

Un modèle de connecteur élément fini non linéaire pour la simulation d'assemblages boulonnés

R. Verwaerde¹, P.-A. Guidault¹, P.-A. Boucard¹

¹ LMT, ENS Cachan, CNRS, Université Paris-Saclay, {verwaerde,guidault,boucard}@ens-paris-saclay.fr

Résumé — Un modèle de connecteur élément fini non-linéaire représentatif du comportement en quasi-statique d'une liaison boulonnée est proposé. Le modèle de comportement du connecteur s'appuie sur des paramètres mécaniques. Les phénomènes de frottement sont pris en compte à l'aide d'une analogie élastoplastique, et l'intégration de la loi de comportement est effectuée à l'aide d'un algorithme de retour radial. Une stratégie adaptée d'identification des paramètres est ensuite exposée. Une comparaison du modèle connecteur avec un modèle 3D est enfin présentée.

Mots clés — connecteur non-linéaire, éléments finis, assemblage boulonné, ABAQUS

1 Introduction

Les liaisons boulonnées sont des éléments omniprésents en mécanique et notamment dans les structures aéronautiques. Malgré des règles de conception et des procédures d'assemblage bien établies, ces assemblages sont souvent surdimensionnés du fait de la non prise en compte de leur comportement non-linéaire.

L'optimisation en masse et en coût des assemblages boulonnés pour des chargements complexes et des matériaux nouveaux comme les composites, nécessite des stratégies de conception plus élaborées permettant une prise en compte plus fine des phénomènes mis en jeu au sein des liaisons (contact, jeux, frottement...).

L'amélioration de la capacité de prédiction passe par des simulations numériques 3D d'assemblages comportant plusieurs liaisons boulonnées aux coûts de calcul prohibitifs. Ainsi, mener une optimisation utilisant de telles simulations numériques reste aujourd'hui inabordable en contexte industriel. C'est dans ce cadre que nous proposons de développer des stratégies alternatives utilisant des modèles simplifiés représentatifs de ces liaisons.

Pour cela nous proposons un modèle de connecteur [1] permettant de réduire les coûts de calcul tout en conservant une qualité de résultats suffisante. Les modèles de connecteurs [2, 3] actuellement disponibles dans les codes de calcul sont généralement des modèles linéaires, ou non-linéaires basés sur des courbes de comportement expérimentales. Les modèles linéaires conduisent à un surdimensionnement des liaisons, et les modèles non-linéaires ne sont pas assez génériques pour être exploités sans campagne d'essai dédiée. Ainsi, nous proposons de développer un modèle de connecteur non-linéaire.

Le modèle de connecteur [4] proposé dans un cadre quasi-statique prend en compte les non-linéarités dues au contact frottant. Il s'appuie sur des paramètres physiques de conception tels que la précharge de l'assemblage, le coefficient de frottement sous tête ou entre les éléments assemblés, et le jeu diamétral entre la vis et l'alésage. Il a été implémenté dans le logiciel ABAQUS sous la forme d'un élément utilisateur (UELEM).

2 Description du modèle de connecteur

2.1 Hypothèses et choix de modélisation

Le connecteur élément fini mis en place restitue le comportement global d'un assemblage boulonné sans avoir à discrétiser la fixation, comme représenté Figure 1.

Plus précisément, les maillages des éléments assemblés sont identiques dans les 2 configurations. On

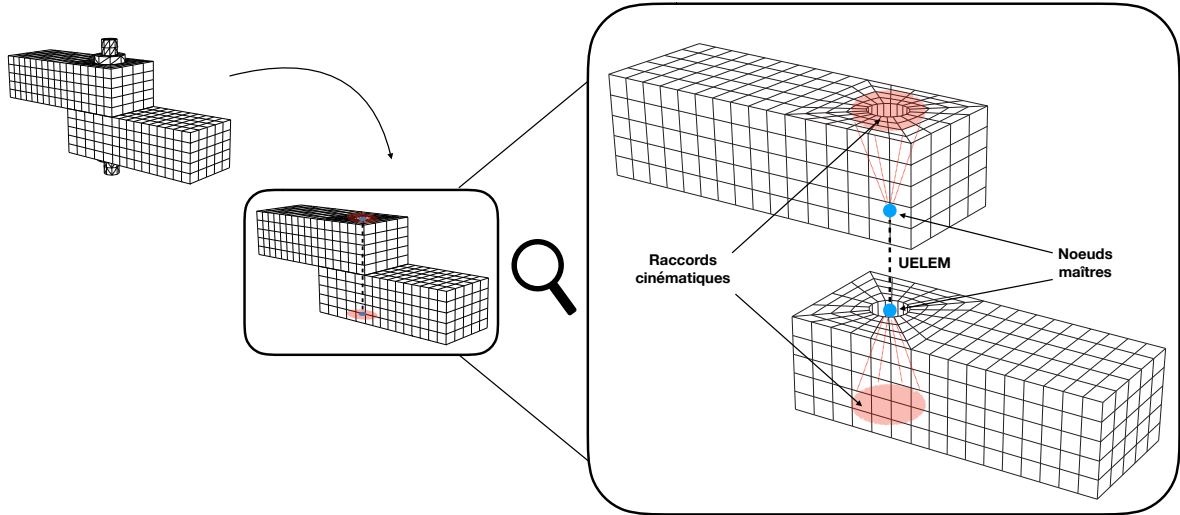


FIGURE 1 – Proposition d'un modèle de connecteur

introduit ensuite deux *couplages cinématiques* entre un noeud maître d'une part, et une zone de couplage dans le maillage 3D d'autre part. Un élément *connecteur* qui se substitue au boulon relie ensuite les 2 noeuds maîtres. D'un point de vue implémentation, ce dernier prend la forme d'un *User-element* codé en Fortran 77.

La modélisation proposée prend en compte les différents phénomènes physiques subis par le système, à savoir : les interactions tête de vis/plaque, écrou/plaque et le contact frottant plaque/plaque. Toutes ces non-linéarités sont contenues dans l'élément *connecteur*, si bien que des conditions de contact sans frottement sont considérées entre les plaques assemblées. Le couplage cinématique modélise une partie des interactions sous tête et au niveau de l'écrou.

2.2 Comportement normal et tangentiel

On introduit dans la suite la séparation du comportement global du connecteur en une composante *normale* dans l'axe du connecteur, et une composante *tangentielle*, dans le plan normal à l'axe du connecteur. Dans la suite, on notera avec un indice N les grandeurs du comportement *normal*, et avec un indice T les grandeurs du comportement *tangentiel*.

Le comportement normal du connecteur prend en compte la précharge appliquée à l'assemblage. On calcule ainsi à chaque incrément l'effort normal interne au connecteur \mathbf{t}_N à partir de la valeur de la précharge P_C , d'un chargement extérieur éventuel et du saut de déplacement normal \mathbf{g}_N . On définit également p_N comme étant la résultante des actions normales de contact (pression de contact) entre les deux plaques assemblées au niveau de la zone d'attache du connecteur.

La fonction seuil gérant le comportement tangentiel est pilotée par la résultante des actions normales p_N . Les phénomènes de frottement et les effets dissipatifs qu'ils entraînent sont pris en compte dans le comportement tangentiel du connecteur à l'aide d'une analogie élastoplastique. Si on note \mathbf{g}_T le saut de déplacement tangentiel des noeuds du connecteur, l'idée clé de cette analogie est la séparation de \mathbf{g}_T en une composante élastique \mathbf{g}_T^e correspondant à l'adhérence des 2 plaques, donc au cas où la sollicitation tangentielle est inférieure aux effets de la précharge, et une composante anélastique \mathbf{g}_T^s correspondant au glissement d'une plaque par rapport à l'autre, soit :

$$\mathbf{g}_T = \mathbf{g}_T^e + \mathbf{g}_T^s \quad (1)$$

Le choix du modèle rhéologique tangentiel s'appuie sur [5]. La fonction seuil f_s définissant le seuil de micro-glissement dépend de plusieurs paramètres, notamment la composante tangentielle des efforts

internes \mathbf{t}_T , la résultante des actions de contact p_N , le glissement plastique \mathbf{g}_T^s et la direction de glissement tangentiel \mathbf{n}_T . On peut formuler dans ce cadre un critère de glissement plastique sous la forme :

$$f_s(\mathbf{t}_T, p_N, \mathbf{g}_T^s, \mathbf{n}_T) = \|\mathbf{t}_T - \mathbf{t}_0\| - \mu \cdot p_N \leq 0 \quad (2)$$

avec \mathbf{t}_0 défini par une loi d'écouissage cinématique linéaire associée de coefficient d'écouissage H . Le cas d'un comportement avec écouissage isotrope linéaire est présentée dans [6].

2.3 Intégration locale de la loi de comportement

Pour intégrer l'équation de comportement local sur l'interface de contact, on doit résoudre une équation d'évolution du glissement plastique couplée avec une condition de glissement sur f_s . La mise à jour de la contrainte tangentielle \mathbf{t}_T et du glissement plastique \mathbf{g}_T^s est effectuée par un algorithme de retour radial [7]. Dans la suite, on notera $a_{(n)}$ la valeur de la grandeur a évaluée au pas de chargement n . Une illustration de l'intégration est donnée Figure 2.

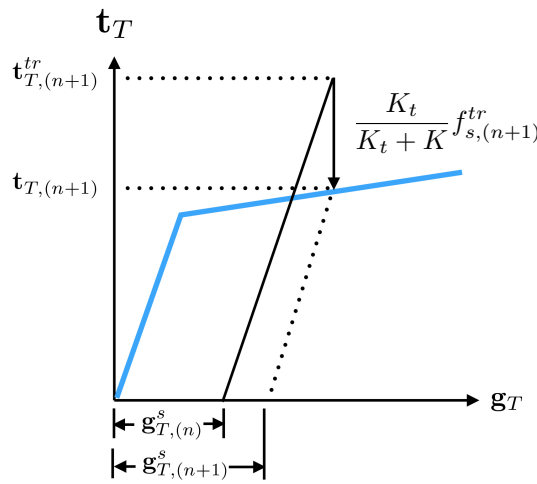


FIGURE 2 – Prédiction élastique et retour radial pour un écouissage cinématique

Cet algorithme d'intégration du comportement local est imbriqué dans un algorithme global de résolution de type Newton. La routine du USER-ELEMENT est donc appelée à chaque itération du solveur global.

3 Une stratégie d'identification des paramètres du modèle

3.1 Procédure d'identification

La routine proposée permet de définir le vecteur résidu et la matrice tangente de l'élément *connecteur* à l'aide d'arguments d'entrée internes au solveur, et de grandeurs scalaires :

- la raideur *axiale* du connecteur que l'on notera K_n peut être déterminée de façon analytique [8, 9], avec des simulations numériques ou de façon expérimentale.
- la valeur de la précharge P_C est fixée par l'utilisateur.
- les valeurs de la raideur *tangentielle* du connecteur notée K_t , du coefficient de frottement μ et du paramètre d'écouissage dans le domaine plastique H sont issues de la procédure d'identification proposée.

Cette dernière s'appuie sur une simulation 3D d'un assemblage boulonné élémentaire. Les conditions aux limites sont représentées Figure 3. Un essai expérimental de corrélation en double cisaillement comme dans [5] pourrait également être envisagé.

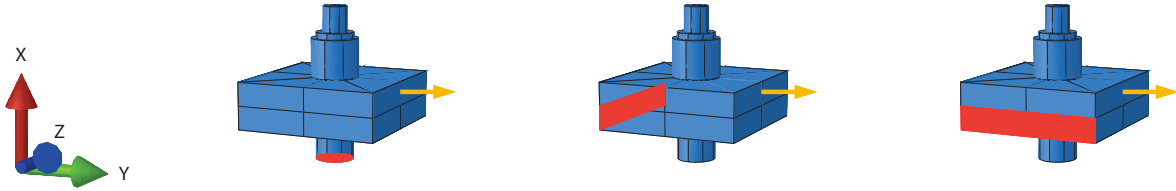


FIGURE 3 – Conditions aux limites de l'identification

Le chargement appliqué à l'assemblage suit des cycles de charge-décharge alternée de traction-compression. Le comportement tangentiel étant pour l'instant supposé isotrope, la direction de chargement reste constante au cours des cycles. L'assemblage est préalablement préchargé à une valeur de 9000N.

Dans la modélisation que nous proposons, la composante tangentielle des efforts internes \mathbf{t}_T est liée au déplacement des noeuds maîtres \mathbf{u}_i mais également à leur rotation θ_i (avec $i \in \{1, 2\}$) et à la longueur L du connecteur. Par exemple, en gardant l'axe \mathbf{x} comme colinéaire à l'axe du connecteur, on a

$$\mathbf{t}_T \cdot \mathbf{y} = K_t \cdot ((\mathbf{U}_2 - \mathbf{U}_1) \cdot \mathbf{y} + \frac{L}{2} \cdot (\theta_1 + \theta_2) \cdot \mathbf{z})$$

Ainsi, l'identification du paramètre K_t s'effectue en relevant la moyenne des pentes des droites des moindres carrés correspondant à chaque décharge élastique dans le diagramme représentant \mathbf{t}_T en fonction de $(\mathbf{U}_2 - \mathbf{U}_1) + \frac{L}{2} \cdot (\theta_1 + \theta_2)$ comme présenté Figure 4(b).

Les paramètres μ et H correspondent au comportement de l'assemblage dans le domaine plastique. L'identification de ces derniers s'effectue ensuite en relevant respectivement l'ordonnée à l'origine et la pente de la droite des moindres carrés dans un diagramme représentant l'évolution de $\frac{\|\mathbf{t}_T\|}{PN}$ en fonction du glissement cumulé.

3.2 Mise en oeuvre numérique

L'identification des paramètres du connecteur est présentée Figure 4, où le chargement tangentiel appliqué est présenté Figure 4(a), et la réponse de l'assemblage Figure 4(b). On propose pour ce cas test une valeur de précharge égale à 9000 N, et des valeurs de coefficient de frottement égales à 0.1 sous tête de vis et entre les plaques, et de 0.11 sous écrou.

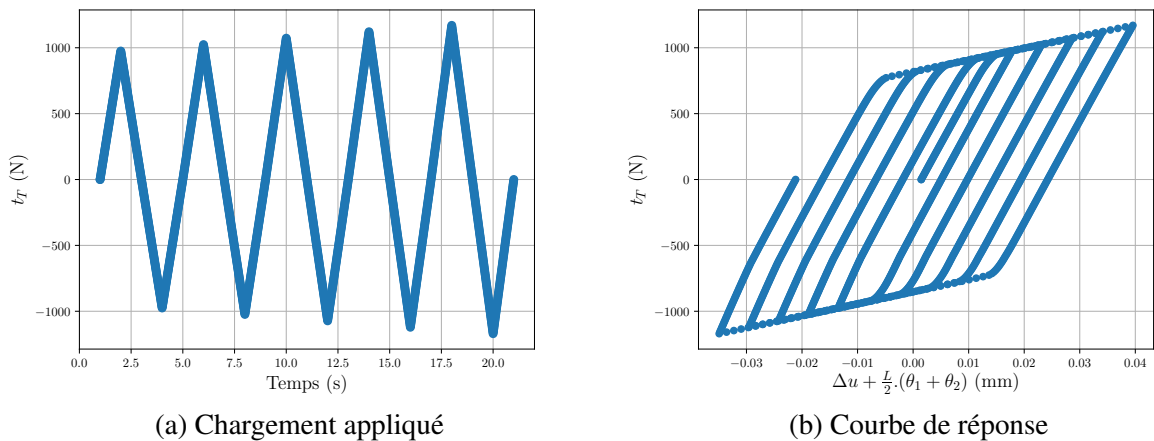


FIGURE 4 – Identification numérique des paramètres considérés

Avec la procédure suggérée en Section 3.1, l'identification est réalisée à l'aide notamment de la Figure 4(b) et amène à l'obtention du jeu de paramètres présenté en Table 1.

Signalons ici le sens physique du paramètre μ . Ce paramètre illustre les différentes zones de frottement du modèle 3D de la Figure 5(a). Il est intéressant de noter que la valeur de 0.104 déterminée avec

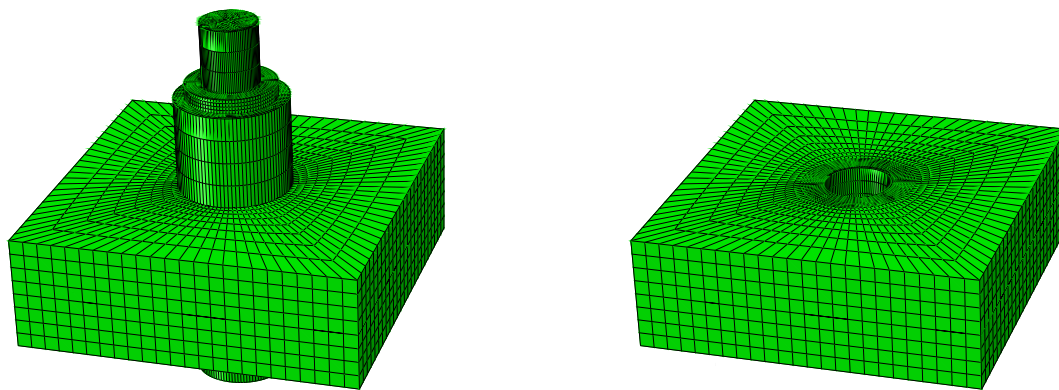
Paramètre	Valeur	Unité
K_t	$2.31.10^5$	$N.mm^{-1}$
μ	0.104	-
H	1.16	mm^{-1}

TABLE 1 – Résultats de l'identification

la stratégie d'identification proposée est du même ordre de grandeur que les valeurs de coefficient de frottement des différentes zones de contact frottant.

4 Comparaison avec un modèle de référence

Suite à l'identification des paramètres présentée en Figure 4, nous illustrons notre démarche en comparant les résultats d'une simulation comportant un assemblage boulonné 3D, et ceux comportant le connecteur proposé en utilisant les conditions aux limites proposées Figure 3. Les éléments finis utilisés ici sont de type C3D20, c'est-à-dire des éléments quadratiques hexagonaux. On propose ici la réponse à une sollicitation de cisaillement sous forme d'une charge-décharge. La précharge imposée a été modifiée par rapport au modèle ayant servi à l'identification des paramètres, et vaut 11 000 N, et on compare le saut de déplacement des noeuds maîtres dans les 2 situations. Le problème proposé est représenté Figure 5. Les conditions aux limites sont identiques dans les 2 situations.



(a) Modèle 3D
188 000 ddl

Frottement sous tête, entre plaques, sous écrou
Contact potentiel vis-alésage

(b) Modèle connecteur
57 000 ddl

Contacts sans frottement

FIGURE 5 – Modèles proposés

Les résultats des simulations sont proposés Figure 6. Les temps de calcul sont présentés en Table 2. On observe alors un facteur d'accélération de l'ordre de **14**.

	Temps CPU (s)
3D	26000
Connecteur	1850

TABLE 2 – Durée CPU des différents calculs

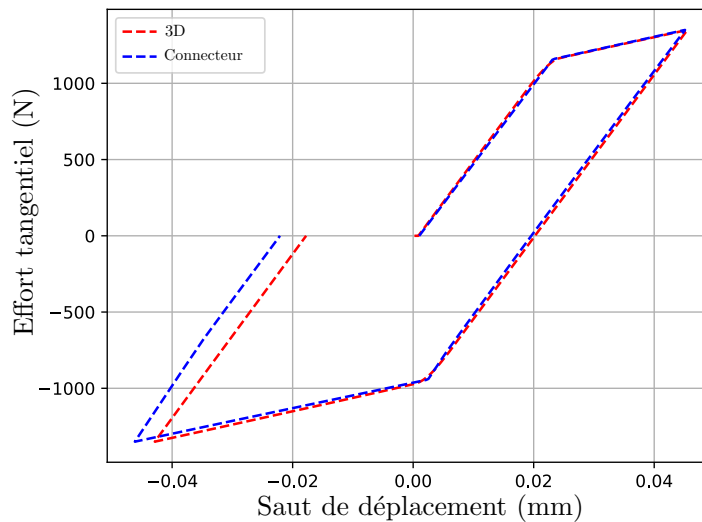


FIGURE 6 – Comparaison entre les 2 modèles

5 Conclusion et perspectives

Nous avons présenté un modèle de connecteur élément fini non-linéaire représentatif du comportement en quasi-statique d'une liaison boulonnée. Une fois le connecteur élément fini proposé substitué au boulon, toutes les non-linéarités sont contenues dans ce dernier. Une analogie avec la théorie de l'élastoplasticité permet l'intégration de la loi de comportement identifiée à l'aide d'un algorithme de retour radial. Une stratégie d'identification des paramètres du connecteur permet de représenter le comportement de la liaison à l'échelle de l'assemblage boulonné. Les paramètres ainsi identifiés permettent de représenter les phénomènes de frottement et de contact entre les différents éléments assemblés. Les comparaisons des simulations numériques proposées mettent en évidence un facteur d'accélération de l'ordre de 14 pour un assemblage boulonné élémentaire.

Des études sur des assemblages préchargés à l'échelle industrielle avec des paramètres de conception variés seront présentées. Le modèle de connecteur peut être enrichi avec la prise en compte de non-linéarités matérielles ou géométriques.

Références

- [1] M. Cloirec, P.-A. Boucard, L. Champany, S. Guinard, J. Sen Gupta, *Study for design and identification of a bolted joint model*, Complas IX, 2 :889-892, 2007.
- [2] M. Berot, *Modélisation simplifiée d'assemblages par éléments équivalents*, Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2009.
- [3] S. Kim, J. Kim, *Finite element analysis of laminated composite plates with multi-pin joints considering friction*, Computers & structures, p. 507-514, 1995.
- [4] P.-A. Guidault, M.-F. Soulé de Lafont, P.-A. Boucard, *Identification of a finite element connector for the simulation of bolted joints*, 11th World Congress on Computational Mechanics, 2014.
- [5] J. De Crevoisier, N. Swiergiel, L. Champany, *et al.*, *Identification of in situ frictional properties of bolted assemblies with digital image correlation*, Experimental mechanics, p. 561-572, 2012.
- [6] P.-A. Guidault, M.-F. Soulé de Lafont, P.-A. Boucard, *Modelling and identification of a nonlinear finite element connector for the simulation of bolted assemblies*, 14th International Conference on Computational Plasticity, COMPLAS 2017, Sep 2017, Barcelone, Spain. 2017
- [7] P. Wriggers. *Computational Contact Mechanics*, John Wiley & Sons Ltd., 2002.
- [8] F. Alkatan, P. Stephan, A. Daidie, *Equivalent axial stiffness of various components in bolted joints subjected to axial loading*, Finite Elements in Analysis and Design, p. 598-598, 2007.
- [9] VDI-Richtlinien, *VDI. 2230 Blatt 1 : Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen Zylindrische Einschraubenverbindungen*, Berlin Düsseldorf, 2003.