

VERS UN OUTIL D'ASSISTANCE AU CHOIX D'UNE CONFIGURATION D'ASSEMBLAGE VISSÉ EN PHASE D'AVANT-PROJET

Thomas DERICQUEBOURG ; Fabien DEBARLE

PSA Peugeot Citroën
Centre technique de La Garenne
18 rue des Fauvelles – LG 098
92256 La Garenne Colombes Cedex
thomas.dericquebourg@mpsa.com
fabien.debarle@mpsa.com

Marc SARTOR ; Alain DAIDIE

Université de Toulouse ; INSA, UPS ; LGMT
(Laboratoire de Génie Mécanique de Toulouse) ;
135, avenue de Ranguel ; F-31077 Toulouse, France
marc.sartor@insa-toulouse.fr
alain.daidie@insa-toulouse.fr

RESUME : *Dans le but de diminuer les coûts et les délais de conception des différentes pièces du domaine automobile, les constructeurs donnent une part de plus en plus importante aux phases de pré-dimensionnement. Ils cherchent ainsi à fixer au plus tôt dans le cycle de conception les paramètres communs les plus influents pour dérouler ensuite rapidement la conception détaillée des différentes pièces mises en jeu dans les nombreux assemblages constituant un véhicule. Pour satisfaire cette demande, les bases d'un outil d'assistance pour prédéfinir les assemblages en phase d'avant-projet sont présentées dans cet article. Cet outil s'appuie sur une modélisation à deux niveaux des assemblages : la forme globale de la pièce d'une part et la description plus détaillée des liaisons d'autre part. Une application de cette approche à un cas industriel est proposée pour démontrer sa pertinence. Les résultats obtenus sont comparés à ceux d'un modèle de référence en éléments finis, les écarts étant de l'ordre de quelques pourcents. Ils sont donc encourageants et invitent à poursuivre les travaux dans cette voie afin d'améliorer la démarche pour prendre en compte les diverses configurations et sollicitations que l'on rencontre dans le domaine industriel.*

MOTS-CLES : *assemblage vissé, modélisation, conception mécanique, avant-projet, outil d'assistance*

1. CONTEXTE DE L'ETUDE

Dans un contexte où le temps de développement des produits industriels est de plus en plus réduit, la qualité du travail mené durant les phases d'avant-projet devient déterminante. En effet, les choix réalisés dans les premières étapes du cycle de conception prennent une importance capitale, tant ils pèsent sur l'efficacité des étapes suivantes et sur le risque de connaître des retours en arrière, synonymes de mauvaises performances en termes de délais et en termes économiques. Ceci est bien entendu d'actualité dans le secteur automobile où la réduction des coûts et des durées des cycles de conception impacte tous les domaines d'activité. Ce poids croissant accordé à la pertinence des premiers choix, ceux qui s'attachent à définir les architectures et les paramètres principaux d'un ensemble ou d'un sous-ensemble, gagne aujourd'hui le domaine des assemblages, et plus particulièrement celui des assemblages par éléments vissés. Ces derniers sont largement utilisés dans l'industrie automobile car ils permettent de réaliser la plupart des liaisons démontables qui lient les pièces qui rentrent dans la constitution des structures ou des organes automobiles. Etre capable de choisir efficacement, au sens économique, le nombre, la position et les principales dimensions des éléments de fixation entre des pièces à assembler reste un objectif à atteindre. En effet, le recours à la seule expérience du concepteur, ou bien à des méthodes de calcul trop

simples, comporte une part de risque trop importante. Une approche basique a peu de chances d'aboutir à un résultat probant dans tous les cas car les paramètres influents sont nombreux, les contraintes à satisfaire complexes. Cet article présente les principes fondateurs d'un outil capable d'aider le concepteur à faire les bons choix à un niveau très amont du processus de conception d'un assemblage.

Dans les applications qui nous intéressent ici, la principale difficulté rencontrée dans le travail de pré-définition des assemblages est celle que l'on rencontre classiquement dans les premières phases de synthèse : on doit s'assurer que la solution envisagée satisfera un certain nombre de critères techniques, comme par exemple la tenue mécanique des fixations, alors qu'au stade du processus de conception considéré on ne connaît pas encore la forme définitive, ni même souvent approximative, des pièces à assembler. En effet, la définition détaillée des pièces impliquées dans l'assemblage étant à la charge de différents services des bureaux d'études, et les formes à donner à ces pièces étant largement dépendantes des choix qui auront été réalisés pour structurer l'assemblage, il est logique que l'organisation des tâches prévoie d'abord la définition des caractéristiques principales de l'assemblage, avant celle des pièces impliquées dans cet assemblage. Il faut donc s'employer à choisir en avance de phase les paramètres qui définissent tous les éléments de fixation,

avec pour objectif principal que, lorsque les pièces concernées seront conçues dans les étapes suivantes du processus de conception, les critères de tenue de l'assemblage continuent d'être vérifiés. En effet, il est primordial d'éviter tout retour en arrière dans le cycle de conception de l'assemblage, car ceci engendrerait un coût prohibitif et une perte de temps incompatibles avec le contexte industriel.

Les assemblages vissés rencontrés dans la construction automobile sont généralement constitués de plusieurs points de fixation, et les formes des pièces au niveau de ces points de fixation sont très variées : plats, bossages, arrondis... L'intérêt opérationnel d'aboutir à une méthode générique, malgré la diversité des cas à traiter, nous a amené à envisager une structuration d'outil à deux niveaux hiérarchiques : un niveau global dédié à la modélisation du corps de la pièce à assembler, et un niveau local permettant de particulariser le traitement en fonction de la nature de la liaison envisagée, cela sans compromettre la cohérence de l'ensemble. De plus, l'environnement d'avant-projet nous a orientés vers l'exploitation de modèles simplifiés, aussi bien au niveau global que local. Ces modèles permettent d'obtenir des résultats très rapidement, cela afin de pouvoir évaluer un très grand nombre de configurations candidates, et de pouvoir ainsi proposer au concepteur, de manière interactive, les configurations les plus intéressantes.

2. ETAT DE L'ART

De nombreuses études ont déjà été réalisées dans le domaine des assemblages vissés. En effet, même si ce moyen d'assembler des pièces est très utilisé et ce depuis longtemps, son comportement complexe n'est toujours pas entièrement maîtrisé. La plupart des travaux que l'on peut trouver se focalisent sur un assemblage de pièces simples par un seul boulon et souvent dans une configuration particulière. Les références les plus connues et les plus utilisées dans l'industrie concernant le dimensionnement des liaisons filetées sont les recommandations de la VDI (VDI, 2003). Plusieurs logiciels de calcul basés sur ces recommandations sont ainsi utilisés dans l'industrie malgré de nombreuses limitations. En effet, ces recommandations permettent de dimensionner des assemblages constitués d'une seule vis ou d'un seul boulon sous certaines sollicitations statiques ou de fatigue. Elles sont essentiellement empiriques et prennent en compte notamment des sollicitations axiales centrées ainsi que des sollicitations axiales très faiblement excentrées pour des conditions de fonctionnement normal de l'assemblage. Elles se basent sur une modélisation analytique des assemblages en identifiant des raideurs équivalentes des pièces serrées et du boulon, ce qui permet des calculs très rapides, de l'ordre de quelques secondes. Les résultats obtenus par ce biais sont de bonne qualité pourvu que l'on soit capable de connaître les efforts extérieurs et le lieu d'application de ces efforts sur la liaison. Par contre, lorsque l'assemblage est sollicité par des efforts axiaux

fortement excentrés entraînant des effets de flexion dans le boulon, ou lorsque l'on atteint des conditions de fonctionnement plus extrêmes entraînant du glissement ou du décollement, ces recommandations ne sont d'aucune aide pour dimensionner l'assemblage vissé.

Pour contourner les nombreuses limitations de ces premières modélisations, d'autres études ont été menées. Certains travaux ont pour objectif de mieux prendre en compte des chargements spécifiques comme des sollicitations faiblement excentrées (Massol, 1994) ou au contraire fortement excentrées (Agatonovic, 1985 et Bakhiet, 1994) d'autres travaux cherchent à améliorer le dimensionnement des liaisons filetées pour des configurations particulières, comme pour des couronnes d'orientation par exemple (Leray, 2002), ou des assemblages par deux boulons alignés avec le chargement excentré (Daidié, 2007). L'intérêt de ces travaux est qu'ils aboutissent à la mise en place de modèles analytiques ou numériques simplifiés qui permettent une application rapide et la possibilité alors d'effectuer plusieurs itérations. Certains chercheurs se sont penchés sur les méthodes par éléments finis appliqués aux boulons pour modéliser plus finement le comportement des liaisons, permettant ainsi d'accéder à des phénomènes plus microscopiques comme le détachement (Izumi *et al.*, 2005) ou le dévissage spontané (Zhang *et al.*, 2007). Mais bien que donnant des résultats très intéressants, la lourdeur de ces modélisations n'est pas compatible avec un contexte industriel d'avant-projet. Enfin, des études ont été menées pour modéliser certains types d'assemblages vissés présentant par exemple des symétries de révolution. L'intérêt est de pouvoir utiliser des éléments finis adaptés mais uniquement en 2D pour alléger les calculs, les résultats sont encourageants mais la méthode se limite par sa nature à des systèmes axisymétriques (Vadean *et al.*, 2006) et symétriques (Ruiz, 2007).

Même si les études sur le dimensionnement des assemblages vissés sont nombreuses, il est difficile de trouver des modèles qui soient à la fois rapides et génériques pour être utilisés dans l'industrie dans des phases en avant-projet et sur des assemblages variés. De plus, l'aspect assemblage à plusieurs vis est rarement traité, sauf dans les cas de symétrie de révolution. Les influences couplées des différentes liaisons sur un même assemblage ne sont alors pas prises en compte. L'étude présentée dans cet article a pour objectif de surmonter ces problèmes en s'appuyant sur des modèles existants et en couplant ces modèles pour traiter des assemblages à plusieurs vis.

3. DETAILS DE L'ETUDE

3.1. Démarche d'ensemble

Nous développerons ici le cas où une pièce, dont on connaît seulement la fonction future, et non sa définition géométrique, doit être assemblée sur un support dont les

formes sont connues dans les grandes lignes, le support en question peut être par exemple un carter de moteur. L'objectif est d'aider le concepteur à choisir le nombre de vis, la position et les caractéristiques de ces vis (diamètre, longueur, précharge...). Les données d'entrée concernent d'une part les efforts qui solliciteront la pièce à fixer, et d'autre part les interfaces qui pourraient exister entre la pièce et son support : le concepteur doit à ce titre spécifier un ensemble de n zones géométriques où il serait possible d'implanter des fixations. A partir de là, notre approche du travail d'assistance consiste à simuler toutes les combinaisons à 1, 2, 3..., n points de fixation, et, pour chacune d'elles, toutes les combinaisons de diamètres des vis, ces diamètres figurant bien sûr parmi une sélection de diamètres normalisés. L'outil d'aide doit évaluer ensuite les performances de chacun des très nombreux cas qui découlent de cette combinatoire. Pour ce faire, il est nécessaire de disposer d'une modélisation mécanique de la pièce fixée sur son support, et cette modélisation doit être assez simple pour permettre une estimation rapide compte-tenu du nombre de cas à expertiser. Ce sont surtout les principes de cette modélisation qui seront détaillés dans la suite de cet article.

Notre démarche de modélisation consiste à séparer l'architecture globale de l'assemblage et les spécificités locales des liaisons vissées. L'architecture globale de l'assemblage doit représenter schématiquement la structure de la pièce à assembler, alors que la modélisation locale des liaisons doit rendre compte au plus près du comportement d'une fixation vissée. Dans les deux approches, le temps de calcul doit être très faible pour obtenir un outil de pré-dimensionnement très réactif.

Le modèle global qui représente l'architecture de la pièce est défini en grande partie par le nombre et la position des vis. Certaines spécifications de raideurs peuvent être adjointes si une orientation de la pièce a déjà été donnée. Quant au modèle local, il est défini par les caractéristiques de la fixation (diamètre, longueur des vis, précharge) et quelques données sur la forme souhaitée pour la pièce serrée au niveau du point de fixation.

Ces deux modélisations : la modélisation du global traduisant approximativement le comportement de la pièce à assembler et la modélisation du local traduisant le comportement des liaisons vissées, sont couplées et activées de manière itérative. En effet, le principe du calcul est le suivant : à partir du modèle global, connaissant le chargement en entrée, on détermine la répartition des efforts à travers les différentes liaisons vissées de l'assemblage. Puis, ces efforts déterminés sont utilisés en entrée des modèles locaux de chaque liaison pour en déduire les déplacements aux centres des liaisons (points de jonction entre le niveau global et le niveau local). Ces déplacements sont alors réintroduits dans le modèle global pour déterminer une nouvelle

répartition des efforts, et ainsi de suite jusqu'à convergence. La figure 1 illustre la structure générale de l'outil d'assistance.

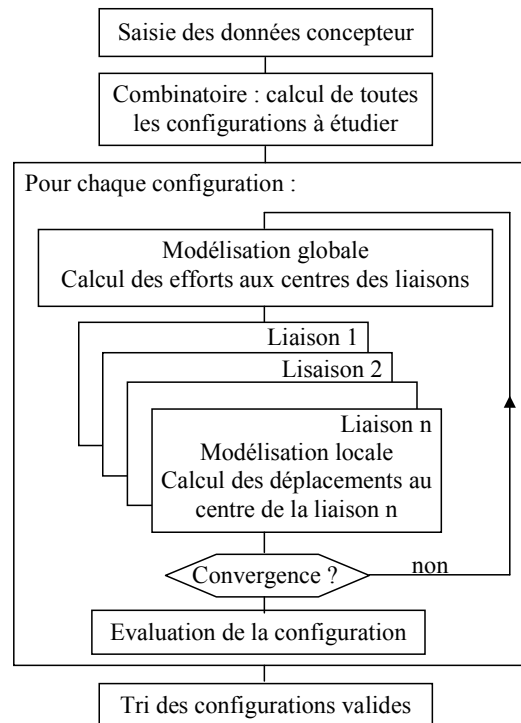


Figure 1. Structure de l'outil d'assistance

3.2. Modèle global

Les cas d'application industrielle envisagés ici sont des pièces de suspension du groupe motopropulseur dont un exemple est donné en aperçu sur la figure 2.

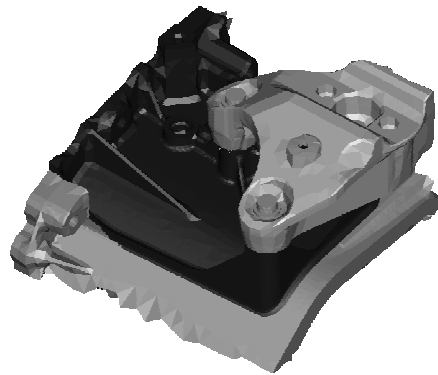


Figure 2. Exemple d'un assemblage vissé de support moteur comportant 3 liaisons vissées

On peut remarquer que ces pièces sont généralement composées d'un corps massif et d'extrémités plus souples comportant les liaisons filetées. Cette observation nous a conduits à considérer que les pièces de ce type pouvaient être modélisées, au tout premier stade où elles ne sont pas encore définies, sous forme de modèle en éléments finis très simples, c'est-à-dire à

partir d'éléments rigides et d'éléments poutre. Le corps de la pièce étant très massif, on le modélise par un élément rigide, alors que les zones d'attache, plus souples, sont modélisées par des poutres de jonction aux caractéristiques paramétrables pour être capable de représenter la raideur apparente de diverses formes de pièces. Le calcul de la répartition des efforts sur ce modèle s'effectue alors classiquement par un calcul linéaire où les conditions aux limites sont des déplacements imposés aux centres des liaisons et le chargement est celui donné en entrée. Les conditions initiales en déplacement sont supposées nulles lors de la première itération, ensuite elles sont déterminées par les résultats en déplacement des modèles locaux. Le modèle global de l'assemblage ne prenant pas en compte les liaisons est représenté en figure 3. Il schématise approximativement une pièce à 4 liaisons, composée d'un corps rigide (trait continu) et de poutres de jonction (double trait) reliant le corps rigide aux centres des liaisons.

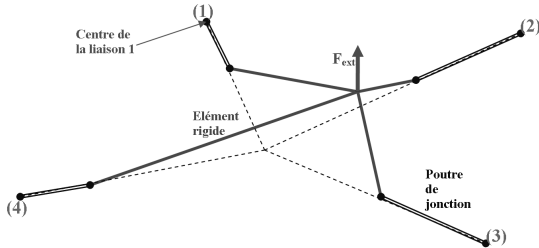


Figure 3. Modèle global simplifié à base d'éléments finis simples de poutre et rigide

Ce modèle a l'avantage d'être très léger et paramétrable pour simuler diverses répartitions de raideur des pièces, même s'il est plus adapté aux pièces ayant un corps massif. Le modèle en éléments finis représentant schématiquement la structure globale est codé sous Matlab® (Matlab, 1994-2005). Il est paramétrable selon le nombre de liaisons, leurs positions, mais également selon les caractéristiques de rigidité des éléments de jonction. L'élément rigide du cœur de la pièce a été codé en utilisant la méthode d'élimination des degrés de liberté dépendants ce qui permet de réduire la taille du problème. Dans l'exemple donné en figure 3, et qui sera le cas d'application de la partie 4, l'assemblage est constitué de 4 liaisons vissées. Le modèle correspondant est donc composé de 4 poutres de jonction reliées par un élément rigide. Ainsi, ce modèle est constitué de :

- 4 éléments poutres,
- 8 nœuds (le nœud de chargement étant transporté sur un autre nœud de l'élément rigide),
- 30 degrés de liberté (8 nœuds dans l'espace donc comportant 6 degrés de liberté chacun, auxquels on retranche 18 degrés de liberté supprimés par l'élément rigide).

Au final, on obtient donc un modèle de faible taille ne comportant que 30 degrés de liberté et permettant ainsi des calculs quasi instantanés.

3.3. Modèle local

Concernant la modélisation locale des liaisons filetés, l'objectif est d'être le plus prédictif possible tout en limitant au maximum les temps de calcul. Dans ce contexte, un modèle analytique est très satisfaisant puisqu'il permet d'obtenir des résultats quasi instantanément, pourvu qu'il soit suffisamment prédictif. C'est pourquoi les premières recherches nous ont menés vers ce type de modèle. Les tous premiers modèles, notamment ceux recommandés par la VDI, sont performants mais uniquement dans des configurations restrictives, nous nous sommes donc tournés vers des modélisations analytiques plus évoluées comme le modèle dit de « poutre fléchie ».

Le modèle poutre fléchie a été créé dans le but de modéliser analytiquement une liaison filetée pour les cas où les chargements sont fortement excentrés, mais il donne des résultats également corrects quand le chargement est faiblement excentré. La principale limitation de ce modèle est qu'il suppose la longueur de la zone d'appui entre la pièce serrée et son support suffisante, c'est-à-dire supérieure à l'épaisseur de la pièce serrée. Ce modèle a été développé par J. Guillot (Guillot, 1987) sur la base d'une amélioration de la schématisation proposée initialement par P. Agatonovic (Agatonovic, 1985). Des améliorations ont également été proposées par la suite dans des travaux de thèse (Bakhiet, 1994) pour s'affranchir de nombreuses limitations. Il propose notamment une modélisation similaire mais qui prend en compte la longueur de la zone d'appui.

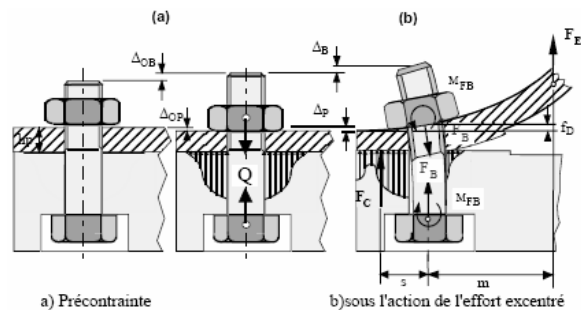


Figure 4. Schéma du modèle poutre fléchie présentant les trois stades : initial, précontraint et chargé

Le principe de la modélisation en poutre fléchie est de calculer la valeur de l'excentration de la résultante des forces de contact en utilisant un modèle de poutre en flexion et de ressorts comme définis sur la figure 4. Les hypothèses principales consistent à admettre que l'influence du trou du boulon sur la rigidité en flexion des pièces est négligeable et que la rigidité en flexion ainsi que la raideur en compression des pièces assemblées restent constantes. Les données de chargement du modèle sont sous forme d'un effort et d'une valeur d'excentration.

Pour déterminer les efforts transitant dans le boulon et les déplacements de la tête du boulon, il faut résoudre ce

modèle analytique qui se base sur une équation non linéaire du paramètre s d'excentration de l'effort de réaction F_c .

Ce paramètre d'excentration de l'effort de réaction du support est régi par l'équation suivante, obtenue par l'équilibre des efforts, l'équilibre des moments et la compatibilité des déplacements :

$$\frac{ms^3}{6E_p I_p S_{eq}} + \left(\frac{Q}{F_e} - \frac{S_b + S_p(1-\gamma)}{S_{eq}} \right) s - m = 0$$

- Où m excentration de l'effort extérieur,
 E_p module d'Young de la pièce,
 I_p moment quadratique de la section de la pièce,
 S_b souplesse du boulon,
 S_p souplesse de la pièce,
 $S_{eq} = S_b + S_p$ souplesse équivalente,
 Q précontrainte du boulon,
 F_e effort extérieur,
 γ paramètre liant les raideurs locales.

La résolution de cette équation nous donne le paramètre d'excentration de l'effort de réaction. On en déduit l'effort F_b et le moment de flexion Mf_b qui transitent dans le boulon :

$$F_b = \left(1 + \frac{m}{s} \right) F_e$$

$$Mf_b = \frac{ms}{2h_p} \frac{E_b I_b}{E_p I_p} F_e$$

- Avec h_p hauteur de la pièce serrée,
 E_b module d'Young du boulon,
 I_b moment quadratique de la section du boulon.

On détermine enfin le déplacement local δ de la fixation correspondant au décollement partiel ou simplement au déchargement de la pièce serrée engendré par l'effort extérieur, ainsi que la rotation θ du boulon due à la flexion de la pièce sollicitée :

$$\delta_b = \frac{F_c s^3}{6E_p I_p}$$

$$\theta = F_e \frac{ms}{2E_p I_p}$$

Où $F_c = F_e - F_b$ est l'effort de réaction du support.

A l'issue de l'application du modèle poutre fléchie, on possède alors l'effort et le moment dans le boulon ainsi que le déplacement axial et en rotation plane du boulon dans le repère de flexion.

3.4. Couplage des modèles

La détermination des sollicitations que subissent les fixations est basée sur un calcul itératif où chaque boucle fait appel à un couplage du modèle global avec les modèles locaux des liaisons. Le premier calcul consiste à déterminer les efforts locaux qui transitent dans chacune des liaisons à partir de la configuration géométrique des vis et du chargement initial subi par l'assemblage en utilisant le modèle global.

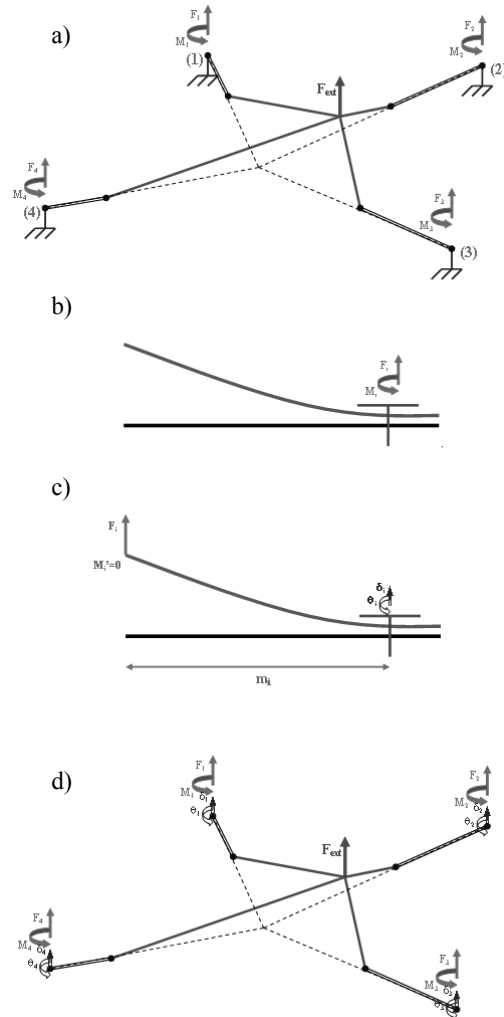


Figure 5. Couplage du modèle global avec les modèles locaux : détail des étapes successives du calcul itératif

Au départ (première itération) les conditions aux limites utilisées sont des déplacements nuls aux centres des liaisons comme l'illustre la figure 5a. On suppose donc dans un premier temps que les liaisons ne se déforment pas. La répartition des efforts ainsi calculée devient une donnée d'entrée pour le modèle local de chaque liaison. On utilise donc dans un deuxième temps le modèle local schématisé en figure 5b pour déterminer les déplacements aux centres des liaisons. Cependant, les liaisons possèdent chacune leur propre repère local

différent du repère global, il faut donc gérer le changement de repère pour déterminer les efforts locaux répartis dans chacune des liaisons exprimés dans le repère correspondant. De plus, notre problème est en 3D alors que le modèle poutre fléchié est un modèle en 2D. Il faut donc adapter les paramètres pour appliquer le modèle. Pour cela, on détermine le plan de flexion de chaque liaison et on calcule l'effort axial et l'excentration de cet effort qui doivent être équivalents aux torseurs d'effort déterminés dans l'étape précédente, comme illustré figure 5c. Enfin, les déplacements locaux calculés sont ensuite réinjectés dans le modèle global après retour dans le repère global sous forme de conditions aux limites sur les déplacements des centres des liaisons comme illustré sur la figure 5d. A partir de là, on effectue un nouveau calcul linéaire de répartition des efforts.

Ce cycle est ensuite reproduit autant de fois que nécessaire, jusqu'à la convergence du processus. Le critère d'arrêt retenu est un seuil maximal de la différence des déplacements calculés entre deux itérations successives.

4. APPLICATION ET RESULTATS

4.1. Cas d'application

Pour illustrer cette approche, un cas d'application est présenté. Nous nous appuyons sur un assemblage déjà conçu car cela nous permettra de vérifier que les résultats obtenus en phase de pré-dimensionnement par la méthode proposée sont cohérents avec les résultats obtenus en fin de phase de conception sur des pièces entièrement définies. Nous réaliserons deux calculs : un calcul de pré-dimensionnement avec la méthodologie développée et un calcul de référence.

Le calcul de référence s'appuie sur un modèle en éléments finis volumiques où la pièce et les vis sont entièrement maillées. Cette modélisation permet de déterminer les efforts et les contraintes dans les boulons le plus précisément possible (Kim *et al.*, 2007). La figure 6 nous montre un aperçu du type de pièce utilisée pour réaliser le cas d'application, il s'agit ici d'un support moteur inférieur fixé sur un carter par quatre liaisons vissées (L1 à L4).

Pour comparer les résultats que l'on pourrait obtenir en phase de pré-dimensionnement et les résultats finaux obtenus par éléments finis, nous effectuons un calcul de pré-dimensionnement où nous plaçons les quatre points de fixation aux mêmes coordonnées que la pièce réelle de la figure 6.

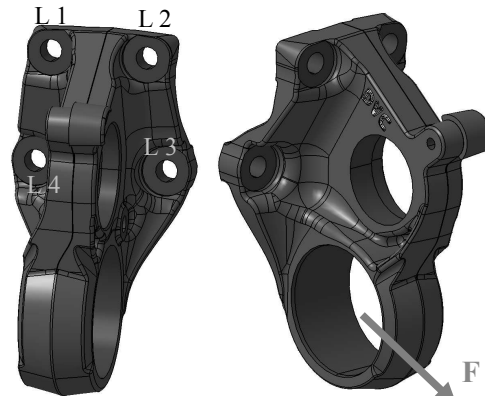


Figure 6. Aperçu du type de pièce assemblée traitée, avec le chargement extérieur appliqué (ici assemblage à 4 vis et chargement de 15kN)

Le chargement de 15kN, correspondant à un effort maximum en fonctionnement normal, est appliqué au même endroit sur les deux modèles. Pour les quatre liaisons, les vis sont identiques, de diamètre 10mm et pré-chargées à 21kN. Enfin, pour représenter le plus fidèlement possible la pièce finale par notre modèle de pré-dimensionnement, nous ajustons les paramètres des poutres de jonction en les calant sur les grandeurs caractéristiques que l'on peut relever sur le modèle final de référence. Nous fixons alors la hauteur des poutres de jonction en fonction de la hauteur de la pièce serrée au niveau des liaisons, et nous fixons également la largeur et la longueur de ces poutres en fonction de la rigidité locale de la pièce serrée à proximité des liaisons. Les caractéristiques matériaux, le module d'Young et le coefficient de poisson, sont repris du modèle de référence.

4.2. Résultats

Le calcul de pré-dimensionnement converge rapidement, il suffit en effet de quatre itérations, pour satisfaire le critère d'arrêt. De plus, les modèles utilisés étant analytique et numérique très simples, on obtient les résultats sous Matlab® de manière quasi-instantanée. Les résultats que l'on détermine à partir de ce calcul sont les efforts et les moments qui transitent dans le boulon, mais également les déplacements du boulon soumis au chargement. Enfin, nous pouvons également avoir accès aux efforts locaux subis par les différentes liaisons et qui correspondent à la répartition des efforts calculée lors de la dernière itération. A titre d'exemple, la figure 7 illustre l'évolution de la tension axiale dans les vis des liaisons 3 et 4 au cours des itérations de calcul. Nous remarquons que la tension dans les boulons est similaire pour les deux liaisons en question et qu'elle dépasse les 24kN, sachant que la tension de précharge est de 21kN. Le supplément d'effort vu par les boulons est de l'ordre de 3500N. La contrainte normale de traction équivalente à cet effort pour une vis de diamètre 10mm vaut environ 400MPa.

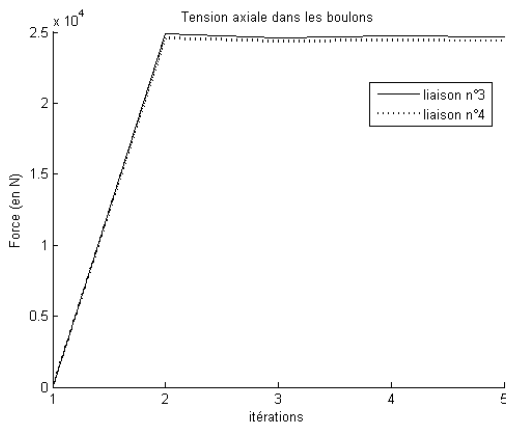


Figure 7. Evolution de l'effort de tension dans les vis des liaisons 3 et 4 au cours des itérations successives

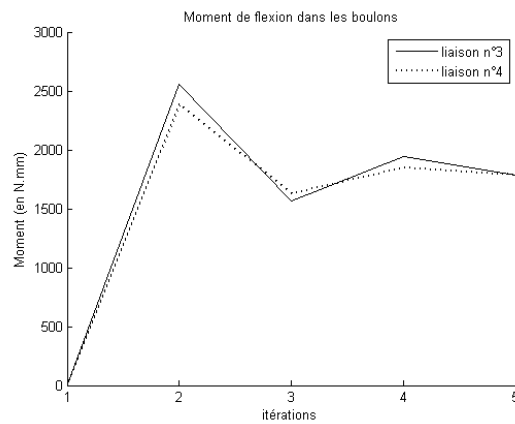


Figure 8. Evolution du moment de flexion dans les vis des liaisons 3 et 4 au cours des itérations successives

Les résultats obtenus dans ce cas d'application ne concernent que les liaisons 3 et 4 qui sont les plus sollicitées de l'assemblage. En effet, le modèle local de poutre fléchie utilisé pour déterminer les déplacements et les efforts dans les boulons est limité aux cas de sollicitations en traction, qui sont majoritaires. Or la forme de l'assemblage et son mode de chargement entraîne une sollicitation locale de compression sur les liaisons 1 et 2, résultant d'un effet de levier autour des deux autres points de fixation. Dans cette configuration de sollicitation, le programme développé sous Matlab[®] suppose, sans que cela ait des conséquences significatives sur les liaisons 3 et 4 en traction, que le déplacement des liaisons 1 et 2 reste nul. Ceci se justifie par le fait que les liaisons comprimées ne présentent pas de risques particuliers et que les déplacements qu'elles engendrent n'ont qu'un effet minime sur les efforts et les déplacements subis par les autres liaisons.

Sur la figure 8, l'évolution du moment de flexion dans les vis des liaisons 3 et 4 est tracée en fonction des itérations effectuées. Les moments de flexion atteignent dans cette application près de 2000N.mm, ce qui équivaut à une contrainte normale maximale d'environ 30MPa dans la vis.

Le tableau 1 nous montre les écarts relevés entre le modèle simplifié proposé dans cet article (figure 3) et le modèle éléments finis de référence de ce même assemblage (figure 6). Les résultats montrent que le modèle simplifié permet de déterminer très efficacement la tension dans les différentes vis avec une précision de

l'ordre du pourcent (à relativiser par rapport à la précision des éléments finis qui est plutôt de l'ordre de quelques pourcents). Concernant les moments de flexion dans les boulons, les écarts sont un peu plus conséquents mais tout de même très encourageants avec 10% maximum.

La bonne précision atteinte sur la valeur des tensions dans la vis est liée à une bonne identification des raideurs axiales des liaisons locales basées sur la formulation de la VDI. Ces identifications ont fait l'objet de nombreux travaux, notamment ceux de (Alkatan, 2006), qui ont permis de valider leur efficacité. Concernant les moments de flexion, les écarts plus importants peuvent provenir de la répartition des efforts qui reste approximative par rapport au modèle complet élastique. Cependant, il faut comparer ces écarts aux tolérances habituelles des calculs éléments finis qui sont également autour de 10%.

Dans le cadre du pré-dimensionnement, ces calculs permettent bien d'identifier les contraintes vues par les vis et donc d'évaluer leur tenue. Les contraintes normales maximales de traction dans les vis sont obtenues en tenant compte de la contrainte normale engendrée par l'effort de traction et de la contrainte normale maximale située en périphérie du boulon et engendrée par la flexion de la vis. Le tableau 2 montre les contraintes obtenues par les deux calculs. Sachant que la limite élastique minimale couramment utilisée pour les vis est d'environ 640 MPa (pour les vis de qualité 8.8), nous pouvons en déduire, dès la phase

		Modèle de référence	Modèle simplifié	Ecart relatif
Tension axiale	Liaison n°3	24 260 N	24 660 N	2 %
	Liaison n°4	24 230 N	24 410 N	1 %
Moment de flexion	Liaison n°3	1 899 N.mm	1 789 N.mm	6 %
	Liaison n°4	1 944 N.mm	1 786 N.mm	9 %

Tableau 1. Comparaison du modèle simplifié de pré-dimensionnement avec la référence éléments finis

	Liaison n°3			Liaison n°4		
	référence	modèle pré-dim	écart	référence	modèle pré-dim	écart
Contrainte normale de traction	418 MPa	425 MPa	2 %	418 MPa	421 MPa	1 %
Contrainte normale maximale de flexion	30 MPa	29 MPa	4 %	31 MPa	29 MPa	8 %
Contrainte normale totale maximale	448 MPa	454 MPa	2 %	449 MPa	450 MPa	1 %

Tableau 2. Contraintes normales dans les vis de l'assemblage calculées par les deux modèles

d'avant projet, que la configuration proposée ici avec la répartition de raideur choisie permettra de satisfaire les prestations de tenue mécanique des vis de cet assemblage.

4.3. Limitations

Les résultats obtenus, illustrés ici par un cas test, ont montré que la démarche développée était pertinente. Cependant, il est apparu que certaines limitations subsistent et que des améliorations pourraient être apportées. En effet, les cas de chargement traités jusqu'ici sont des chargements maximums en mode de fonctionnement normal. Mais, dans le pré-dimensionnement des assemblages, il faut prendre en compte également des chargements dits « exceptionnels ». Ceux-ci sont beaucoup plus sévères, même si la probabilité de leur occurrence est très faible au cours de la vie de l'assemblage. Or dans ces cas de chargement exceptionnel, le modèle local de poutre fléchie arrive rapidement à ses limites. On dépasse effectivement les hypothèses initiales du modèle, notamment l'excentration de la résultante des efforts de contact entre les pièces serrées dépasse la zone d'appui de la liaison. De plus, dans le cas d'un chargement exceptionnel, nous constatons que les zones locales d'appui des pièces plastifient, ce qui modifie considérablement le comportement local qui n'est pas décrit par un modèle linéaire. Le modèle ne donne alors plus de résultats cohérents et représentatifs, il a tendance à sous-estimer largement les contraintes vues par la vis. Pour contourner ce problème, il faudrait soit améliorer de manière significative le modèle analytique utilisé, soit développer un nouveau modèle local de liaison plus fin éventuellement de type « faiblement numérique » qui puisse donner de bons résultats en présence des chargements exceptionnels, mais qui puisse aussi rendre compte d'autres types de comportement, comme le glissement ou le décollement total que le modèle analytique ne permet pas de traiter.

En outre, la démarche a été validée par des tests sur des pièces de suspension moteur qui sont caractérisées par un corps massif et des extrémités plus souples au niveau des liaisons. Cependant, si l'on veut être plus générique, il faudrait étudier la façon de modéliser la structure globale de la pièce de manière à être plus représentatif dans d'autres cas d'application.

5. CONCLUSION

Nous avons présenté les bases d'un outil d'assistance qui permet d'évaluer la pertinence de configurations d'assemblage en s'appuyant sur une modélisation à deux niveaux. Cette approche a été appliquée aux cas de pièces de support moteur en utilisant un modèle à base d'éléments rigides et de poutres au niveau global, et un modèle analytique du type poutre fléchie au niveau local. Les résultats obtenus montrent que la démarche de pré-dimensionnement envisagée est cohérente et donne des résultats satisfaisants. En effet, d'une part les calculs sont très rapides et sont donc compatibles avec une démarche d'avant-projet, d'autre part les résultats obtenus sont très proches de la référence éléments finis avec des écarts tout à fait acceptables pour une phase de pré-dimensionnement. Ces premiers travaux nous encouragent donc à poursuivre dans cette voie, même si des améliorations seront nécessaires pour prendre en compte la diversité des configurations d'assemblage ainsi que la diversité des sollicitations.

REMERCIEMENTS

Nous remercions l'ensemble des personnes qui contribuent à ces travaux dans le cadre d'une thèse CIFRE entre PSA Peugeot Citroën, le Laboratoire de Génie Mécanique de Toulouse (LGMT) et le Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes (LTDS) de Lyon.

REFERENCES

- Agatonovic, P., 1985. Beam model of bolted flanged connections. *En. Comput. March 21, Vol 2. Pineridge Press Ltd, p. 21-29.*
- Alkatan, F., Stephan, P., Daidié, A., Guillot, J., 2007. Equivalent Stiffness of Various Components in bolted joints subjected to axial loading. *Finite Elements in Analysis and Design, Elsevier, Vol 43 n°8, March 2007, p. 589-598.*
- Bakhiet, E.M., 1994. *Etude des assemblages boulonnés à chargement fortement excentré soumis à des sollicitations de fatigue.* Thèse de Doctorat, INSA Toulouse.
- Daidié, A., Chakhari, J., Zghal, A., 2007. Numerical model for bolted T-stubs with two bolt rows.

- Structural Engineering and Mechanics*, 26 (3), p. 343-361.
- Guillot, J., 1987. *Assemblage par éléments filetés ; modélisation et calculs*, Ed. Techniques de l'ingénieur, Tome 1 B5560 à B5562, 75006 Paris France, p. 1-56.
- Izumi, S., Yokoyama, T., Iwasaki, A. and Sakai, S., 2005. Three-dimensional finite element analysis of tightening and loosening mechanism of threaded fastener. *Engineering Failure Analysis*, 12, p. 604-615.
- Kim, J., Yoon, J.-C. and Kang B.-S., 2007. Finite element analysis and modelling of structure with bolted joints. *Applied Mathematical Modelling*, 31, p. 895-911.
- Leray, D., Daidié, A., Combes, B., 2001. *Rapid simulation of preloaded bolted assemblies for slewing bearings*. ASME IMECE2001, New York, Unit State, Nov. 11-16, ASME publication number H1229D, ISBN 0-7918-1942-6, p 881-891.
- Massol, J., 1994. *Etude des assemblages boulonnés à chargement faiblement excentré soumis à des sollicitations de fatigue*. Thèse de Doctorat, INSA Toulouse.
- Matlab documentation, 1994-2005. *The MathWorks, Inc.*
- Ruiz, S., Daidié, A., Chaib, Z., 2007. *Modélisation du comportement d'un axe vissé chargé par un effort transversal*. CPI'2007, October, Rabat Maroc, 22-24 2007, p. 1-16.
- Vadean, A., Leray, D. and Guillot, J., 2006. Bolted joints for large bearings – numerical model development. *Finite Elements in Analysis and Design*, 42, p. 298-313.
- VDI Verein Deutscher Ingenieure, 2003. *Systematic calculation of high duty bolted joints, joints with one cylindrical bolt*. VDI 2230. VDI-Handbuch Konstruktion, Düsseldorf.
- Zhang, M., Jiang, Y. and Lee, C.-H., 2007. Finite element modeling of self-loosening of bolted joints. *Journal of Mechanical Design*, Vol. 129, p. 218-226.