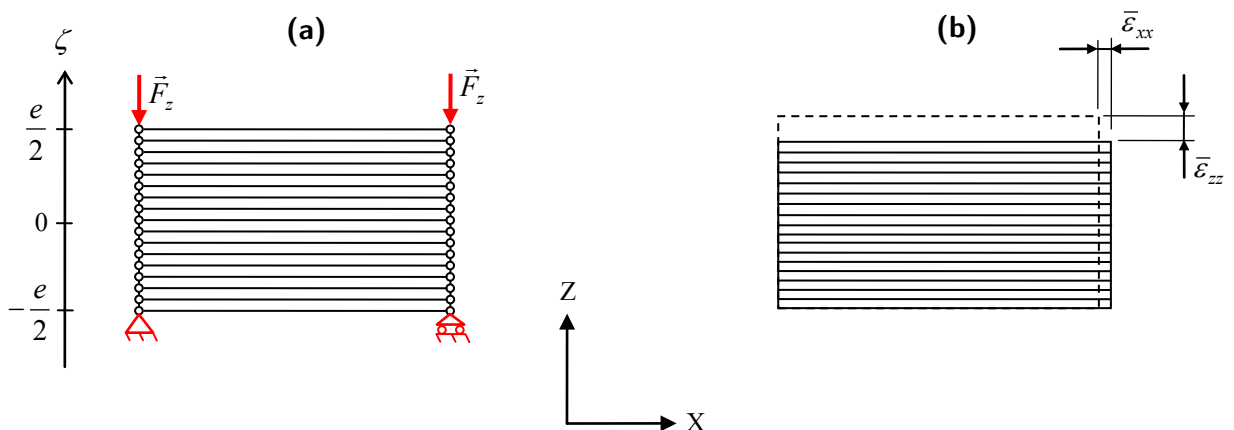


Figure A2.4 : Méthode d'identification de \bar{K}_{zz} et \bar{v} : (a) Conditions aux limites, (b) Cinématique de déformation

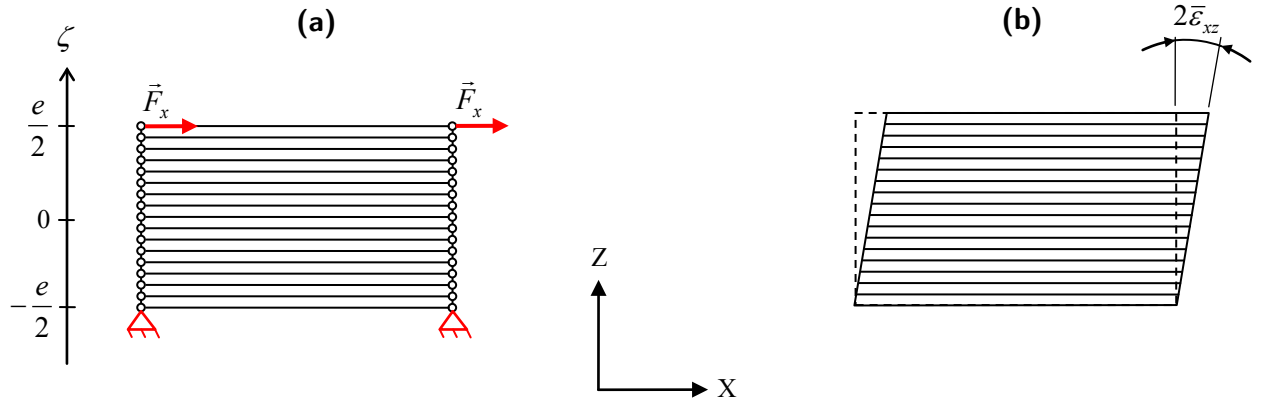


Figure A2.5 : Conditions aux limites d'un essai d'identification de la raideur en cisaillement équivalent (cas de la raideur \bar{K}_{xz})

Les raideurs effectives identifiées pour corriger le comportement hors-plan du stratifié composite utilisé dans les assemblages par fixation étudiés dans le chapitre III sont présentées dans le Tableau A2.2. Le Tableau A2.3 montre une comparaison des déformations équivalentes calculées à partir du modèle 3-D du VER (qui a servi à l'identification des raideurs) et deux modèles de VER avec un seul élément plaque 3-D en considérant les correction et en laissant par défaut les propriétés de la section de l'élément plaque 3-D. On remarque un faible écart entre les résultats du modèle 3-D et le modèle plaque 3-D avec correction. En revanche, sans la correction des raideurs, l'élément plaque 3-D semble plus souple et surestime par conséquent les déformations.

\bar{K}_z [N/mm ²]	$\bar{\nu}$	\bar{K}_{xz} [N/mm]	\bar{K}_{yz} [N/mm]
9827	0.317	10868	10021

Tableau A2.2 : Raideurs hors-plan effectives identifiées

	Elément solide 3-D	Elément plaque 3-D sans correction	Elément plaque 3-D avec correction
Compression (Z)	$\bar{\epsilon}_{xx}$ [%]	0.176	0.177
	$\bar{\epsilon}_{yy}$ [%]	0.306	0.316
	$\bar{\epsilon}_{zz}$ [%]	4.18	4.30
Cisaillement (XZ)	$\bar{\epsilon}_{xz}$ [%]	4.60	4.63
Cisaillement (YZ)	$\bar{\epsilon}_{yz}$ [%]	4.92	5.02

Tableau A2.3 : Comparaison du comportement d'un élément solide 3-D et un élément plaque 3-D (avec et sans correction des raideurs hors-plan) sous différents modes de sollicitation

Approche fiabiliste pour le tolérancement des assemblages par fixation de structures composite-métal

L'utilisation des matériaux composites dans les structures assemblées a permis d'atteindre des niveaux de performance très élevés grâce aux propriétés spécifiques de ces matériaux. Cependant, pour garantir ces performances, les industriels s'appuient sur des gammes d'assemblage complexes afin de réduire les incertitudes et ainsi maîtriser les chemins d'effort. Par exemple pour les assemblages par fixations, le contreperçage est privilégié pour limiter les défauts de positionnement des alésages et limiter les jeux. Ces gammes d'assemblage, incompatibles avec le principe d'interchangeabilité, augmentent considérablement les coûts de production. Aujourd'hui aucun outil ne permet de justifier, de remettre en cause ou d'optimiser les gammes d'assemblage en terme de compromis coût performance.

Ce manuscrit propose donc une démarche de tolérancement fiabiliste des paramètres incertains pilotant le comportement des assemblages métal-composite par fixation. L'approche développée a pour but d'étudier l'effet des variabilités géométriques et matériaux sur la tenue des assemblages et de proposer une démarche pour les tolérer. Le caractère probabiliste de la démarche, a nécessité le développement d'un modèle simplifié de comportement des assemblages par fixations afin de maîtriser les temps de calcul. Ce modèle, construit à partir de surfaces rigides connectées et des éléments plaque 3-D, permet de représenter finement les phénomènes prépondérants dans le comportement des assemblages (jeu alésage fixation, contact, adhérence induit par la précharge des fixations). Il a été validé à la fois numériquement et expérimentalement. La réponse numérique de la propagation des incertitudes sur un critère de tenue mécanique est ensuite formalisée par une loi de densité de probabilité analytique. Les paramètres de cette loi sont identifiés par une stratégie combinant la méthode de Monte Carlo et la recherche des pire-cas avec un Algorithme Génétique. Cette approche permet alors de calculer les tolérances associées à un niveau de fiabilité visé.

Mots clés: Assemblage par fixation, Composite, Eléments finis, Approche fiabiliste, Tolérancement, Monte Carlo, Algorithme Génétique

Reliability-based approach for a tolerance analysis of fastened metal-composite structures

The use of composite materials in joined structures allowed reaching high performance level thanks to its specific material properties. However, to ensure these performances, a complex flow-process grid is needed in order to reduce uncertainties and to control therefore load distribution between fasteners. For example, with large aeronautical structures, holes are drilled in a single operation in order to reduce hole-location errors and clearance which increase considerably manufacturing cost. Today, no robust tool is available to allow justifying or optimizing joining process in terms of both cost and joint performance.

This thesis proposes therefore a reliability-based approach for the tolerancing of uncertain parameters which could affect the behavior of fastened metal-composite joints. The aim through the developed approach is to study the effect of geometrical and material variabilities on the performance of joints and to propose a method to provide the optimal tolerances. The probabilistic character of the approach required the development of a simplified model of fastened joint in order to reduce calculation time. This model, based on connected rigid surfaces and continuum shell elements, allows representing finely physical phenomena in multi-material fastened joints (clearance, contact, adherence induced by tightening). This model was validated experimentally and numerically. The output distribution of the performance criteria, calculated after running a propagation of uncertainties, is then formalized by an analytical probability density law. The parameters of this law are identified using Monte Carlo method and worst-case approach based on a Genetic Algorithm. The developed approach allows therefore providing the appropriate tolerance associated to an admissible performance criteria for the required reliability of the joint.

Keywords: Fastened joint, Composite, Finite Elements, Reliability, Tolerance, Monte Carlo, Genetic Algorithm