



HAL
open science

Modèle analytique d'un assemblage boulonné soumis à un chargement fortement excentré

Ahmed Haddar, Alain Daidié, Emmanuel Rodriguez, Louis Augustins,
Jean-Frédéric Diebold, Jérémy Hardy

► To cite this version:

Ahmed Haddar, Alain Daidié, Emmanuel Rodriguez, Louis Augustins, Jean-Frédéric Diebold, et al..
Modèle analytique d'un assemblage boulonné soumis à un chargement fortement excentré. 16e Colloque National S-mart/AIP-PRIMECA, Apr 2019, Les Karellis - 73870 MONTRICHER ALBANNE, France. pp.1-6. hal-02120112

HAL Id: hal-02120112

<https://hal.science/hal-02120112>

Submitted on 5 May 2019

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

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

Modèle analytique d'un assemblage boulonné soumis à un chargement fortement excentré

Application à une roue d'avion

Ahmed HADDAR ^{(1),(2)}
ahmed.haddar@safrangroup.com

Alain DAIDIE ⁽¹⁾
alain.daidie@insa-toulouse.fr

Emmanuel RODRIGUEZ ⁽¹⁾⁽⁴⁾
Emmanuel.rodriguez@icam.fr

Louis AUGUSTINS ⁽²⁾
louis.augustin@safrangroup.com

Jean-Frédéric DIEBOLD ⁽²⁾
Jean-frederic.diebold@safrangroup.com

Jérémy HARDY ⁽³⁾
jeremy.hardy@safrangroup.com

(1) Université de Toulouse, Institut Clément Ader, UMR CNRS 5312, INSA/UPS/ISAE/Mines Albi, 3 rue Caroline Aigle, 31400 Toulouse, France

(2) Safran Landing Systems 7 Rue Général Valérie André, 78140 Vélizy-Villacoublay, France

(3) Safran Tech 1 Rue Geneviève Aube, 78114 Magny-les-Hameaux, France

(4) Icam, site de Toulouse, 75 avenue de Grande-Bretagne, 31076 Toulouse, France

Résumé — Cette étude consiste à développer un modèle analytique et analyser le comportement mécanique des liaisons boulonnées qui assemblent les demi-roues d'avions avec la présence d'un chargement fortement excentré. Ces travaux s'inscrivent dans le cadre de la mise en oeuvre d'un outil de pré-dimensionnement exploitable dans un contexte de conception préliminaire. Le but est de disposer d'une méthode de calcul suffisamment robuste pour prédire la tenue mécanique des fixations de roues en un temps réduit. Ce modèle interactif sera exploité dans des boucles de calcul pour étudier l'influence de paramètres de conception. Le modèle analytique non-linéaire proposé est adapté à une géométrie de roue d'avion par l'intégration de deux coefficients spécifiques (q_1 et q_2). Cette nouvelle formulation permet de calculer les contraintes de traction et de flexion dans les boulons. Pour valider ce modèle analytique, des simulations numériques par éléments finis ont été réalisées pour différents cas de chargement. Une analyse des résultats en contrainte montre une bonne corrélation du modèle proposé.

Mots-clés — assemblage boulonné, roue d'avion, modèle analytique, précontrainte, éléments finis

I. INTRODUCTION

L'utilisation d'un assemblage de deux demi-roues dans l'aéronautique est due à la conception même des pneus. En effet, les pneus pour un avion sont fabriqués avec des tringles métalliques (*BEAD*), au niveau de leur diamètre intérieur (Figure 1). Cette technique les rend très rigides et il est ainsi impossible de les déformer pour les passer par-dessus les deux bourrelets de la jante, comme c'est le cas pour les roues des voitures. L'assemblage boulonné est situé à la jonction des deux voiles des demi-roues. Les boulons sont positionnés sur le diamètre le plus grand possible (Figure 3).

Plusieurs modèles de calcul existants dans la littérature sont utilisés pour le pré-dimensionnement de structures assemblées par des liaisons boulonnées. Dans le cas où les chargements axiaux (i.e. selon l'axe du boulon) sont centrés ou très

faiblement excentrés, le modèle linéaire développé dans les recommandations VDI2230 [1] donne des résultats satisfaisants.

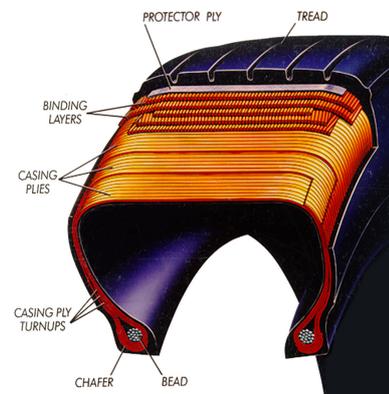


Figure 1. ILLUSTRATION D'UN PNEU D'AVION

Il n'en est plus de même lorsque les chargements axiaux sont moyennement ou fortement excentrés. COUCHAUX [2], [3] a proposé un modèle pour évaluer la résistance en tension des boulons qui assemblent deux brides cylindriques. Ce modèle est une amélioration du modèle proposé par IGARASHI [4]. Dans le modèle amélioré, l'effet de la position de la force de levier ainsi que la raideur locale de la bride sont mieux pris en compte. Cependant, les résultats obtenus, pour notre cas d'étude, ne concordent pas avec les résultats du modèle numérique. La différence entre une géométrie d'une roue et celle d'une bride extérieure peut expliquer la différence des résultats.

Le modèle analytique le plus performant pour le dimensionnement des boulons est celui décrit par AGATONOVIC [5]. Tout en restant simple, il tient compte de deux paramètres principaux : la rigidité globale en flexion des pièces assemblées et la précontrainte de serrage. L'originalité de ce modèle est de modéliser les pièces comme des poutres

tout en intégrant une raideur locale de compression pour les pièces serrées K_P et un ressort de rigidité de traction K_B , pour le boulon. L'hypothèse principale de ce modèle consiste à négliger l'influence du trou du boulon sur la rigidité en flexion des pièces. Une étude préliminaire éléments finis appliquée à notre configuration d'assemblage confirme que l'incidence du trou sur la rigidité en flexion reste inférieure à 3%. Ceci s'explique par l'influence locale de la fixation précontrainte qui vient inhiber le comportement en déplacement. La rigidité en flexion ainsi que la raideur en compression des pièces assemblées restent constantes depuis la phase précharge jusqu'à la mise en service. Ce modèle donne des résultats convenables dans le cas où les assemblages sont faiblement précontraints. Pour des précontraintes importantes, les résultats obtenus par ce modèle sont moins précis. De plus, le modèle initial présente une insuffisance pour dimensionner les pièces en fatigue. Ce modèle a été amélioré par J.GUILLOT [6], [7] par un paramètre adimensionnel qui pilote le niveau d'introduction de l'effort dans la section. Ce paramètre supplémentaire lie la raideur de la pièce sous tête du boulon avec la raideur de la pièce à l'interface et dont la valeur dépend de la précontrainte initiale.

Une des améliorations de ce modèle est qu'il est également possible de l'appliquer à l'assemblage de pièces comportant des matériaux différents comme montré dans les travaux d'EL MASNAOUI [8]. C'est ce dernier modèle qui correspond le mieux à notre application d'assemblage boulonné.

II. MODÈLE NON LINÉAIRE

A. Hypothèses

Ce modèle de poutre fléchie non-linéaire (Figure 2) est une amélioration du modèle d'AGATONOVIC [5].

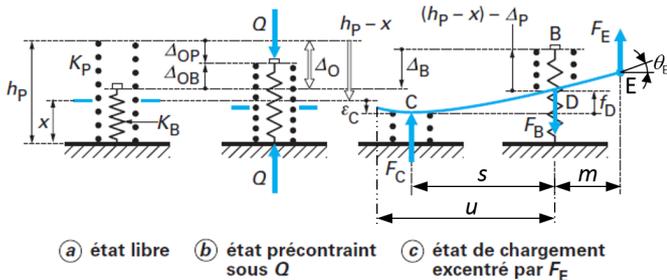


Figure 2. MODELISATION POUTRE FLÉCHIE NON-LINEAIRE [6]

Les hypothèses principales de ce modèle consistent à admettre que la rigidité en flexion de la tête de la vis (ou de l'écrou) est négligeable devant celle de pièces assemblées. Autrement dit, le moment de flexion induit dans le boulon par la flexion des pièces assemblées et transmis à celles-ci par la tête de vis (ou l'écrou) ne modifie par la déformée de la pièce. On admet aussi que les efforts situés dans le plan de symétrie de la poutre sont introduits dans le plan supérieur de la pièce.

La particularité de ce modèle par rapport au modèle AGATONOVIC vient de l'introduction d'un nouveau coefficient d'introduction du niveau de charge $\gamma = S_{Pc}/S_P$ (avec S_{Pc} la souplesse de la pièce dans la zone de compression et $S_P = 1/K_P$ la souplesse totale de compression de la pièce). Ce coefficient prend en compte la distribution des raideurs de la

pièce sous tête de vis et dans la zone de contact.

B. Relations caractéristiques

En écrivant les conditions de compatibilité des déplacements et en introduisant les équations d'équilibre de la pièce fléchie au point D (Figure 2), le modèle de calcul se ramène à une équation polynomiale d'ordre 3 dont l'inconnue est le paramètre s . Ce paramètre correspond à l'excentration de la résultante des forces de contact F_C . Il permet par la suite de trouver l'effort de tension F_B et le moment de flexion M_{FB} au niveau du boulon. L'équation caractéristique de l'assemblage s'écrit sous la forme de l'équation (1).

$$\text{éq. (1): } C_1 s^3 + C_2 s^2 + C_3 s + C_4 = 0$$

$$\text{Avec } C_1 = \frac{m}{6E_P I_P S} \quad C_2 = \frac{\Phi}{m+2E_P I_P (q_1 + \frac{q_2}{m})} \quad C_3 = \left(\frac{2m+2E_P I_P q_1}{m+2E_P I_P (q_1 + \frac{q_2}{m})} \right) \Phi, \\ C_4 = -m, \quad \Phi = \frac{Q}{E} + \gamma \frac{S_P}{S_P + S_B} - 1$$

Pour un s solution de l'équation caractéristique, l'équation (2) permet d'identifier l'effort normal F_B dans le boulon, l'équation (3) le moment sous tête du boulon (M_{FB}) et l'équation (4) d'évaluer la force de contact de réaction F_C .

$$\text{éq. (2): } F_B = \left(\frac{m+2E_P I_P (q_1 + \frac{q_2}{m})}{s} + 1 \right) F_E$$

$$\text{éq. (3): } M_{FB} = \left(\frac{s}{2h_P E_P I_P + 2} \right) F_C$$

$$\text{éq. (4): } F_C = \frac{m+2E_P I_P (q_1 + \frac{q_2}{m})}{s+2m+2E_P I_P q_1} F_E$$

avec :

E_i : module d'élasticité longitudinale du boulon ou de la pièce ;

I_i : moment quadratique de flexion du boulon ou de la pièce ;

h_P : hauteur totale de la pièce serrée ;

q_i : coefficients relatifs aux cas d'étude définis dans [5].

Un modèle simple de ce type n'a plus de sens lorsque s tend vers la distance u , puisque la raideur du contact K_C entre les pièces assemblées devient nulle. Il existe une valeur critique s_c au-delà de laquelle les résultats obtenus ne sont plus valables. Il convient de tenir compte de la croissance rapide des suppléments d'effort et de moment de flexion qui est due à la rotation d'appui.

BAKHJET [9] a développé d'autres équations (5) et (6), afin de trouver la bonne tension et le bon moment de flexion dans le boulon si s dépasse la valeur critique s_c .

$$\text{éq. (5): } F_B = \sqrt{\frac{a^2}{b^2} (F_E^2 + b^2)}$$

$$\text{Avec : } a^2 = (F_{Cc} + F_{Ec})^2 - F_{Ec}^2 \beta^2, \quad b^2 = \frac{(F_{Cc} + F_{Ec})^2}{\beta^2} - F_{Ec}^2$$

$$\beta = 1 + \left(\frac{m(m+2E_P I_P q_1)}{u(u+2m+2E_P I_P q_1)} \right)$$

$$\text{éq. (6): } M_{FB} = M_{FBC} + \frac{(F_B - F_{BC}) E_B I_B E_P I_P}{K_B S_C (h_P E_P I_P + S_C E_B I_B)}$$

Sur la structure, les chargements localisés en E peuvent être l'association d'un effort extérieur F_E et celui d'un éventuel

moment extérieur M_E . Ces chargements ne sont généralement pas indépendants et leur relation dépend de la rigidité de la structure associée. Dans l'équation (1) de l'assemblage, cette relation vient de la définition des coefficients q_1 et q_2 initialement proposés par AGATONOVIC [5].

L'effort F_E et le moment M_E sont liés par la relation linéaire de l'équation (7) qui dépend de la rigidité locale de la structure (Figure 4).

$$\text{éq. (7): } \theta_E = q_1 M_E + q_2 F_E$$

avec, θ_E l'angle de rotation de l'extrémité de la pièce assemblée (point E).

Les coefficients q_1 et q_2 sont nécessaires pour calculer tous les termes de l'équation caractéristique (éq.(1)) qui détermine la position de la zone de contact, ainsi que l'effort normal et le moment de flexion au niveau du boulon.

Des travaux sur des brides cylindriques et des couronnes de guidage ont été développés pour trouver ces 2 coefficients [10] [11]. La géométrie et les chargements d'une roue sont différents de ces cas d'étude. Les quantités q_1 et q_2 sont des coefficients de configuration qui dépendent de la rigidité locale de la structure. Il faut adapter ces deux coefficients à notre support d'étude.

III. CALCUL DES COEFFICIENTS q_1 ET q_2 POUR UNE ROUE D'AVION

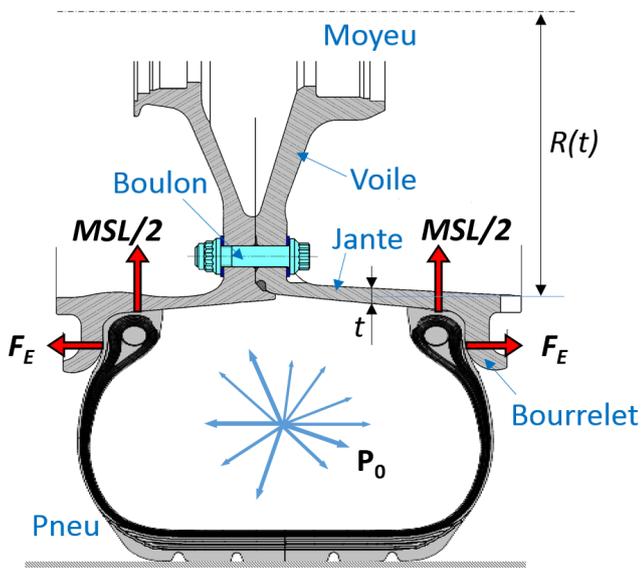


Figure 3. GÉOMÉTRIE D'UNE ROUE D'AVION

En s'intéressant uniquement à la partie de l'assemblage boulonné, celui-ci peut être divisé en 3 parties :

- Une jante assimilable à une coque cylindrique à paroi mince d'épaisseur constante t et de rayon $R(t)$.
- Une plaque annulaire à Z boulons où il est possible d'y associer un modèle analytique équivalent axisymétrique issu de [13].
- Le bourrelet qui peut être assimilé à une poutre.

En considérant que la partie cylindrique et que la partie annulaire de la structure ont la même pente de raccordement, l'angle de rotation à la frontière de la coque cylindrique θ peut

être approximé à l'angle de rotation à la frontière de la partie annulaire θ_E .

L'objectif est de trouver une relation qui relie l'angle de rotation θ_E avec le moment et l'effort extérieur qui s'appliquent sur la structure (Figure 4). Cette relation permet de déterminer les coefficients q_1 et q_2 (éq.(7)). Pour cela, il faut d'abord définir les chargements extérieurs qui s'appliquent sur une roue d'avion.

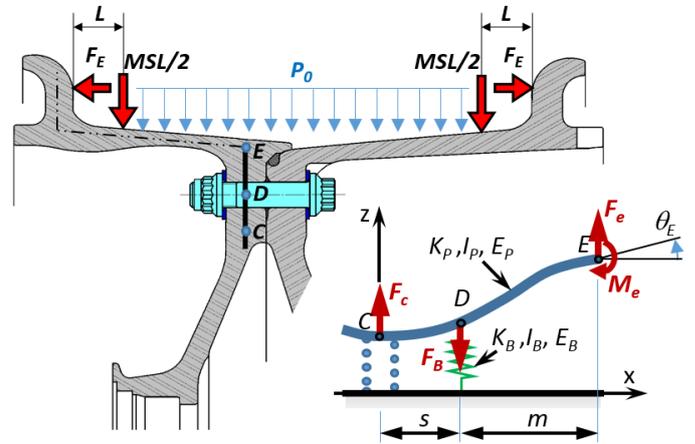


Figure 4. MODÈLE DE CALCUL

Le gonflage du pneu P_0 crée des efforts de séparation F_E qui se répercutent dans la structure de la roue, notamment au niveau des bourrelets de jante qui s'écartent.

En configuration roulage (Figure 3), la roue est soumise à un effort vertical issu de la masse de l'avion. Cet effort (MSL pour Maximum Static Load) est fourni par l'avionneur et localisé à une distance L du bourrelet. Il est admis, qu'en première approximation, cet effort MSL va se répartir également dans les 2 jantes de la roue. Dans cette configuration, les boulons subissent un chargement cyclique avec une sollicitation maximale lorsque le boulon est plus proche du sol (Figure 3).

En utilisant le formulaire analytique issu de [12], les équations (8) et (9) déterminent les déplacements radial x et angulaire θ de la partie cylindrique de la roue (1/2 jante).

$$\text{éq. (8): } x = \frac{M_0}{D\lambda^2} \left(\frac{C_{14}C_1}{C_{11}} - \frac{C_3}{C_{11}} \right) + \frac{-F_{20}}{D\lambda^3} \left(\frac{C_3C_{a2} - C_4C_{a1}}{C_{11}} + \frac{C_{a4}}{4} \right) + \frac{-P_0}{2D\lambda^4} \left(\frac{2C_3C_{a3} - C_4C_{a2}}{C_{11}} + \frac{C_{a5}}{2} \right)$$

$$\text{éq. (9): } \theta_s = \frac{M_0}{D\lambda} \left(\frac{-C_{14}C_4}{C_{11}} - \frac{C_2}{C_{11}} \right) + \frac{F_{20}}{D\lambda^2} \left(\frac{C_3C_{a2} - C_4C_{a1}}{C_{11}} + \frac{C_{a2}}{2} \right) + \frac{P_0}{2D\lambda^4} \left(\frac{2C_3C_{a3} - C_4C_{a2}}{C_{11}} - \frac{C_{a4}}{4} \right)$$

$$\text{éq. (10): } 0 = \frac{-M_0}{D\lambda} \frac{C_{12}}{C_{11}} + \frac{F_{20}}{2D\lambda^2} \frac{C_2C_{a2} - 2C_3C_{a1}}{C_{11}} + \frac{P_0}{2D\lambda^3} \frac{C_2C_{a3} - C_3C_2}{C_{11}}$$

Dans les équations (8), (9) et (10), M_0 est le moment par unité de longueur généré par la force d'écartement F_E , F_{02} est la force radiale ($MSL/2$) par unité de longueur, P_0 est la pression d'azote du pneu, D est la rigidité à la flexion du cylindre qui est égale à $D = \frac{E_P t^3}{12(1-\nu^2)}$ et $\lambda = \left(\frac{3(1-\nu^2)}{R^2 t^2} \right)^{\frac{1}{4}}$, avec ν le coefficient de poisson et R le rayon de la jante.

Les coefficients C_i sont des paramètres géométriques issus des formulations Roarks [12].

Afin de faciliter la lecture et le calcul, nous posons les coefficients f_i .

$$\begin{aligned} f_1 &= \frac{1}{D\lambda^2} \left(\frac{C_{14}C_1}{C_{11}} - \frac{C_3}{C_{11}} \right) & f_2 &= \frac{-1}{D\lambda^3} \left(\frac{(C_3C_{a2} - C_4C_{a1})C_1}{C_{11}} + \frac{C_{a4}}{4} \right) \\ f_3 &= \frac{-1}{2D\lambda^4} \left(\frac{(2C_3C_{a3} - C_4C_{a2})C_1}{C_{11}} + \frac{C_{a5}}{2} \right) & f_4 &= \frac{1}{D\lambda} \left(\frac{-C_{14}C_4}{C_{11}} - \frac{C_2}{C_{11}} \right) \\ f_5 &= \frac{1}{D\lambda^2} \left(\frac{(C_3C_{a2} - C_4C_{a1})C_4}{C_{11}} - \frac{C_{a3}}{2} \right) & f_6 &= \frac{1}{2D\lambda^4} \left(\frac{(2C_3C_{a3} - C_4C_{a2})C_4}{C_{11}} - \frac{C_{a4}}{4} \right) \\ f_7 &= \frac{-1C_{12}}{D\lambda C_{11}} & f_8 &= \frac{1}{2D\lambda^2} \frac{C_2C_{a2} - 2C_3C_{a1}}{C_{11}} \\ f_9 &= \frac{1}{2D\lambda^3} \frac{C_2C_{a3} - C_3C_2}{C_{11}} \end{aligned}$$

Le système d'équations (8), (9) et (10) permet de trouver les relations qui lient θ_s à chaque type de chargement, puis d'exprimer l'angle θ_E en fonction de l'effort F_E du moment M_E .

$$\text{éq. (11): } \theta_s B_1 = M_0 A_1$$

$$\text{éq. (12): } \theta_s B_2 = F_{20} A_2$$

$$\text{éq. (13): } \theta_s B_3 = P_0 A_3$$

avec :

$$\begin{aligned} A_1 &= f_2 f_4 f_9 - f_3 f_4 f_8 - f_1 f_5 f_9 + f_3 f_5 f_7 + f_1 f_6 f_8 - f_2 f_6 f_7 \\ A_2 &= f_1 f_5 f_9 - f_3 f_5 f_7 + f_3 f_4 f_8 - f_2 f_4 f_9 + f_2 f_6 f_7 - f_1 f_6 f_8 \\ A_3 &= f_1 f_6 f_8 - f_2 f_6 f_7 + f_3 f_4 f_8 - f_2 f_4 f_9 + f_3 f_5 f_7 - f_1 f_7 f_9 \end{aligned}$$

$$B_1 = (f_2 f_9 - f_3 f_8) + \frac{h_p}{2} (f_6 f_8 - f_5 f_9)$$

$$B_2 = (f_1 f_9 - f_3 f_7) + \frac{h_p}{2} (f_6 f_7 - f_4 f_9)$$

$$B_3 = (f_1 f_8 - f_2 f_7) + \frac{h_p}{2} (f_3 f_7 - f_4 f_8)$$

En introduisant le système d'équations (11), (12) et (13) et les équations des moments équivalents de chaque effort dans l'équation d'équilibre des moments à l'extrémité de la jante, l'expression analytique du moment M_E est définie par l'équation (14).

$$\text{éq. (14): } M_E = \frac{2\pi R}{Z} \left(\frac{B_1}{A_1} + \frac{(L_0 - X)B_2}{A_2} + \frac{(L_0 - X)^2 B_3}{2A_3} \right) \theta_s$$

En considérant l'égalité des angles de rotation entre θ_E et θ_s , l'équation (14) permet de trouver une relation entre θ_E , M_E et F_E .

$$\text{éq. (15): } \theta_E = \theta_s = \frac{Z}{2\pi R} \frac{1}{\left(\frac{B_1}{A_1} + \frac{(L_0 - X)B_2}{A_2} + \frac{(L_0 - X)^2 B_3}{2A_3} \right)} M_E + 0 F_E$$

Pour l'exemple de la roue d'avion, les coefficients q_1 et q_2 peuvent être déduits des équations (7) et (15).

$$q_1 = \frac{Z}{2\pi R} \frac{1}{\left(\frac{B_1}{A_1} + \frac{(L_0 - X)B_2}{A_2} + \frac{(L_0 - X)^2 B_3}{2A_3} \right)} ; \quad q_2 = 0$$

Tous les éléments nécessaires pour appliquer le modèle de poutre non-linéaire sont connus et peuvent être appliqués pour le calcul de la structure d'un secteur de roue.

Pour valider cette approche analytique, l'étape suivante consiste à comparer les résultats analytiques aux résultats

numériques. Une étude par éléments finis restreinte à un secteur de 20° d'une roue de 23 pouces (18 boulons) (Figure 5) a été réalisée à partir du logiciel éléments finis ANSYS WORCKBENCH [13].

Les résultats du modèle éléments finis sont proches des résultats d'essais effectués sur des études antérieures restreintes à la société Safran. Ce modèle numérique peut être considéré comme une référence pour valider notre modèle analytique.

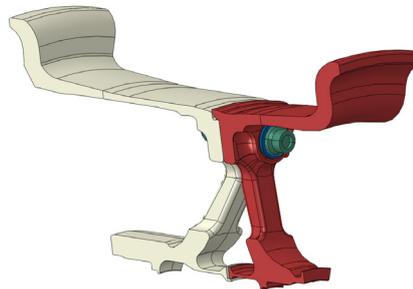


Figure 5. MODÈLE D'UN SECTEUR 20° D'UNE ROUE D'AVION

IV. ETUDE DE CORRÉLATION CALCUL / MODÈLE ANALYTIQUE

Une étape préliminaire d'installation du serrage seul des vis est d'abord réalisée. Les vis en acier haute résistance d'un diamètre de 12/16 de pouce (~19mm) sont précontraintes (σ_0) à une valeur de l'ordre de 807MPa (Cas 0). Pour cette étude, trois configurations de chargement ont été retenues :

- Cas 1 : chargement nominal P_0
- Cas 2 : chargement sous fatigue $2P_0$
- Cas 3 : chargement lié à une surpression $4P_0$

A partir d'une pression d'azote du pneu, l'effort d'écartement F_E est estimé à partir de l'équation (16).

$$\text{éq. (16): } F_E = \frac{\pi \cdot k \cdot P_0 \cdot (R_{nc}^2 - R_{dia}^2)}{Z}$$

où R_{nc} est le rayon extérieur du pneu, R_{dia} est le rayon d'accrochage du pneu, Z est le nombre de boulons et k est un coefficient qui dépend du type de pneu utilisé. Il permet de prendre en compte la répartition de l'effort de pression sur les bourrelets.

L'effort radial de l'avion MSL dépend du poids de l'avion et est donné par l'avionneur.

Les tableaux (1) et (2) présentent les contraintes normales de traction et de flexion au niveau du boulon pour les 4 cas de chargement en utilisant d'abord la méthode des éléments finis puis le modèle analytique poutre non-linéaire.

Type de chargement	Force F_E d'écartement [kN]	Contrainte normale de traction [MPa]	Contrainte normale de flexion [MPa]	Contrainte normale totale [MPa]
Cas 0 (σ_0 seule)	0.00	806.95	0.00	806.95
Cas 1	45.03	845.48	32.38	877.85
Cas 2	90.06	969.99	136.84	1106.83
Cas 3	180.12	1424.62	465.04	1889.67

Tableau 1. RESULTATS DES ETUDES ELEMENTS FINIS

Type de chargement	Force F_E [kN]	Contrainte normale de traction [MPa]	Contrainte normale de flexion [MPa]	Contrainte normale totale [MPa]
Cas 0 (σ_0 seule)	0.00	806.95	0.00	806.95
Cas 1	45.03	810.49	13.11	823.6
Cas 2	90.06	825.06	67.13	892.19
Cas 3	180.12	1366.14	423.3	1789.44

Tableau 2. RESULTATS DU MODELE NON-LINEAIRE

Type de chargement	Erreur contrainte normale de traction	Erreur contrainte normale de flexion	Erreur contrainte normale totale
Cas 0 (σ_0 seule)	0.00%	0.00%	0.00%
Cas 1	4,14%	59,50%	6.18%
Cas 2	14,94%	50,94%	19.39%
Cas 3	4,10%	8.98%	5.3%

Tableau 3. COMPARAISON ENTRE LE MODELE NUMERIQUE ET LE MODELE ANALYTIQUE

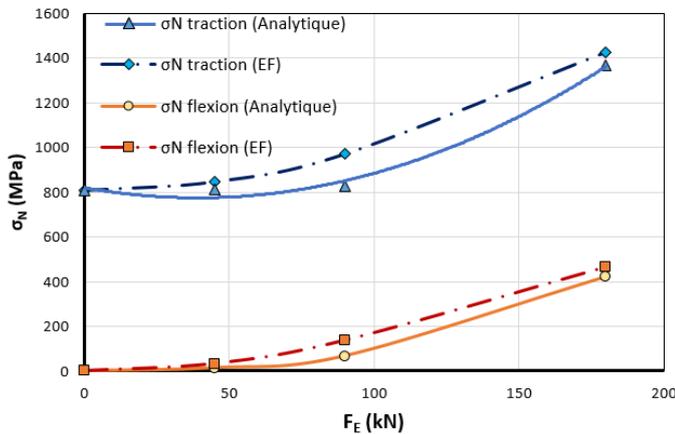


Figure 6. COMPARAISON DES CONTRAINTES NORMALES (ANALYTIQUE VS EF)

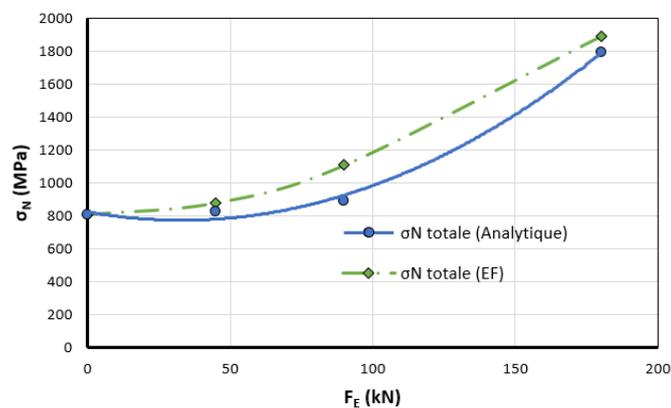


Figure 7. COMPARAISON DE LA CONTRAINTES NORMALE TOTALE

La Figure 6 montre que le modèle analytique, avec les nouveaux coefficients (q_1 , q_2), donne des résultats assez

proches des simulations numériques. La vis supporte des contraintes normales de traction et de flexion. La distinction de ces sollicitations montre une bonne concordance entre les modèles analytique et numérique. On remarque que le design des jantes offre une bonne rigidité à la roue. Sous des sollicitations sévères, voire extrêmes, la contrainte de flexion existant dans le boulon reste faible devant la contrainte de traction qui représente plus de 90% de la contrainte normale totale (cas 1 et 2) et 75% pour le cas extrême (cas 3). La Figure 7 représente les contraintes normales cumulées. La comparaison des courbes (analytique vs EF) montre des évolutions similaires, avec des valeurs plus élevées pour la méthode par éléments finis. Les souplesses calculées pour le modèle analytique conduisent à sous-estimer de l'ordre de 20% (pour le cas 2) la contrainte normale totale dans la fixation (Tableau 3). Dans un contexte de pré-dimensionnement, cette erreur est tout à fait acceptable au regard des temps de modélisation et de calcul nécessaires par une approche numérique par éléments finis. Une analyse plus fine des erreurs (Tableau 3), rapportées à chaque type de sollicitation, amène plusieurs commentaires :

- Pour la contrainte de traction qui reste prépondérante l'erreur maximale est de l'ordre de 4% pour le cas extrême.
- La configuration du cas 3 est particulière car la contrainte totale est très élevée. La vis a plastifié et se trouve en limite de rupture. Pour cette étude, les modèles de calcul (analytique et EF) n'intègrent pas de loi plastique au niveau de la fixation. Par conséquent, les valeurs obtenues sont surestimées par rapport à la réalité.
- Les résultats obtenus pour le calcul de la contrainte de flexion dans le boulon du modèle analytique ne correspondent pas exactement à celles des simulations par éléments finis. Cependant, la comparaison concerne des valeurs très faibles et dont le poids par rapport à la contrainte totale est proche de 9% pour le cas 3. Une étude plus détaillée intégrant les erreurs de dispersion, montreraient une superposition des courbes avec leur incertitude. Malgré les écarts existants, notamment pour les cas 1 et 2, cette dispersion de contrainte de flexion n'impacte pas le comportement global de la contrainte normale de la vis qui est due essentiellement à la sollicitation de traction. Pour le cas 3, la valeur de l'erreur est beaucoup plus faible que les 2 précédents cas. Ce changement de phénomène est lié à la valeur du paramètre s . Lorsque le paramètre s est inférieur au seuil critique s_c , le résultat lié au moment de flexion M_{FB} est fortement surestimé ce qui explique l'erreur obtenue au regard de la référence du modèle éléments finis (plus de 50% pour une pression nominale, cas 2). Mais, quand s dépasse le seuil critique s_c , le moment de flexion donné par le modèle analytique s'approche de celui du modèle numérique (une erreur de 9% est observée sur le cas 3).

L'analyse de ces résultats permet de conclure que la formule analytique proposée est représentative du comportement global de la vis et que la contrainte normale de

traction est prépondérante pour tous les cas de chargement. L'affectation d'une forte précontrainte minimise le risque de décollement à l'interface des jantes assemblées, malgré l'existence d'une faible flexion perçue par le boulon. Il est possible de remettre en cause l'hypothèse de négliger la rigidité en flexion de la tête de la vis (ou de l'écrou) devant celle des pièces assemblées. Seule une analyse d'influence permettra d'évaluer son impact sur une éventuelle diminution des écarts de la contrainte de flexion entre les deux modèles. Au regard du faible poids de la contrainte de flexion par rapport à la contrainte normale totale que supporte le boulon, l'amélioration apportée n'aura pas beaucoup d'incidence sur le résultat final.

V. CONCLUSION

Ce travail de recherche s'est appuyé sur une étude bibliographique et plus particulièrement sur les modèles analytiques existants dans la littérature pour le prédimensionnement des fixations soumises à des chargements fortement excentrés. Plusieurs modèles analytiques pour le calcul de l'effort de traction et le moment de flexion dans les boulons ont été analysés pour rechercher le modèle le plus approprié à la configuration d'un assemblage d'une roue d'avion. L'objectif est de quantifier convenablement les contraintes de traction et de flexion au niveau des boulons et ce pour différentes configurations de chargement.

A la suite de cette étude bibliographique, un outil de calcul a été développé, permettant de calculer les contraintes de traction et de flexion au niveau du boulon le plus sollicité, localisé sur la partie inférieure de la roue. Ce calcul est basé sur les équations du modèle non-linéaire développé par GUILLOT [6]. Afin de tenir compte d'un moment extérieur généré par la présence des forces radiales et de la pression du pneu, il a fallu adapter le modèle non-linéaire à la géométrie de la roue. Cela a nécessité à développer une démarche de calcul pour identifier les coefficients q_1 et q_2 propres à une roue d'avion.

La comparaison des résultats de ce modèle analytique aux résultats numériques montre une bonne corrélation des résultats des contraintes normales calculées au niveau de la vis. L'étude de plusieurs configurations de chargement confirme la robustesse du modèle analytique. La distinction entre les contraintes de traction et de flexion est dans le même niveau de proportion entre les modèles analytique et numérique, avec une mise en évidence d'une contrainte de traction prépondérante.

Une amélioration possible de ce modèle consiste à prendre en compte la non-symétrie du modèle et de proposer une évolution du calcul de la souplesse des pièces pour réduire l'écart entre les deux modèles. A moyen terme, il est envisagé de développer un outil semi-numérique pour améliorer nos résultats, en utilisant une approche locale-globale. Cette nouvelle stratégie permettra de mieux prendre en considération le comportement local (décollement, contact...) et d'y associer les perturbations à l'échelle de la roue (ovalisation, nombre de fixations variable, dispersion sur le serrage...). Afin de prendre en compte le système complet, la démarche proposée par [14] servira de base de travail et sera couplée à une approche locale basée sur les travaux de [15] pour s'intéresser en détail l'environnement du boulon le plus chargé.

VI. RÉFÉRENCES

- [1] VDI 2230 Part 1, "Systematic calculation of highly stressed bolted joints Joints with one cylindrical bolt", VDI-Richtlinien, ICS 21.060.10, Düsseldorf, Germany, 2014, pp.1-182.
- [2] M. COUCHAUX, "Comportement des assemblages par brides circulaires boulonnées", Thèse Insa Rennes, 2010, pp. 1-436.
- [3] M. COUCHAUX, M. HJIAJ, I. RYAN, A. BUREAU, "Tensile resistances of bolted circular flange connections, Engineering Structures", vol 171, 2018, pp. 817-841, DOI: 10.1016/j.engstruct.2018.04.004
- [4] S. IGARASHI, K. WAKIYAMA, K. INOUE, T. MATSUMOTO, Y. MURASE "Limit design of high strength bolted tube flange joints: Part 1. Joint without rib-plates and ring-stiffeners", Journal of structural and construction engineering, Vol 354, 1985, pp. 52-66, DOI: 10.3130/aijsx.354.0_52 (en Japonais).
- [5] P. AGATONOVIC, "Beam model of bolted flanged connection", En. Comput., Vol 2(1), 1985, pp. 21-29, doi.org/10.1108/eb023597.
- [6] J. GUILLOT, "Calcul des assemblages vissés – Assemblages soumis à une charge excentrée", Partie 2, Technique de l'ingénieur BM5563 v2, 2008, pp. 1-18.
- [7] Norme NF E 25-030-2 "Fixations – Assemblages vissés à filetage métrique ISO – Partie 2 : Règles de conception pour les assemblages précontraints" – Démarche complète, 2014.
- [8] W. EL MANSOUI, A. DAIDIE, F. LACHAUD, C. PALECZNY, "Analytical Model behavior for bolted metal-3D woven composite joints, Proceeding of ECCM18, Athens, Greece, 2018, pp. 1-8.
- [9] M. BAKHIET, "Etudes des assemblages boulonnés à chargement fortement excentré soumis à des sollicitations de fatigue", Thèse INSA Toulouse, 1994, pp. 1-494.
- [10] A. VADEAN, D. LERAY, J. GUILLOT, "Bolted joints for very large diameter bearings: numerical model development", Finite Elements in Analysis and Design, Vol 42(4), 2006, pp. 298-313, doi.org/10.1016/j.finel.2005.08.001.
- [11] Z. CHAIB, "Etude du comportement des fixations par vis des couronnes de guidage de grand diamètre : élaboration d'un outil de dimensionnement", Thèse INSA Toulouse, 2008, pp. 1-244.
- [12] WC. YOUNG, RG. BUDYNAS, A. SADEGH, "Roark's formulas for stress and strain" - Eighth Edition - McGraw-Hill, 2012, pp. 1-1072, ISBN-13: 978-0071742474.
- [13] ANSYS Workbench user's guide, 2014, www.ansys.com
- [14] T. DERICQUEBOURG, A. DAIDIE, F. DEBARLE, M. SARTOR, "An original global-local approach for predimensioning multi bolted joints", Proceeding of IDMME-Virtual Concept 2008, Beijing, China, 2008, pp. 1-10.
- [15] D. LERAY, "Outil de dimensionnement de fixation boulonnée de couronnes d'orientation", Thèse INSA Toulouse, 2002, pp. 1-168.