



N ° d'ordre NNT : 2016LYSEI055

THESE de DOCTORAT DE L'UNIVERSITE DE LYON
opérée au sein de
L'INSA LYON

Ecole Doctorale N ° 162
(Mécanique - Energétique - Génie Civil - Acoustique)

Spécialité de doctorat : Génie Mécanique
Discipline : (Tribologie)

Soutenue publiquement le 10/06/2016, par :
(Komla A. KOUNOUDJI)

“INTIMITÉ TRIBOLOGIQUE”
DES CONTACTS D'UN ASSEMBLAGE BOULONNÉ.
Contrôle du serrage, du dévissage, ...
des assemblages d'aéro-structures et conséquences sur leur conception.

Devant le jury composé de :

ZAIDI, H.	Professeur, Université de Poitiers	Président
DAIDIE, A.	Professeur, INSA Toulouse	Rapporteur
ROBERT, J.-L.	Professeur, Université Blaise Pascal, Clermont-Ferrand	Rapporteur (excusé)
ELEOD, A.	Docteur, Académie des Sciences de Hongrie	Examineur
MOLLON, G.	Maître de Conférences, INSA Lyon	Examineur
PALECZNY, C.	Ingénieur, SAFRAN AIRCRAFT ENGINES, Villaroche	Examineur
BERTHIER, Y.	Directeur de Recherche, INSA Lyon	Directeur de thèse
RENOUF, M.	Chargé de Recherche (HDR), Université de Montpellier	Co-directeur (excusé)

Département FEDORA – INSA Lyon - Ecoles Doctorales – Quinquennal 2016-2020

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
CHIMIE	CHIMIE DE LYON http://www.edchimie-lyon.fr Sec : Renée EL MELHEM Bat Blaise Pascal 3 ^e étage secretariat@edchimie-lyon.fr Insa : R. GOURDON	M. Stéphane DANIELE Institut de Recherches sur la Catalyse et l'Environnement de Lyon IRCELYON-UMR 5256 Équipe CDFA 2 avenue Albert Einstein 69626 Villeurbanne cedex directeur@edchimie-lyon.fr
E.E.A.	ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE http://edeea.ec-lyon.fr Sec : M.C. HAVGOUDOUKIAN Ecole-Doctorale.eea@ec-lyon.fr	M. Gérard SCORLETTI Ecole Centrale de Lyon 36 avenue Guy de Collongue 69134 ECULLY Tél : 04.72.18 60.97 Fax : 04 78 43 37 17 Gerard.scorletti@ec-lyon.fr
E2M2	EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE, MODELISATION http://e2m2.universite-lyon.fr Sec : Safia AIT CHALAL Bat Darwin - UCB Lyon 1 04.72.43.28.91 Insa : H. CHARLES Safia.ait-chalal@univ-lyon1.fr	Mme Gudrun BORNETTE CNRS UMR 5023 LEHNA Université Claude Bernard Lyon 1 Bât Forel 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cédex Tél : 06.07.53.89.13 e2m2@univ-lyon1.fr
EDISS	INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTE http://www.ediss-lyon.fr Sec : Safia AIT CHALAL Hôpital Louis Pradel - Bron 04 72 68 49 09 Insa : M. LAGARDE Safia.ait-chalal@univ-lyon1.fr	Mme Emmanuelle CANET-SOULAS INSERM U1060, CarMeN lab, Univ. Lyon 1 Bâtiment IMBL 11 avenue Jean Capelle INSA de Lyon 696621 Villeurbanne Tél : 04.72.68.49.09 Fax : 04 72 68 49 16 Emmanuelle.canet@univ-lyon1.fr
INFOMATHS	INFORMATIQUE ET MATHEMATIQUES http://infomaths.univ-lyon1.fr Sec : Renée EL MELHEM Bat Blaise Pascal 3 ^e étage infomaths@univ-lyon1.fr	Mme Sylvie CALABRETTO LIRIS – INSA de Lyon Bat Blaise Pascal 7 avenue Jean Capelle 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72. 43. 80. 46 Fax 04 72 43 16 87 Sylvie.calabretto@insa-lyon.fr
Matériaux	MATERIAUX DE LYON http://ed34.universite-lyon.fr Sec : M. LABOUNE PM : 71.70 –Fax : 87.12 Bat. Saint Exupéry Ed.materiaux@insa-lyon.fr	M. Jean-Yves BUFFIERE INSA de Lyon MATEIS Bâtiment Saint Exupéry 7 avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 71.70 Fax 04 72 43 85 28 Ed.materiaux@insa-lyon.fr
MEGA	MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE http://mega.universite-lyon.fr Sec : M. LABOUNE PM : 71.70 –Fax : 87.12 Bat. Saint Exupéry mega@insa-lyon.fr	M. Philippe BOISSE INSA de Lyon Laboratoire LAMCOS Bâtiment Jacquard 25 bis avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72 .43.71.70 Fax : 04 72 43 72 37 Philippe.boisse@insa-lyon.fr
ScSo	ScSo* http://recherche.univ-lyon2.fr/scso/ Sec : Viviane POLSINELLI Brigitte DUBOIS Insa : J.Y. TOUSSAINT viviane.polsinelli@univ-lyon2.fr	Mme Isabelle VON BUELTZINGLOEWEN Université Lyon 2 86 rue Pasteur 69365 LYON Cedex 07 Tél : 04.78.77.23.86 Fax : 04.37.28.04.48

*ScSo : Histoire, Géographie, Aménagement, Urbanisme, Archéologie, Science politique, Sociologie, Anthropologie

... A mes deux amours, Edwige et Camille

Cadre industriel de la thèse

Les travaux présentés dans ce manuscrit ont été réalisés au Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures (LaMCoS) de l'INSA Lyon dans le cadre du projet CARAB (Conception Avancée Robuste pour les Assemblages Boulonnés). C'est un projet collaboratif mis en place pour permettre de répondre à des enjeux de conception à coût et à masse (dimensionnement/surdimensionnement) objectifs (optima) des assemblages boulonnés utilisés dans l'aéronautique et le spatial, tout en leur garantissant un niveau suffisant de fiabilité et d'intégrité structurale. Il est financé par le Fonds Unique Interministériel (FUI 2012-2016, aide N° F1207003Q) suite au 13^e appel à projet et co-labellisé par trois pôles de compétitivité à savoir, Aerospace Valley, Astech et System@tic. Le projet CARAB regroupe 14 partenaires industriels (aéronautiques) et académiques et a été piloté par SAFRAN AIRCRAFT ENGINES (anciennement Snecma).

Remerciements

Cette thèse ne verra sans doute pas le jour sans l'aide apportée par le Fonds Unique Interministériel. Que tous les acteurs du projet CARAB, financeurs, partenaires et pôles de compétitivité que j'ai côtoyés pendant ces 3 années de thèse, trouvent ici mes sincères remerciements.

Je remercie l'ancien Directeur du LaMCoS, le Professeur David Dureisseix et son successeur, le Professeur Daniel Nélias de m'avoir accueilli et permis de réaliser mes travaux de recherche jusqu'à leur aboutissement.

Je tiens à exprimer ma gratitude à Monsieur Yves Berthier, Directeur de Recherche au CNRS et Directeur de cette thèse. Yves, votre soutien tant moral que scientifique m'a permis d'atteindre la dimension de la "tribologie des assemblages boulonnés", explorée au cours de ces travaux.

Je tiens à remercier Monsieur Mathieu Renouf, Chargé de Recherche au CNRS et Habilité à Diriger des Recherches et Monsieur Guilhem Mollon, Maître de Conférences pour leur participation active à mon encadrement. Toute ma reconnaissance à Monsieur Claude Godeau, Ingénieur d'études actuellement à la retraite, pour son expérience et son savoir-faire qui m'ont été un grand appui au cours des travaux.

Un grand merci au Professeur Hamid Zaidi pour l'intérêt porté à mon travail en acceptant de présider ce jury de thèse. Toute ma reconnaissance à Messieurs les Professeurs Alain Daidié et Jean-Louis Robert pour avoir pris la charge de rapporter ces travaux. Monsieur Robert, mes pensées vont particulièrement à vous... Je remercie Messieurs Andras Eleod et Christian Paleczny, respectivement Docteur de l'Académie des Sciences et Ingénieur d'études, pour avoir accepté de participer à ce jury.

Une pensée amicale va tout particulièrement à mes collègues et ami(e)s Serge, Eric, Eymard, Fabien, Mihaela, Mirela, Nicoleta, Bogdan, Aymen, Maria, Ghassene, Jérôme, Amira, Julian, Pierrick, Magali, Sayed, Davide, Manu, Jacopo, Giovanna,...(la liste est longue...) pour tous les moments passés.

Je remercie toutes les personnes que j'ai cotôyées d'une manière ou d'une autre au cours de ces années de thèse.

Je termine avec ma petite famille, ma femme et ma fille. Edwige, grand merci pour avoir su supporter ma mauvaise humeur surtout vers la fin de cette aventure. Camille, merci d'arriver au bon moment pour me redonner la force nécessaire. Vous êtes toutes les deux ma source d'énergie intarissable.

Résumé

Depuis l'utilisation des boulons au XV^e siècle pour assembler deux pièces, les assemblages boulonnés posent des questions quant à la compréhension de leur fonctionnement et de leurs défaillances, telles que la variation de la tension de serrage entraînant, le desserrage, le dévissage, la perte d'étanchéité, l'initialisation de fissures, ...

Pour comprendre leur fonctionnement, une méthodologie d'analyse tribologique a été mise en place, permettant de démonter un assemblage boulonné sans le desserrer, afin de ne pas modifier les conditions de contact lors du desserrage. Ainsi, toutes les interfaces d'assemblages ("filets" écrou/vis et "autres que filets") formant des triplets tribologiques, ont été étudiées durant les trois phases de leur cycle de vie (fabrication, serrage, service) par le biais de cas-tests de matériaux différents. Un dialogue interactif entre les expérimentations (corrélations d'images, expertises) et la simulation numérique (Eléments Finis, Eléments Discrets) a permis de dégager des interprétations, notamment concernant les trois phases.

Lors de la fabrication, le roulage des vis engendre des transformations tribologiques superficielles au niveau des sous-surfaces des filets formés. Le coeur des vis (noyau) restant non-déformé, ce procédé crée ainsi une différence de microstructure au sein de ces vis, ce qui est une source d'altération de leurs propriétés en fatigue.

Lors du serrage, il se forme à l'interface "filets" une mixture de troisièmes corps "sec-solide", accommodant la vitesse entre la vis et l'écrou. Cette mixture résulte d'une réactivité entre une graisse utilisée pour le serrage et des particules, détachées d'un revêtement appliqué sur les filets d'écrous et/ou de vis. En fin de serrage, une partie de la mixture reste piégée entre les filets, jouant le rôle de maintien de la tension de serrage. Dans ces conditions, il apparaît que le frottement varie en fonction de la rhéologie de la mixture, conditionnant la variation de la tension de serrage.

En service, des instabilités de contact (glissement, décollement, ...) ont été identifiées au niveau des interfaces. Ces instabilités engendrent dans les interfaces "autres que filets" la formation d'un troisième corps oxydé. Ce dernier constitue un surplus de matière qui peut entraîner l'augmentation des contraintes mécaniques dans les assemblages. A l'interface "filets" écrou/vis, il a été constaté que si la mixture de troisièmes corps piégée en serrage n'est pas cohésive, elle est extrudée des contacts, initialisant la perte de la tension de serrage.

A partir de ces interprétations, des interactions entre plusieurs circuits tribologiques conduisent à converger vers un scénario de fonctionnement des assemblages boulonnés, permettant de solutionner leurs défaillances par la re-conception (mise en place de gorge de décharge, ...).

MOTS CLÉS: assemblage boulonné, tribologie, cycle de vie, expérimentation, corrélations d'images, modélisation, DEM, FEM.

Summary

Since the use of bolts in the fifteenth century to assemble two parts, the bolted assemblies have the interrogations according to the understanding of their operating and failures occurring, such as the variation of the clamping force leading to, self-loosening, loss of sealing performance, cracks initialization, ...

In order to understand their operating, a methodology focused on tribological approach was established, enabling to disassemble a bolted assembly without loosen its, allowing to not change the contact conditions during loosening. So, all the bolted assemblies interfaces (nut/screw “threads” and “others than threads”) constituting tribological triplets, have been studied according to the three stages of their full life-cycle (manufacturing, tightening and service) using configurations of different materials. An interactive dialogue between the experiments (fields measuring by digital images correlation, tribological analysis) and the numerical simulation (Finite Element Method, Discrete Element Method) has led to interpretations about the three stages.

During the manufacturing, the rolling of screws generates tribological superficial transformations in subsurfaces of machined threads. Contrariwise, inside the volume of these machined screws, there is no tribological transformation. So, this manufacturing process creates a difference of microstructure in these screws, that could be a source of their fatigue properties destruction.

During the tightening, it produces at “threads” interface a “dry-solid” mixture of third bodies, accommodating the speed jump between the screw and the nut. This mixture is the result of a reactivity between a grease used for bolted tightening and the particles, detached by plastic flow from a coating initially applied on the threads of nuts and/or bolts. At the end of the process, a part of the mixture remains trapped in the threads, playing the role of maintaining the clamping force. In these conditions, it appears that the friction varies depending of the rheology of the mixture, conditioning the variation of the clamping force.

In service, contact instabilities (slip, peeling off, ...) have been identified in the interfaces. These instabilities lead to the formation of an oxidized third body in “others than threads” interfaces. This oxidized third body represents a surplus of material and can increase mechanical stresses in the assemblies. In the nut/screw “threads” interface, it was found that if the mixture of third bodies trapped during the tightening stage is not cohesive, it is extruded, initializing the loss of clamping force.

Based on the findings, the interactions between multiple tribological circuits lead to converge to a scenario of bolted assemblies operating, allowing to solve their failures by re-designing (create discharge grooves, ...)

KEYS-WORDS: bolted assembly, tribology, full life-cycle, experimentation, digital image correlation, modeling, DEM, FEM.

Table des matières

Table des matières	i
Table des figures	v
Liste des tableaux	xi
Introduction générale et contexte de l'étude	1
1 Démarche d'analyse tribologique et choix des cas-tests d'assemblages boulonnés	7
1 Démarche d'analyse tribologique	7
2 Choix des cas-tests d'aéro-structures boulonnées pour l'analyse de leur cycle de vie	9
2 Analyse tribologique de la phase de serrage des assemblages boulonnés	17
1 Revue de littérature sur la phase de serrage des assemblages boulonnés . .	18
1.1 Méthodes de serrage des assemblages boulonnés	18
1.1.1 Méthodes traditionnelles de serrage	18
1.1.2 Méthodes de serrage sans frottement	20
1.2 Modèles couple-tension pour la détermination de valeurs de précharge et/ou de frottement	21
1.2.1 Modèles en deux dimensions	21
1.2.2 Modèles en trois dimensions	23
1.3 Méthodes de détermination de valeurs de précharge et/ou de frottement	26
1.3.1 Précharges théoriques	26
1.3.2 Précharges expérimentales	27
1.4 Approches statistiques pour la détermination des valeurs de précharge et de frottement optima	28
1.5 Modèles d'assemblages boulonnés existants	29
2 Etude tribologique de la phase de serrage	31
2.1 Cadre expérimental	31
2.1.1 Identification des conditions de contact sans graissage .	33

2.1.2	Identification des conditions locales de contact dans les conditions réelles de serrage	33
2.2	Cadre numérique	40
2.2.1	De la réalité au modèle	40
2.2.2	Du modèle à la modélisation	41
2.2.3	Résultats des simulations	44
3	Analyse tribologique de la phase de service	57
1	Revue de littérature sur la phase de service des assemblages boulonnés	58
1.1	Etudes sur le dévissage des assemblages boulonnés	58
1.1.1	Hypothèses de sollicitations axiales et vibrations	59
1.1.2	Hypothèses de sollicitations de torsion	59
1.1.3	Hypothèses de chargements par impact	60
1.1.4	Hypothèses de vibrations transversales	61
1.2	Etudes sur le desserrage des assemblages boulonnés	62
2	Comportement tribologique des interfaces d'assemblages sous sollicitations quasi-statiques	64
2.1	Matériels et méthodes	65
2.1.1	Matériels	65
2.1.2	Méthodes	67
2.2	Traitement numérique des mesures de champ de déformation	68
2.3	Expertises tribologiques avant et après essais	69
3	Comportement tribologique des interfaces d'assemblages sous sollicitations dynamiques vibratoires	74
3.1	Essais à l'échelle intermédiaire	75
3.1.1	Matériels et méthode	75
3.1.2	Traitement numériques des mesures de champ après essais de caractérisation vibratoire (mode tracking)	78
3.1.3	Expertises tribologiques après essais d'endurance vibratoire	83
3.1.4	Expertises tribologiques et analyses de défaillances après essais d'endurance à fort niveau vibratoire	90
3.2	Essais à l'échelle 1	91
3.2.1	Expertises tribologiques après essais d'endurance vibratoire	93
4	Simulation numérique des sollicitations de petits débattements	106
4	Circuits tribologiques et leurs interactions relatives dans le fonctionnement d'un assemblage boulonné	111
1	Circuits tribologiques d'un assemblage boulonné	111
1.1	Circuit tribologique en phase de serrage	111
1.2	Circuit tribologique en phase de service	114
2	Interactions entre circuits tribologiques dans un assemblage boulonné	116

2.1	Interactions entre circuits tribologiques d'un assemblage boulonné pendant la phase de serrage	116
2.2	Interactions entre circuits tribologiques d'un assemblage boulonné pendant la phase de service	118
2.3	“Unification” des circuits tribologiques d'un assemblage boulonné	120
Conclusion générale et perspectives		123
Annexe A : Analyse tribologique de la phase de fabrication des boulons		127
Annexe B : Essais couple-tension		145
Annexe C : Traitement numérique des mesures de champ lors des essais à l'échelle Intermédiaire		147
Annexe D : Analyse tribologique du serrage d'assemblages boulonnés par la méthode des éléments finis		153
Annexe E : Traitement numérique des mesures de champ lors des essais à l'échelle 1		157
Bibliographie		161

Table des figures

1	<i>Composants d'assemblage boulonné (cas classique)</i>	1
2	<i>a) Eclisse reliant 2 rails par l'intermédiaire de 4 boulons, b) éclisse désolidarisée par rupture des boulons</i>	2
3	<i>Défaillances d'assemblages de différentes aéro-structures, a) rupture de boulons d'un réacteur lors d'un test d'impact d'oiseau, b) rupture de boulons lors des charges de couple structural sur un frein, c) endommagement de la liaison boulonnée d'une vanne de pressurisation (vanne ayant fonctionné sur un aéronef), d) vis de moteur projeté dans un hublot (avion air Canada, novembre 2014)</i>	4
4	<i>Diagramme de l'étude tribologique du cycle de vie des assemblages boulonnés</i>	6
1.1	<i>Triplets tribologiques dans un assemblage boulonné (cas classique)</i>	8
1.2	<i>Composants d'assemblages boulonnés d'une roue d'aéronef</i>	10
1.3	<i>Composants d'assemblages boulonnés d'un frein d'aéronef</i>	11
1.4	<i>Composants d'assemblages boulonnés d'une partie de moteur d'aéronef</i>	12
1.5	<i>Composants d'assemblages boulonnés d'une vanne de prélèvement d'air d'aéronef</i>	12
1.6	<i>Différents matériaux intervenant dans les différentes cas-tests à étudier</i>	13
2.1	<i>Hypothèse de pression de contact uniforme sous tête de vis [NAS 05b]</i>	24
2.2	<i>Hypothèse de pression de contact linéairement croissante sous tête de vis [NAS 05b]</i>	24
2.3	<i>Hypothèse de pression de contact sur flancs de filets, a) pression de contact uniforme ; b) pression de contact linéairement croissante [NAS 05b]</i>	25
2.4	<i>Modèle volumique de boulon, a) un filet extérieur, b) un filet intérieur, c) une vis, d) un écrou [YAN 13]</i>	30
2.5	<i>Cellule d'essais couple-tension [AER]</i>	32
2.6	<i>Flancs d'appui portants à l'interface filets écrou/vis</i>	33
2.7	<i>Intérieur des filets de vis après serrage et démontage par découpes</i>	35
2.8	<i>a) Vis fraîchement graissée, b) vis après serrage et démontage par découpes</i>	36
2.9	<i>a) Flanc de vis avant serrage, b) flanc après serrage et démontage par découpes</i>	36
2.10	<i>Analyses chimiques EDX des amas de troisième corps</i>	37

2.11	<i>Intérieur des filets d'écrou après serrage et démontage par découpes</i>	37
2.12	<i>Mécanisme de formation des différents débits en phase serrage, a) sens d'extrusion, b) différents débits</i>	38
2.13	<i>Intérieur des filets d'écrou et répartition du troisième corps tartiné</i>	39
2.14	<i>a) Interface filets écrou/vis, b) scénario de formation de la mixture de troisièmes corps "sec-solide" à partir d'un contact flanc/flanc de filets</i>	40
2.15	<i>a) Interface réelle, b) modèle proposé</i>	41
2.16	<i>Modèle obtenu à partir des hypothèses</i>	42
2.17	<i>a) Conditions aux limites, b) évolution temporelle des conditions aux limites</i>	43
2.18	<i>a) Contact unilatéral sans cohésion, b) avec cohésion</i>	44
2.19	<i>a) Extrusion et migration de troisième corps en début de serrage, b) différents débits en fin de serrage, c) coeur des contacts</i>	46
2.20	<i>Champ de vitesse des premiers corps et au sein des débits de troisième corps</i>	47
2.21	<i>Frottement en fonction du temps pour différentes valeurs de cohésion et de débit interne 1 initial, a) à $V=2\text{ m/s}$, b) à $V=20\text{ m/s}$</i>	48
2.22	<i>Frottement en fonction du temps pour différentes valeurs de cohésion et de débit interne 2 initial, a) à $V=2\text{ m/s}$, b) à $V=20\text{ m/s}$</i>	49
2.23	<i>Cartes de débit interne à différentes valeurs de cohésion pour $V=2\text{ m/s}$</i>	50
2.24	<i>Cartes de débit interne à différentes valeurs de cohésion pour $V=20\text{ m/s}$</i>	51
2.25	<i>Comparaison des débits d'usure et interne pour deux valeurs de cohésion, 10^{-5}N et 10^{-3}N</i>	52
2.26	<i>Comparaison des champs de vitesse des débits d'usure et interne pour deux valeurs de cohésion, 10^{-5}N et 10^{-3}N</i>	52
2.27	<i>Courbes de déplacement relatif du premier corps 2 en fonction du temps de serrage numérique pour trois valeurs de cohésion</i>	53
3.1	<i>a) Banc d'essais de Clark et Cook, b) vue en coupe au niveau de la vis étudiée [CLA 66]</i>	60
3.2	<i>Banc d'essais de Junker [JUN 69]</i>	62
3.3	<i>Système d'essais du banc Junker [JUN 69]</i>	62
3.4	<i>Secteur de brides dédié aux sollicitations quasi-statiques</i>	65
3.5	<i>Assemblage à étudier monté sur le banc de traction/compression, a) vue de face, b) vue de gauche</i>	66
3.6	<i>Secteur de brides avec mouchetis</i>	67
3.7	<i>Histoire du chargement des essais quasi-statiques, a) charge par palier progressif de 2 kN, b) 5 cycles de charge-décharge, c) chargement jusqu'à 30 kN</i>	68
3.8	<i>Définition de la zone d'intérêt à partir de l'image de référence</i>	69
3.9	<i>Champ de déformation dans la direction de l'axe Y, axe de chargement</i>	70
3.10	<i>Surface portante de la bride inférieure avant essais</i>	70
3.11	<i>Surface portante de la bride supérieure avant essais</i>	71
3.12	<i>Surface portante de la bride inférieure après essais</i>	72

3.13	<i>Surface portante de la bride supérieure après essais</i>	72
3.14	<i>Vue en coupe de la surface portante de la bride inférieure</i>	73
3.15	<i>Analyse chimique du troisième corps formé à l'interface bride/bride</i>	74
3.16	<i>a) Equipement réel, b) équipement équivalent, c) différentes éprouvettes ou structures d'assemblages à tester</i>	76
3.17	<i>Banc d'essais vibratoires échelle intermédiaire</i>	77
3.18	<i>a) Schéma de la configuration 1, b) images avec mouchetis relatives à chaque caméra, c) zones d'intérêt à partir des images de référence au niveau de chaque caméra</i>	79
3.19	<i>Caméra 1, a) zone d'intérêt monobloc, b) zone d'intérêt multibloc</i>	80
3.20	<i>Caméra 2, a) zone d'intérêt monobloc, b) zone d'intérêt multibloc</i>	81
3.21	<i>Moyenne des déplacements relatifs d'après les mesures de la caméra 1, b) à l'interface vis/structure, c) à l'interface structure/structure</i>	82
3.22	<i>Moyenne des déplacements relatifs d'après les mesures de la caméra 2, b) à l'interface vis/structure, c) à l'interface structure/structure</i>	83
3.23	<i>Diagramme spatio-temporel de décollement à l'interface structure/structure d'après la caméra 2</i>	84
3.24	<i>a) Schéma de la configuration 4, b) images avec mouchetis relatives à chaque caméra</i>	85
3.25	<i>Moyenne des déplacements relatifs d'après les mesures de la caméra 1, b) à l'interface vis/structure, c) à l'interface structure/structure</i>	86
3.26	<i>Moyenne des déplacements relatifs d'après les mesures de la caméra 2, b) à l'interface vis/structure, c) à l'interface structure/structure</i>	87
3.27	<i>Diagramme spatio-temporel de la cinématique à l'interface vis/structure d'après la caméra 2, a) glissement, b) décollement</i>	88
3.28	<i>Diagramme spatio-temporel de la cinématique à l'interface structure/structure d'après la caméra 2, a) glissement, b) décollement</i>	89
3.29	<i>a) Schéma de la configuration 1, b) surfaces portantes de l'interface structure/structure</i>	90
3.30	<i>Surface portante de la structure 1 de l'interface structure/structure</i>	91
3.31	<i>Zone a de la surface portante de la structure 1</i>	92
3.32	<i>Zone b de la surface portante de la structure 1</i>	93
3.33	<i>Zone c de la surface portante de la structure 1</i>	94
3.34	<i>a) Morphologie des surfaces après essais, b) après fonctionnement réel sur avion</i>	95
3.35	<i>a) Schéma de la configuration 2, b) surface portante de la structure 1 à l'interface structure/structure</i>	95
3.36	<i>Endommagements constatés à l'interface structure/structure</i>	96
3.37	<i>Endommagements constatés à l'interface écrou/structure</i>	97
3.38	<i>a) Schéma de la configuration 3, b) surfaces portantes de l'interface structure/structure</i>	98
3.39	<i>Endommagements constatés à l'interface structure/structure</i>	99
3.40	<i>Vue en coupe des surfaces des interfaces structure/structure et écrou/structure</i>	100

Table des figures

3.41	a) Schéma de la configuration 4, b) zone fissurée	100
3.42	a) Endommagement à l'interface vis/structure, b) illustration du mécanisme d'endommagement	101
3.43	Surface portante de la structure 1 de l'interface structure/structure	102
3.44	Surface portante de la structure 2 de l'interface structure/structure	103
3.45	a) Banc pour les essais à l'échelle 1, b) image de mouchetis de la zone boulonnée	103
3.46	Endommagements constatés à l'interface structure/structure en réponse "basculement axial"	104
3.47	Endommagements constatés à l'interface structure/structure en réponse "torsion"	105
3.48	a) Début de serrage, b) fin de serrage	106
3.49	Déplacements relatifs appliqués en sollicitations de petits débattements	107
3.50	Conditions de contact en sollicitations de petits débattements	107
3.51	Evolution du débit interne de troisième corps en fonction du temps pour différentes cohésions	108
3.52	Présence de troisième corps aux interfaces "hors filets" d'assemblage boulonné en service	109
4.1	Circuit tribologique d'un assemblage boulonné en phase de serrage	113
4.2	Répartition du débit interne dans les filets en fonction de leur position les uns par rapport aux autres (phase de serrage)	114
4.3	Circuit tribologique d'un assemblage boulonné en phase de service	116
4.4	Diagramme d'interactions entre circuits tribologiques pendant la phase de serrage d'un assemblage boulonné	117
4.5	Diagramme d'interactions entre circuits tribologiques pendant la phase de service d'un assemblage boulonné	118
4.6	Diagramme d'unification des circuits tribologiques d'un assemblage boulonné	120
4.7	Gorge de décharge à l'interface structure/structure d'un assemblage boulonné, a) double gorge, b) mono-gorge, c) vue de dessus	126
4.8	Gamme de fabrication des vis [AER]	129
4.9	Principe de forgeage des vis [AER]	129
4.10	Fibrage dans une tête de vis [AER]	130
4.11	Principe de roulage [AER]	131
4.12	Principe de galetage [AER]	131
4.13	Gamme de fabrication des écrous [AER]	132
4.14	Echantillon à analyser	136
4.15	Microstructure des vis "roue"	137
4.16	Microstructure des vis "carters"	138
4.17	Micrographie des écrous "roue"	140
4.18	Micrographie des écrous "carters"	140
4.19	Micrographie des vis "roue"	141

4.20	<i>Micrographie des vis “carters”</i>	142
4.21	<i>Banc d’essais couple-tension</i>	145
4.22	<i>Précharges mesurées en fonction du nombre de cycles de serrage/desserrage</i>	146
4.23	<i>Champ de déplacement en mm d’après les mesures de la caméra 1, a) suivant l’axe X, b) suivant l’axe Y</i>	148
4.24	<i>Champ de déplacement en mm d’après les mesures de la caméra 2, a) suivant l’axe Z, b) suivant l’axe Y</i>	148
4.25	<i>Champ de déformation suivant l’axe Y, a) d’après les mesures de la caméra 1, b) d’après les mesures de la caméra 2</i>	149
4.26	<i>Champ de déplacement en mm d’après les mesures de la caméra 1, a) suivant l’axe X, b) suivant l’axe Y</i>	150
4.27	<i>Champ de déplacement en mm d’après les mesures de la caméra 2, a) suivant l’axe Z, b) suivant l’axe Y</i>	150
4.28	<i>Champ de déformation suivant l’axe Y, a) d’après les mesures de la caméra 1, b) d’après les mesures de la caméra 2</i>	151
4.29	<i>a) Modèle et conditions aux limites en serrage, b) maillage du modèle</i>	154
4.30	<i>Champ de contraintes de von Mises à l’interface structure/structure</i>	155
4.31	<i>a) Comportement de l’interface en serrage numérique, b) après essais</i>	156
4.32	<i>Champ de déformation suivant l’axe y en sollicitation de torsion</i>	158
4.33	<i>Champ de déformation suivant l’axe y en sollicitation de basculement axial</i>	159

Table des figures

Liste des tableaux

1.1	<i>Etude des interfaces d'assemblage vis-à-vis des phases du cycle de vie et des cas réels</i>	14
2.1	<i>Précharges pour différentes conditions de serrage [ELI 03]</i>	28
2.2	<i>Etude de l'interface filets écrou/vis en phase serrage</i>	32
3.1	<i>Etude de toutes les interfaces d'assemblage en phase de service</i>	64
4.1	<i>Etude de l'interface filets écrou/vis en phase de fabrication</i>	135
4.2	<i>Valeurs de frottement aux différentes interfaces</i>	155

Introduction générale et contexte de l'étude

Depuis l'invention de la vis filetée aux alentours de l'an 400 avant notre ère par le "philosophe grec" Archytas de Tarente et le concept de boulon plus tard au XV^e siècle suite aux travaux de Graves [GRA 84], le boulonnage qui est un procédé d'assemblage de structures par serrage de boulon (i.e. boulon égal à l'ensemble vis et écrou), est devenu courant en mécanique. Il est pratiqué dans les secteurs comme l'aéronautique, le spatial, le ferroviaire, l'automobile, le génie-civil ou encore la biomécanique et constitue près de 70% des procédés mécaniques d'assemblage de pièces à travers le monde [CHU 08]. Par définition, les équipements obtenus à l'issue de ce procédé sont appelés assemblages boulonnés (cf. FIG.1). Ces assemblages sont généralement utilisés pour des impératifs de démontage pour faciliter par exemple la maintenance ou lorsque le collage, le soudage ou le rivetage s'avèrent mécaniquement impossibles ou moins pertinents à mettre en œuvre à cause de la température et/ou des charges élevées.

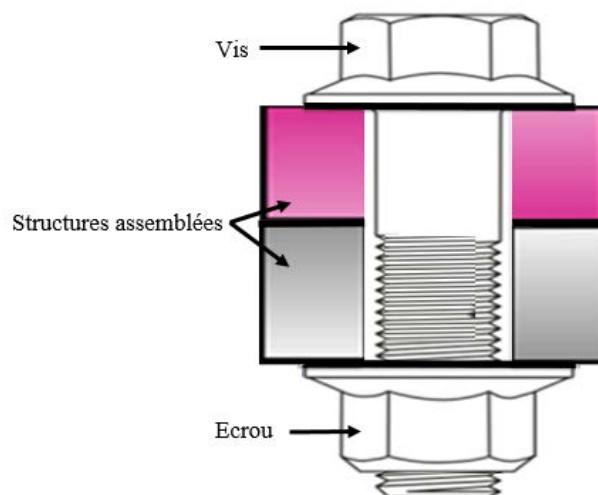


FIGURE 1: Composants d'assemblage boulonné (cas classique)

Malgré leur simplicité apparente et les avantages de leur utilisation, les assemblages

boulonnés posent de nombreux problèmes de fiabilité et d'intégrité structurale à la fois aux concepteurs, aux monteurs et aux chargés de maintenance. Bien qu'il existe des directives liées au prédimensionnement des assemblages pour leur garantir un niveau suffisant d'intégrité structurale [VDI 03], les problèmes de défaillance sont loin d'être maîtrisés. Par exemple, les incertitudes dues au frottement, à la magnitude de la précharge et aux efforts en service intervenant dans la pratique peuvent entraîner des défaillances d'assemblages à savoir, la perte de la précharge (desserrage, dévissage) entraînant dans certains cas la perte d'étanchéité des liaisons et dans d'autres, l'initialisation de fissurations et la rupture par fatigue de composants d'assemblages.

Les conséquences de ces défaillances sont parfois très graves et facilement illustrables dans tous les secteurs précités.

Dans le ferroviaire : le 23 février 2007, un TGV a déraillé à Lambrigg, près de Grayrigg en Cumbrie [RAI 08] entraînant des dégâts matériels et des pertes humaines. Cet accident provient de la rupture des boulons liant les différents composants de certaines roues. Récemment, plus précisément le 12 Juillet 2013, un train intercity reliant Paris-Austerlitz à Limoges a déraillé en gare de Brétigny-sur-Orge et fait 7 morts, plus d'une trentaine de blessés et beaucoup de dégâts matériels. D'après les rapports du Bureau d'Enquêtes sur les Accidents de Transport Terrestre, une éclisse défailante dans l'aiguillage de la voie sur laquelle circulait le train est à l'origine du déraillement. En effet, l'éclisse est une pièce métallique qui relie deux rails par boulonnage dans un aiguillage (cf. FIG.2). Cette pièce s'est désolidarisée par dévissage progressif des boulons suite aux passages à répétitions des trains (un train toutes les trois minutes vers Paris aux heures de pointe). Elle s'est finalement détachée par cisaillement des boulons et est venue se loger au cœur de l'aiguillage empêchant le passage normal des roues du train [ABO 13].

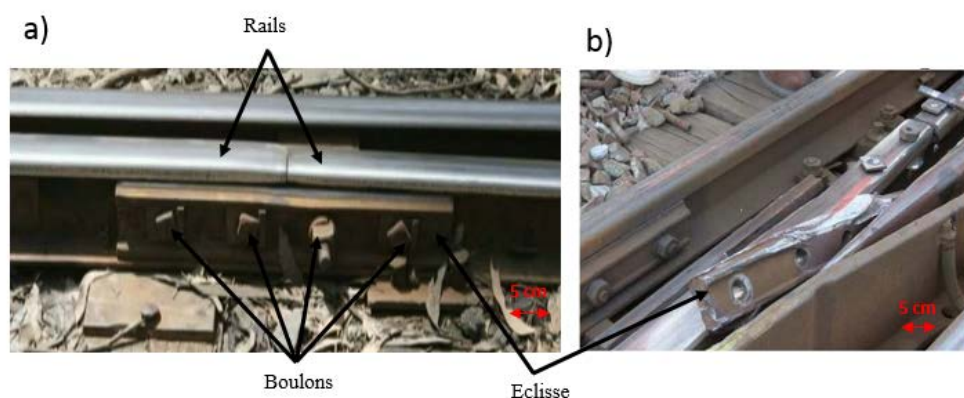


FIGURE 2: a) *Eclisse reliant 2 rails par l'intermédiaire de 4 boulons*, b) *éclisse désolidarisée par rupture des boulons*

Dans l'automobile : l'intégrité structurale des liaisons boulonnées représente généralement la principale cause de réclamations de garantie auxquelles font face les constructeurs [BIC 98].

Dans le génie-civil : une étude de Plaut et Davis [PLA 07] a été publiée, discutant de la compréhension de l'effondrement du pont de Tacoma Narrows le 7 novembre 1940. De l'article, il ressort que la cause racine de cet effondrement est liée à la défaillance des boulons de la charpente qui maintient l'un des principaux câbles de suspension du pont. La rupture de ces boulons a en effet conduit au mouvement de torsion du pont et à son effondrement.

En biomécanique : les assemblages boulonnés ou vissés sont fréquemment utilisés pour fixer divers implants osseux du corps. Un article américain révèle que 43% des vis d'implants dentaires se détachaient la première année [ABO 00]. Un autre article japonais ressort que 26% de ces vis ont besoin d'être resserrées dès la première année [KHR 04]. La défaillance de vis servant à fixer des implants dans les arthroplasties est également un problème récurrent [MOL 04, AHN 09].

Dans l'aéronautique et le spatial : en 1999, un avion de ligne Tupolev s'est écrasé en Chine sans laisser de chance aux passagers. Après investigations, il s'est avéré qu'un boulon du système élévateur, permettant d'embarquer et/ou débarquer les passagers directement à la porte de l'avion, s'est retrouvé désolidarisé en raison d'un phénomène de dévissage. D'autres cas similaires de conséquences liées aux défaillances d'assemblages sont relatés dans des revues techniques [FAA 82, AAI 05, AAI 06].

En clair, la problématique de défaillance des assemblages boulonnés est générale et s'étend à tous les secteurs de leur utilisation.

Dans ce dernier secteur en particulier où le boulonnage est utilisé à tous les niveaux d'assemblage (vannes de prélèvement d'air, trains d'atterrissage, moteurs, etc.), l'enjeu constitue un défi auquel doivent faire face les constructeurs et les compagnies aériennes pour des raisons de sécurité entre autres. En effet, la situation de défaillance est actuellement gérée au niveau des concepteurs par un choix de coefficients de sécurité souvent très élevés afin de surdimensionner les structures. Malgré cette mesure corrective, force est de constater que les défaillances sont loin d'être maîtrisées. En effet, les assemblages sont toujours sujets aux défaillances, que ce soit lors des essais de certification ou même en plein vol (cf. FIG.3). Le surdimensionnement comme alternative pour solutionner ces problèmes de défaillance se retrouve alors compromis, d'autant plus que dans l'aéronautique, on peut dénombrer jusqu'à 3 500 liaisons boulonnées sur les moteurs (gamme des CFM56), plus de 50 000 sur un Rafale et voire jusqu'à 3 000 000 liaisons (vous avez bien lu $3 * 10^6$!) sur un airbus A380. Le surdimensionnement devient alors la source d'un problème économique ; les liaisons surdimensionnées entraînent un surpoids des structures (de par leur nombre) conduisant à l'allongement des temps de vol, à l'augmentation de la consommation en carburant et à plus de rejet de CO₂ dans l'atmosphère.

La méthode d'assemblage par serrage de boulons, couramment utilisée et supposée maîtrisée, apparaît alors comme une source d'incertitude et de difficultés tout au long de la vie des produits aéronautiques, de la phase de conception (tolérances géométriques, système d'auto-frein, etc.) en passant par les phases de fabrication (roulage de filets de vis, application de revêtement, etc.), de serrage (mise en place de procédures de serrage spécifiques, outillage coûteux, difficultés de maîtrise de la précharge, etc.) jusqu'à la phase

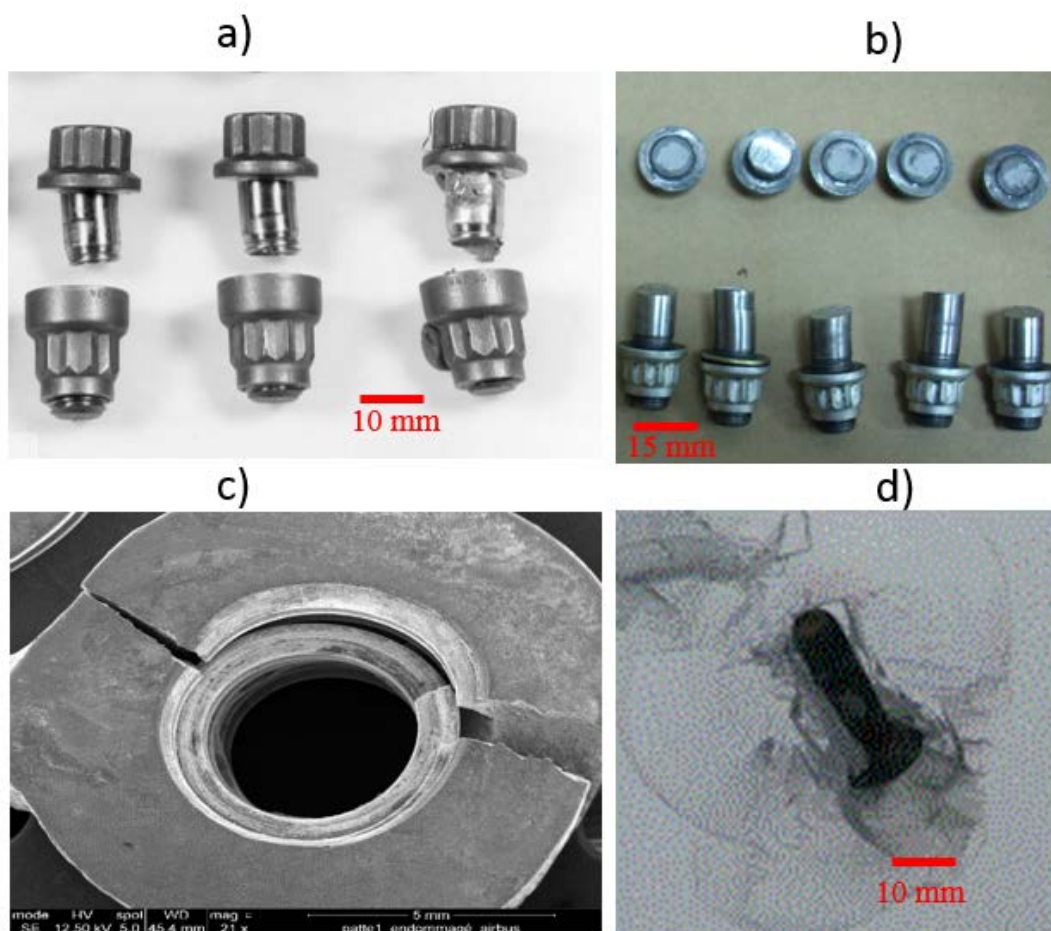


FIGURE 3: Défaillances d'assemblages de différentes aéro-structures, a) rupture de boulons d'un réacteur lors d'un test d'impact d'oiseau, b) rupture de boulons lors des charges de couple structural sur un frein, c) endommagement de la liaison boulonnée d'une vanne de pressurisation (vanne ayant fonctionné sur un aéronef), d) vis de moteur projeté dans un hublot (avion air Canada, novembre 2014)

d'exploitation (phénomènes de dévissage en service, d'usure des contacts, voire de fissuration et de rupture des boulons et/ou des pièces assemblées, etc.).

Durant ces dernières décennies, de nombreux travaux ont été consacrés à cette problématique de défaillance des assemblages boulonnés, plus de 260 références entre 1990-2002 [MAC 03] et encore des centaines de 2002 à aujourd'hui. Malgré ces efforts, beaucoup de questions significatives restent encore en suspens et en attente d'être résolues. Entre autres :

- comment serrer efficacement un boulon ?
- comment un assemblage boulonné peut-il se dévisser (perte de la précharge avec rotation de l'écrou) ou se desserrer (perte de la précharge sans rotation notoire de

l'écrou) ?

- bref, comment “naît” et “vit” un assemblage boulonné et quels sont les mécanismes initiateurs des défaillances ?

Les questions sont en apparence simples mais ne disposent pas de réponses convaincantes, entraînant une perdurance de cette situation (incertitude, surdimensionnement, défaillances). L'une des raisons pour lesquelles ces questions demeurent posées est que depuis toujours, les assemblages boulonnés, de par leur complexité, sont considérés comme une boîte noire, occultant la forte sensibilité au frottement, aux procédures de serrage (essais couple-tension), à la précharge, etc.

D'un point de vue tribologique, la problématique de défaillance des assemblages boulonnés se situe à toutes les phases de leur cycle de vie (fabrication, serrage, “service”). L'optique de ces travaux de thèse est donc de replacer l'état tribologique des composants d'assemblages boulonnés dans l'étude de leur cycle de vie afin de contribuer à maîtriser les défaillances et la conception. La démarche adoptée se base donc sur une démarche d'analyse tribologique, permettant de comprendre et relier les différents phénomènes locaux se produisant aux différentes interfaces d'un assemblage, à son comportement global. En clair, cette démarche s'appuie sur des essais physiques simulant des mécanismes réels avec des techniques de corrélation d'images numériques, des expertises tribologiques et métallographiques afin de débloquent le “verrou” dans la compréhension de la “naissance” et de la “vie” d'un assemblage par le biais de ses interfaces. A partir de ces expertises, des modélisations/simulations à l'échelle locale mais plus physiques permettant de construire une approche prédictive (tribologie numérique) sont proposées.

Pour atteindre l'objectif visé, différents cas-tests d'assemblages sont testés dans les 3 grandes phases du cycle de vie. Dans ces conditions, les analyses couplent les expérimentations à la simulation numérique, comme représenté sur le diagramme de la FIG.4, par le biais d'un dialogue interactif local/global. La thèse est alors structurée de la manière suivante.

- le chapitre 1 présente la démarche d'analyse tribologique adoptée et les cas-tests d'assemblages choisis en justifiant quels type et conditions d'assemblages sont associés à chaque phase du cycle de vie.
- les chapitres 2 et 3 concernent respectivement l'étude des phases de serrage (l'écoulement plastique de revêtement, la formation d'une mixture de 3^e corps et le frottement résultant) et de service (la présence des instabilités de petits débattements, de glissement et de décollement dans les interfaces et formation de 3^e corps oxydé). La phase de fabrication (roulage des filets de vis, adhésion de revêtement) étant une problématique à part entière, elle est partiellement abordée et mise en annexe (cf. annexe A).
- le chapitre 4 propose des circuits tribologiques relatifs au fonctionnement des assemblages boulonnés à partir de l'analyse des chapitres 2 et 3.
- la dernière partie énumère les conclusions et les perspectives des travaux.

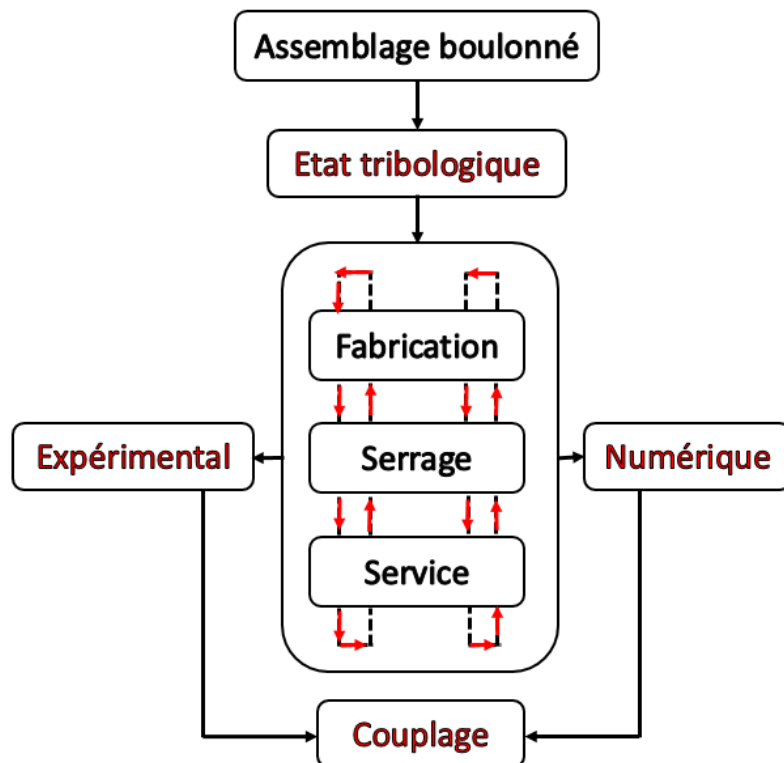


FIGURE 4: *Diagramme de l'étude tribologique du cycle de vie des assemblages boulonnés*

Chapitre 1

Démarche d'analyse tribologique et choix des cas-tests d'assemblages boulonnés

Introduction

La démarche d'analyse adoptée pour étudier le comportement mécanique et tribologique des assemblages boulonnés par l'intermédiaire de leurs interfaces intègre à la fois les trois phases du cycle de vie et les conditions de sollicitation, quasi-statique ou dynamique. L'objectif clé de cette démarche est de pouvoir converger vers un scénario de fonctionnement tribologique des assemblages. Pour ce faire, plusieurs cas-tests d'assemblages de matériaux différents doivent être étudiés dans les deux conditions de sollicitation (quasi-statique et dynamique).

Dans ces conditions, ce chapitre décrit d'une part, la démarche d'analyse adoptée et d'autre part, les différents cas-tests choisis en justifiant le choix du ou des cas-test(s) associé(s) à chaque phase du cycle de vie (fabrication, serrage, service).

1 Démarche d'analyse tribologique

De façon générale, un assemblage boulonné est un ensemble de boulons et d'au moins deux structures assemblées ; c'est donc un système multi-interfaces (cf. FIG. 1.1) constitué des interfaces :

- vis/structure ;
- structure/structure (pièces assemblées) ;
- écrou/structure ;
- filets écrou/vis.

Chaque interface correspond à une situation tribologique (frottement, usure, etc.) qu'il convient d'étudier. En adoptant les concepts de triplet et de circuit tribologiques proposés

par Godet et Berthier [GOD 84, BER 88] pour analyser et structurer ces situations tribologiques, il apparaît plusieurs triplets tribologiques qui interagissent dans un assemblage boulonné (cf. FIG.1.1). Les interactions entre ces différents triplets sont régies par un mécanisme qui peut être les sollicitations en serrage ou en service.

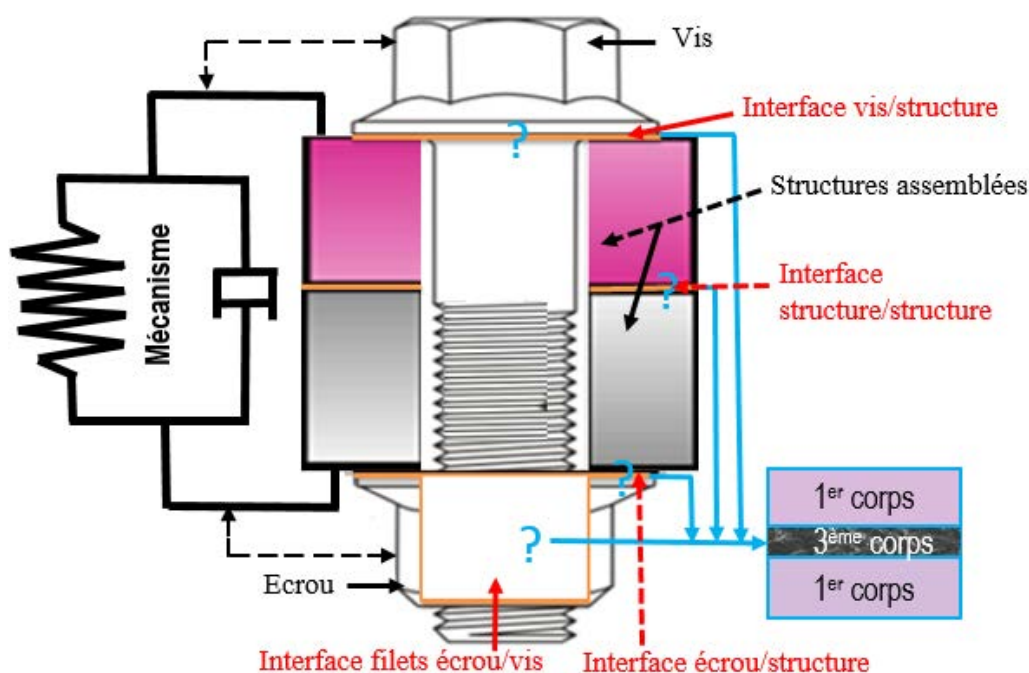


FIGURE 1.1: Triplets tribologiques dans un assemblage boulonné (cas classique)

La méthode d'analyse se veut donc intégrer les 3 phases du cycle de vie, les 4 types d'interfaces d'assemblage (cas classique) et les conditions de sollicitation quasi-statique et dynamique. Du point de vue tribologique, la difficulté récurrente de l'analyse de tout contact provient du fait que les contacts sont des milieux confinés et donc peu accessibles. A défaut de pouvoir réaliser des mesures in-situ, il faut reconstituer leur fonctionnement à partir de simulations numériques, de mesures expérimentales ex-situ et des observations. La démarche adoptée se situe donc à plusieurs échelles in-situ, aussi bien d'un point de vue expérimental que numérique.

A cet effet, les essais dédiés dans cette thèse sont des essais mécaniques relativement classiques. Mais un point très important concerne tant l'instrumentation de ces essais que leur traitement. Cette instrumentation consiste à mettre en place des traceurs de conditions de contact, à savoir des stries obtenues avec une pointe à tracer, des moulages de profil ou encore des mesures par corrélation d'images numériques. C'est ainsi que des expertises tribologiques couplées à des simulations numériques sont réalisées pour permettre, entre autre, d'identifier les sources de variabilités inhérentes au frottement puis d'en comprendre les effets pour passer d'une variabilité subie à une variabilité contrôlée.

Plus spécifiquement, il faut identifier les conditions locales de contact qui, ici, vont des déformations relatives en fonctionnement normal (échelle globale) aux mouvements relatifs de faibles amplitudes (échelle locale). Comme dans tous les problèmes de frottement et d'usure, ces conditions locales internes aux interfaces ne sont pratiquement pas mesurables directement. Elles doivent donc être reconstituées à partir de simulations numériques et d'expertises tribologiques (échelle locale). Ces expertises utilisent le 3^e corps comme un traceur des conditions de contact. Les simulations numériques tribologiques, ont comme conditions aux limites, les calculs de sollicitations données par les modèles globaux (mesures lors des essais par exemple). Les essais dédiés sont adaptés pour que leur démontage perturbe le moins possible les interfaces d'assemblages et donc facilite les expertises. Les mesures de champs (échelle globale) sont utilisées comme validation externe aux mouvements relatifs d'interfaces.

Dans cette démarche, les interfaces sont aussi étudiées en présence de plusieurs cas-tests d'aéro-structures pour permettre de généraliser les analyses et interprétations.

2 Choix des cas-tests d'aéro-structures boulonnées pour l'analyse de leur cycle de vie

Dans l'ingénierie aéronautique, la majorité des structures sont assemblées par boulonnage. C'est le cas par exemple des vanes de prélèvement d'air, des roues, des systèmes freins et des carters de moteurs. Ces structures constituent les cas-tests choisis et qui serviront de base de données de structures pour l'étude tribologique du cycle de vie des assemblages boulonnés. Ces différents cas-tests sont présentés comme suit :

— pour l'effet des conditions de sollicitation quasi-statique

→ le cas-test "roue" : porte sur l'assemblage de deux demi-roues.

La fonction de freinage est assurée par le frottement des faces des disques en carbone de train d'atterrissage. Le couple ainsi généré est transmis aux roues par l'intermédiaire des rotors. Les stators quant à eux, permettent de reprendre le couple de par la structure de l'aéronef. Généralement, la rigidité des pneus utilisés en aéronautique ne permet pas un montage par déformation du pneu sur la jante. La roue est en fait obtenue en assemblant deux-demi jantes autour du pneu (FIG.1.2). Un ensemble de 18 boulons assure l'assemblage de ces deux pièces (cas d'un A320).

→ le cas-test "freins" de train d'atterrissage : concerne l'assemblage de tube de couple et de couronne hydraulique.

La couronne hydraulique présentée à la FIG.1.3 permet d'appliquer un effort de pression sur l'ensemble des disques de freins par l'intermédiaire de pistons. Le tube de couple permet de reprendre les efforts de presse issus de la couronne hydraulique ainsi que le couple de freinage généré par l'ensemble des stators. L'assemblage de ces deux structures (couronne hydraulique et tube de

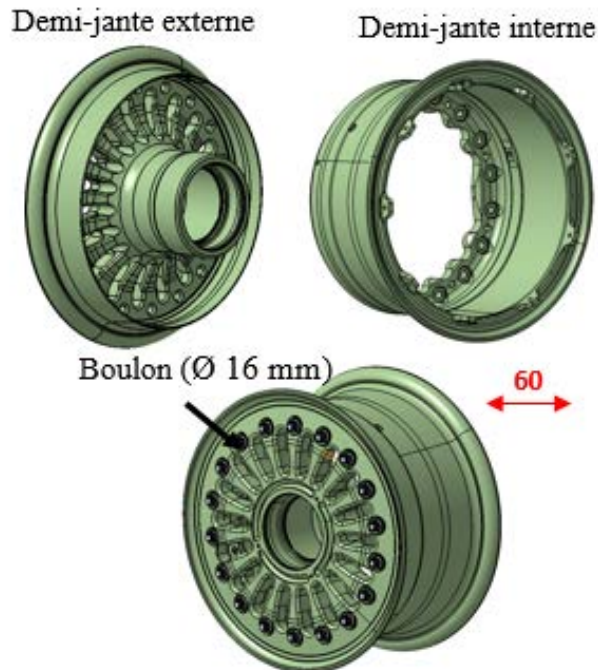


FIGURE 1.2: Composants d'assemblages boulonnés d'une roue d'aéronef

couple de l'ensemble "freins") est réalisé par un ensemble de 10 boulons (cas A320).

→ le cas-test "carters" : porte sur l'assemblage de deux carters de moteur, le carter d'échappement et le carter de turbine basse pression.

Dans les moteurs (gamme des CFM56), un ensemble de 108 boulons assurent par exemple la jonction des carters d'échappement et de turbine basse pression (FIG.1.4). Ces deux carters assurent différentes fonctions :

- le carter d'échappement est une pièce de structure importante qui :
 - reçoit la suspension arrière du moteur ;
 - établit des contacts avec la tuyère primaire, le cône d'éjection, le carter de turbine basse pression, certains supports de palier, le carter d'huile, etc. Ce carter est soit monobloc, soit mécano-soudé.
- le carter de turbine basse pression constitue la partie structurale entre le carter d'échappement et la turbine haute pression et permet de :
 - supporter différents équipements ;
 - assurer la rétention en cas de perte d'aube ;
 - contrôler les jeux rotor-stator.

— pour l'effet des conditions de sollicitation dynamique

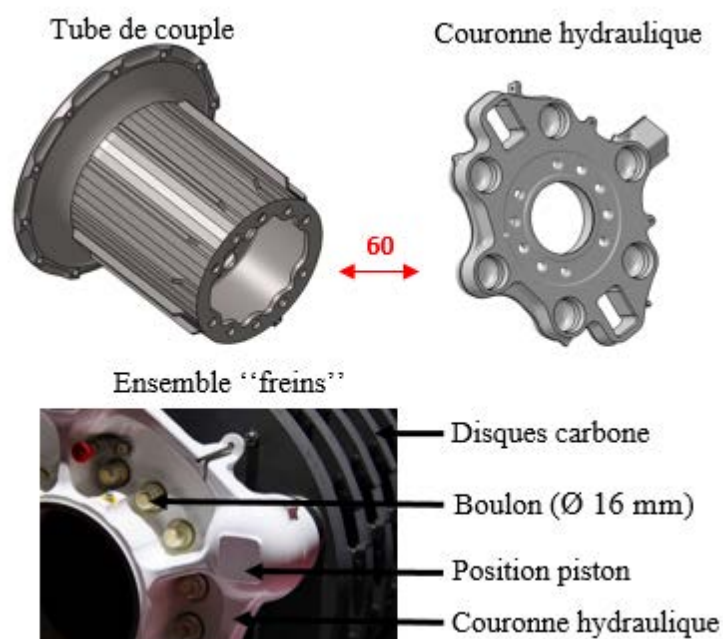


FIGURE 1.3: Composants d'assemblages boulonnés d'un frein d'aéronef

→ le cas-test “vanne” : étudie la jonction corps de vanne/corps d'actionneur des vannes de prélèvement d'air des aéronefs.

Les vannes ont pour rôle d'assurer la régulation en température ainsi que la pressurisation de la cabine d'aéronef. Elles comportent une dizaine de liaisons critiques dans les jonctions corps de vanne/corps d'actionneur et corps d'actionneur/corps de régulateur (FIG.1.5).

Ces différents cas-tests choisis font ainsi intervenir plusieurs matériaux en contact ou susceptibles d'être en contact comme résumé avec un code couleur à la FIG.1.6 :

- les vis sont d'une part en inconel 718 (superalliage à base de nickel) avec de l'argentage (revêtement en argent) ou pas, et d'autre part en acier avec un traitement de surface type passivation ;
- certains écrous sont en waspaloy (superalliage à base de nickel) avec de l'argentage et d'autres en acier avec un revêtement en MoS_2 ;
- les différentes structures assemblées sont en inconel 718, en waspaloy, en acier ou encore en alliage d'aluminium selon le cas-test considéré.

Dans cette démarche d'analyse et de choix des aéro-structures, les cas-tests sont consacrés aux conditions de sollicitations quasi-statiques à travers des essais couple-tension (essais de serrage), des essais de type charge-décharge-traction, et dynamiques par des essais vibratoires. Dans ces conditions, deux outils d'investigation, les expérimentations et la simulation numérique, ont été utilisés avec un dialogue interactif

1. Démarche d'analyse tribologique et choix des cas-tests d'assemblages boulonnés

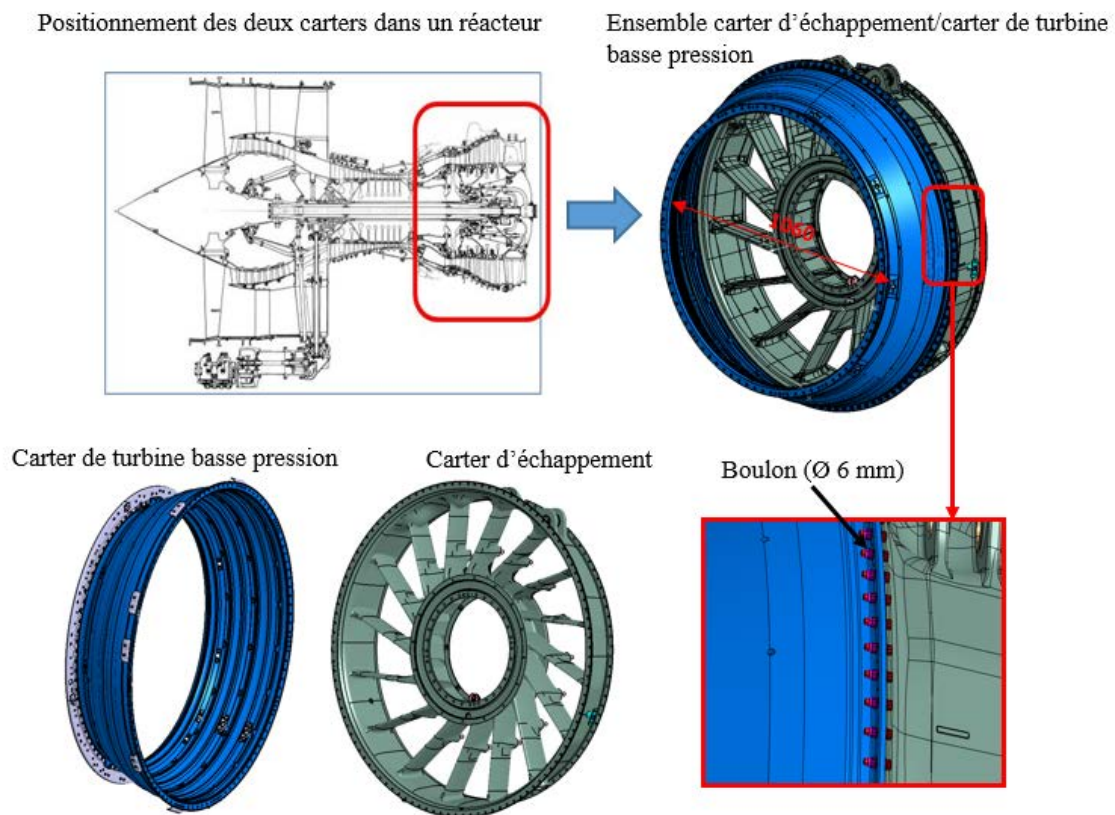


FIGURE 1.4: Composants d'assemblages boulonnés d'une partie de moteur d'aéronef

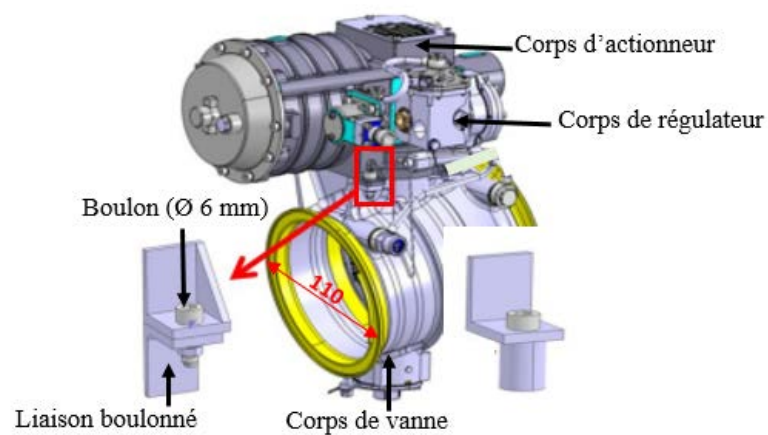


FIGURE 1.5: Composants d'assemblages boulonnés d'une vanne de prélèvement d'air d'aéronef

local/global.

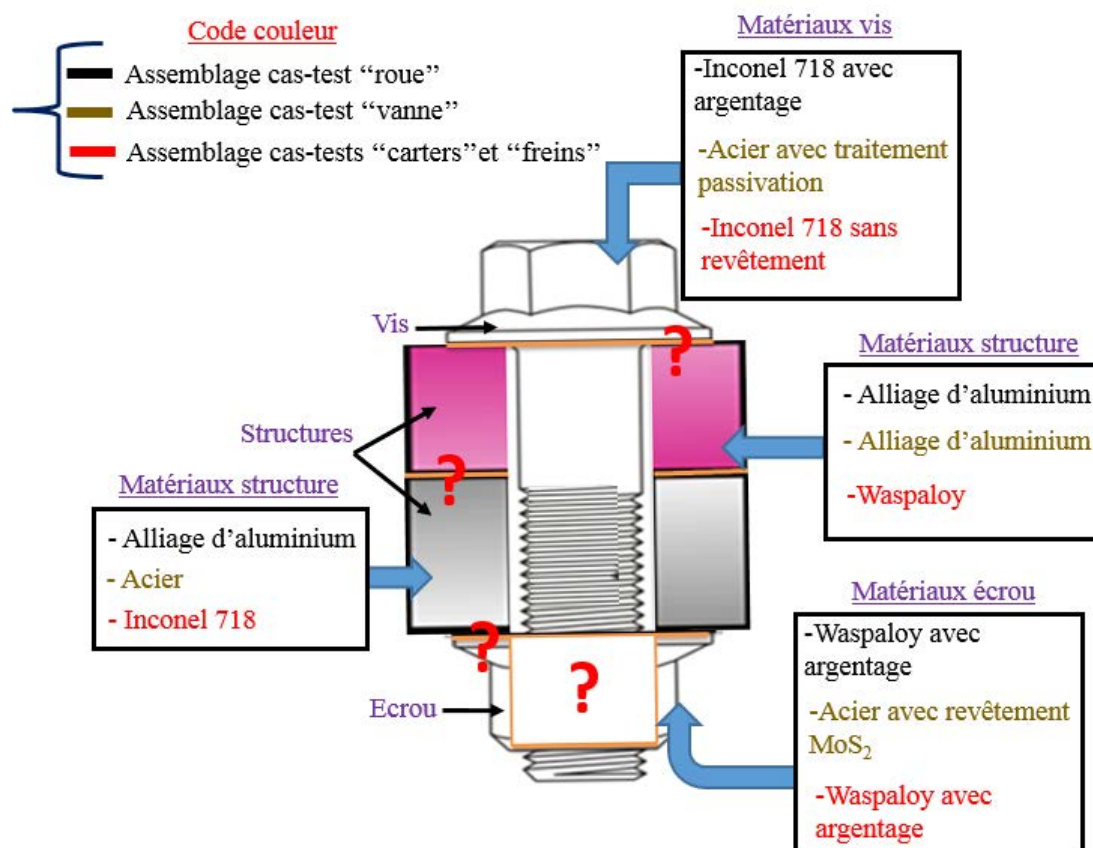


FIGURE 1.6: Différents matériaux intervenant dans les différentes cas-tests à étudier

D'un point de vue expérimental, l'analyse du comportement global des assemblages concerne les traitements numériques des mesures de champs (de déplacement/déformation) par corrélation d'images après essais tandis que le local se focalise sur les expertises tribologiques. Les outils utilisés au niveau local sont des techniques de Microscopie Optique (MO) et de Microscopie Electronique à Balayage (MEB), couplées aux analyses chimiques EDX (Energy Dispersive X-ray spectrometry).

En simulation numérique, d'un côté, le comportement local des assemblages est traité en prenant en compte le 3^e corps dans les modélisations à partir de l'analyse des essais. Ce dernier (le 3^e corps), de nature hétérogène, est modélisé en utilisant la Méthode des Eléments Discrets (DEM), une méthode devenue incontournable en tribologie car elle offre la possibilité de modéliser le comportement dynamique d'une interface. De l'autre, le comportement global est modélisé en utilisant la Méthode des Eléments Finis (FEM).

L'étude des trois phases du cycle de vie, toutes liées par des problèmes d'interfaces, va se solder finalement en présence de quatre cas-tests réels. La méthode d'analyse est donc itérative et résumée dans le TAB. 1.1.

Cas-tests	Carters	Roue	Vanne
Cycle de vie			
Fabrication	Int_4^{exp}	Int_4^{exp}	
Serrage	Int_4^{exp}	Int_4^{exp} Int_4^{num}	
Service	Int_2^{exp}	Int_4^{num}	Int_1^{exp}, Int_2^{exp} Int_3^{exp}, Int_2^{num}

TABLE 1.1: Etude des interfaces d'assemblage vis-à-vis des phases du cycle de vie et des cas réels

Lors de chaque phase du cycle de vie, les interfaces sont étudiées, soit expérimentalement ou soit numériquement en choisissant le cas-test dont l'essai dédié est le plus représentatif possible du fonctionnement réel d'un assemblage boulonné. Dans le TAB.1.1, les interfaces d'assemblage sont symbolisées comme suit :

- interface vis/structure désignée Int_1 ;
- interface structure/structure désignée Int_2 ;
- interface écrou/structure dénommée Int_3 ;
- interface filets écrou/vis appelée Int_4 .

Remarque : Les exposants “num” et “exp” indiquent respectivement que l'interface est étudiée numériquement ou expérimentalement. Par exemples Int_4^{num} et Int_4^{exp} .

Pour chaque interface étudiée, repérée dans le TAB.1.1, les matériaux en présence sont identifiables sur la FIG.1.6. Cette démarche itérative va permettre d'exacerber les situations modèles de fonctionnement d'interfaces d'assemblages pour converger vers un scénario tribologique de la vie des assemblages boulonnés par un dialogue interactif local/global (contact/structure).

L'étude du cycle de vie d'un assemblage à travers ses différentes interfaces et les cas-tests choisis, résumée dans le TAB.1.1 montre que seul le boulon (vis + écrou) est étudié dans les deux premières phases. En effet, d'une part, les conditions de fabrication étudiées concernent seulement la vis et l'écrou et d'autre part, le boulon est le plus sollicité mécaniquement lors du serrage d'assemblage. En phase de “service”, tous les composants d'assemblage sont étudiés.

Plus spécifiquement, l'étude des phases du cycle de vie est organisée comme suit :

- phase de fabrication (cf. annexe A) : le roulage des filets de vis et les traitements de surface des boulons sont abordés par le biais de l'interface filets écrou/vis (Int_4). De façon générale, les assemblages sont dimensionnés de telle sorte que ce soit le boulon qui rompt en premier dans des conditions de sollicitations extrêmes. Ainsi,

les ruptures ont souvent lieu entre filets et sous tête de vis, les zones ayant subi une opération plus ou moins tribologique (galetage sous tête et roulage des filets). Cette partie traite donc des conséquences mécaniques en sous-surface des filets obtenus par roulage, permettant de conclure sur le galetage, et la morphologie des surfaces avec ou sans revêtement (argentage). La démarche est expérimentale et se focalise sur des analyses métallographiques et tribologiques. Les cas-tests "roue" et "carters" sont choisis et permettent de conclure sur le cas-test "freins" (même matériau et mêmes conditions de fabrication) ;

- phase de serrage : dans un assemblage boulonné, l'interface filets écrou/vis (Int_4) est la plus confinée, la plus sollicitée en phase serrage et le siège de phénomènes tribologiques complexes (frottement, usure, réactivité, etc.). Elle est donc étudiée à la fois numériquement et expérimentalement. A partir des essais de serrage, des expertises tribologiques ont été réalisées par le biais des démontages par découpes (sans desserrage) pour ne pas perturber l'interface au desserrage. Partant des expertises, les conditions locales de contact sont reconstituées dans une simulation numérique. La DEM est utilisée à cet effet. Dans cette phase, les cas-tests "roue" et "carters" sont étudiés expérimentalement et seul celui de "roue" est repris numériquement. En effet, le comportement dégradable des matériaux en présence n'est pas pris en compte dans les modélisations, ce qui permettra de conclure sur le cas-test "carters" à partir de l'étude numérique du cas-test "roue" ;

- phase de service : toutes les interfaces sont étudiées dans cette phase. Tout d'abord l'interface structure/structure (Int_2) du cas-test "carters" est traitée par l'intermédiaire d'un essai de type charge-décharge-traction (essai quasi-statique). Ensuite la même interface, Int_2 et celles de vis/structure (Int_1) et écrou/structure (Int_3) du cas-test "vanne" sont abordées par le biais des essais de type vibratoires (essais dynamiques). Pour ce cas-test, l'étude de l'interface Int_2 a été reprise en simulation numérique par la FEM pour pouvoir découpler les endommagements dus au serrage et ceux provenant des sollicitations en service. Par ailleurs, les essais dédiés à ce cas-test "vanne" sont à deux niveaux d'échelle. Dans un premier temps, la liaison corps de vanne/corps d'actionneur a été simplifiée et plusieurs configurations d'assemblage de géométries différentes ont été testées. Dans un second temps, deux vannes à échelle réelle ont été testées dans les mêmes conditions de sollicitation. Tous les essais dans cette phase sont effectués avec des techniques de mesure de champs (de déplacement/déformation) par corrélation d'images. Le traitement numérique de ces mesures est couplé in situ aux expertises tribologiques pour identifier le plus précisément possible les conditions locales de contacts dans les différentes interfaces. Enfin l'étude de l'interface filets écrou/vis du cas-test "roue" est reprise numériquement en simulant les sollicitations de petits débattements (mouvements relatifs de faible amplitude) qui y sont fréquentes.

Conclusion

La démarche d'analyse du cycle de vie des assemblages amène à utiliser deux outils d'investigation, les expérimentations et la simulation numérique. Le couplage entre ces deux outils permet d'étudier toutes les interfaces d'assemblages dans leurs conditions de sollicitations afin de pouvoir tendre vers un possible scénario généralisé de fonctionnement des assemblages boulonnés. Cette synthèse de la démarche d'analyse permet d'avoir une compréhension relativement meilleure des développements dans les prochains chapitres.

Chapitre 2

Analyse tribologique de la phase de serrage des assemblages boulonnés

Introduction

L'assemblage de structures par serrage de boulons est souvent considéré comme trivial en mécanique, ne nécessitant a priori aucune attention particulière. Cependant il suffit de penser aux différents facteurs qui entrent en jeu dans l'opération de serrage pour se rendre compte que la réalité est bien plus complexe. En effet, le serrage est souvent incertain, soit insuffisant, soit excessif, voire hétérogène. Cette incertitude est en grande partie due aux multitudes méthodes de serrage (serrage au couple, serrage à l'angle, etc.) basées sur des principes et modes d'applications très souvent différents, aux conditions de serrage (état de graissage, type de revêtement) et à la méconnaissance de phénomènes locaux (formation de 3^e corps, réactivité de surface, etc.) conduisant à des modélisations simplifiées. Dans ces conditions, il a été rapporté qu'un serrage incertain est à l'origine de 90% des défaillances d'assemblages boulonnés (desserrage, dévissage, perte d'étanchéité, rupture) [ARG 01]. Le serrage est devenu problématique et requiert une prise de conscience de son importance.

La problématique générale réside dans la nécessité de comprendre et maîtriser l'opération de serrage elle-même grâce à un outillage précis et fiable, le comportement tribologique des interfaces d'assemblages et leur évolution dans le temps. Dans ce chapitre, une revue de littérature est faite dans un premier temps, afin de pointer les acquis et les manques des travaux existants dans le domaine. Dans un second temps, le problème est abordé à l'échelle locale, en considérant l'interface filets écrou/vis qui est la plus confinée et la plus sollicitée mécaniquement lors du serrage de boulons.

1 Revue de littérature sur la phase de serrage des assemblages boulonnés

La revue de littérature porte sur les différentes méthodes de serrage existantes, les méthodes d'évaluation de certains paramètres comme la précharge (tension de serrage) et les valeurs de frottement. Les hypothèses auxquelles ces paramètres se rapportent et les modèles existants en modélisation du comportement mécanique des assemblages boulonnés sont ensuite examinés et résumés.

L'opération d'assemblage de structures par serrage de boulons introduit dans les assemblages boulonnés une précharge qui détermine leur intégrité structurale. Cette précharge a plusieurs fonctions principales qui consistent à :

- assurer la rigidité des montages et à permettre aux assemblages de supporter les sollicitations extérieures de traction, compression, flexion et cisaillement ;
- garantir et à maintenir une étanchéité ;
- résister aux effets de desserrage spontané ;
- réduire l'influence des sollicitations dynamiques externes sur la fatigue de la boulonnerie (interférences vibratoires).

La maîtrise de l'opération de serrage de boulons par le biais de la connaissance de la valeur réelle de la précharge permet, dès la phase de conception de l'assemblage, d'utiliser au mieux les caractéristiques mécaniques de la boulonnerie. Mais force est de constater que toutes les fonctions précitées sont plus ou moins assurées du fait de nombreux paramètres qui influencent la mesure de la précharge, notamment la multiplicité des méthodes de serrage, les incertitudes liées aux mesures, les hypothèses de modélisation, l'état tribologique des éléments intervenant dans l'opération de serrage, etc.

1.1 Méthodes de serrage des assemblages boulonnés

La maîtrise de la précharge appliquée lors du serrage d'un boulon est essentielle pour garantir d'une part, la fiabilité d'un assemblage. D'autre part, le fait de minimiser les incertitudes dues au serrage permet d'optimiser la liaison boulonnée en terme de dimensionnement, et par voie de conséquence d'obtenir des coûts de production plus faibles. Actuellement, il existe dans l'industrie une multitude de méthodes de serrage basées sur des principes et modes d'applications très souvent différents.

1.1.1 Méthodes traditionnelles de serrage

Ce sont des méthodes de serrage avec frottement entre différents composants de l'assemblage.

1.1.1.1 Serrage au couple : cette méthode demeure la technique la plus ancienne et la plus répandue et est basée sur une mesure du couple appliqué lors du serrage. Elle utilise pour cela des clés dynamométriques qui indiquent lors du serrage le couple de serrage appliqué. Cette méthode est sujette, d'une part, à une grande dispersion des valeurs de précharge. D'autre part, elle induit dans le boulon, en plus de la contrainte axiale de traction recherchée, une contrainte de torsion "parasite". Si cette contrainte résiduelle de torsion est élevée, elle peut faciliter le desserrage intempestif en service.

Sur ce principe, viennent ensuite se greffer d'autres méthodes plus ou moins ressemblantes. C'est le cas par exemple de la méthode de serrage angulaire qui dérive directement de la méthode de serrage au couple.

1.1.1.2 Serrage angulaire : cette méthode consiste à effectuer un serrage jusqu'à un couple dit d'accostage (inférieur au couple cible) à l'aide d'une clé dynamométrique. Cette étape permet de positionner les pièces. Ensuite un serrage complémentaire y est rajouté en tournant la clé d'un angle précis. La précision obtenue serait relativement meilleure au serrage au couple car la précharge obtenue est sensiblement proportionnelle à l'angle de serrage. En revanche, cette méthode n'est pas sans inconvénients :

- elle est simple à mettre en oeuvre mais la détermination de l'angle de rotation nécessite une mise au point préalable et des essais de vérification (couple d'accostage dépendant de la rigidité des matériaux) ;
- l'efficacité du serrage dépend de la précision du couple d'accostage ;
- la contrainte de torsion parasite peut être sensiblement supérieure à celle obtenue par la méthode du serrage au couple.

1.1.1.3 Serrage à la limite élastique (à contrôle simultané du couple et de l'angle) : elle consiste à serrer les boulons jusqu'à leur limite élastique. Cette technique impose de mesurer en permanence le couple et l'angle de serrage et d'arrêter la rotation de l'écrou lorsqu'il n'y a plus de proportionnalité entre ces deux paramètres. Cette méthode présente un inconvénient majeur :

- la limite élastique peut être dépassée dans le cas où des efforts en service entraînent des allongements supplémentaires des vis ; ceci peut conduire à une perte de précharge et un changement de comportement de l'assemblage.

1.1.1.4 Serrage par élongation thermique : cette méthode consiste à chauffer le boulon à l'aide d'une canne chauffante et à provoquer ainsi son allongement thermique. Il suffit ensuite d'accoster l'écrou de serrage sans effort de couple particulier.

Bien que cette méthode autorise théoriquement le serrage simultané (serrage de plusieurs boulons à la fois), elle présente aussi de nombreux inconvénients :

- d’abord, les vis doivent être percées au centre sur toute la longueur pour permettre la mise en place de la canne chauffante ;
- ensuite la mise en œuvre nécessite des moyens de chauffage, de contrôle de température et de manipulations qui peuvent être très importants, surtout pour le serrage simultané ;
- enfin, l’opération est longue puisque ce n’est qu’après refroidissement que la valeur de la tension résiduelle dans le boulon peut être connue (à condition d’avoir prévu des moyens pour la mesurer).

1.1.1.5 Serrage par traction mécanique : C’est une méthode qui permet d’exercer directement sur le boulon un effort de traction. En général, le corps de l’écrou est muni d’une série de vis de poussée. Ces vis s’appuient soit directement sur la face de la structure à serrer, soit sur une rondelle intermédiaire, et sont serrées au fur et à mesure avec un couple de vissage réduit (par rapport au couple cible). Elles assurent ainsi la mise en tension du boulon. Cette méthode présente l’avantage d’éliminer la contrainte de torsion dans le boulon mais reste très peu utilisée, car non seulement l’opération est longue mais elle est aussi coûteuse.

Toutes ces différentes méthodes de serrage et leurs dérivées ont en commun des conditions de frottement, à savoir l’état de surface des pièces et les conditions de lubrification ou de graissage des fixations, qui représentent de façon générale 90% du couple cible de serrage [SKF]. Bref, la plus grande partie d’un couple de serrage est converti en frottement. Ce qui a entraîné aujourd’hui la mise au point des méthodes de serrage sans frottement.

1.1.2 Méthodes de serrage sans frottement

La plus connue des méthodes de serrage sans frottement est le serrage par traction hydraulique, utilisant des tendeurs hydrauliques. Elle permet de préserver l’intégrité surfacique de tous les composants d’un assemblage, et cette intégrité est maintenue quel que soit le nombre de cycle(s) de serrage/desserrage. La précharge n’est donc pas tributaire du comportement tribologique des différentes interfaces de l’assemblage, mais plutôt d’un couple mis en œuvre pour l’accostage qui peut introduire une incertitude dans la mesure de cette précharge. L’influence de cette incertitude est en réalité du second ordre et de plus des précautions élémentaires sont prises pour obtenir une certaine homogénéité dans l’opération d’accostage.

La pratique du serrage au tendeur hydraulique nécessitant la connaissance de la précharge, il est possible de passer, à l’aide de formules empiriques, du serrage au couple ou du serrage par élongation thermique au serrage par tendeur hydraulique.

Deux paramètres sont généralement recherchés lors de l’opération de serrage de boulons. Ce sont la précharge et les valeurs de frottement dans les interfaces d’assemblages

(sous tête de vis ou à la base de l'écrou, entre filets). En effet, la précharge sert pour les calculs de dimensionnement des assemblages, alors que les valeurs de frottement peuvent servir d'entrée pour les modèles d'étude de comportement mécanique des dits assemblages. Il existe à cette fin plusieurs modèles couple-tension semi-empiriques ou analytiques.

1.2 Modèles couple-tension pour la détermination de valeurs de précharge et/ou de frottement

Il existe plusieurs modèles couple-tension pour caractériser le comportement en frottement et/ou en rigidité des assemblages boulonnés. Ils sont établis en deux dimensions, voire en trois dimensions selon les hypothèses considérées.

1.2.1 Modèles en deux dimensions

Le tout premier modèle est la formule semi-empirique de Kellerman et Klein [KEL 55], reliant le couple appliqué T à la précharge F de la manière suivante :

$$T = F \left(r_b \mu_b + \frac{p}{2\pi} + 0.583 (2r_2) \mu_t \right) \quad (2.1)$$

avec p , le pas de la vis, μ_t , le coefficient de frottement entre filets écrou/vis, r_2 , le rayon moyen du filetage, c'est-à-dire rayon sur flancs, μ_b , le coefficient de frottement sous tête de vis ou à la base de l'écrou selon que le serrage soit à l'écrou ou à la vis, r_b , le rayon moyen sous tête ou à la base de l'écrou.

Lors du serrage, un assemblage absorbe le couple appliqué de trois manières :

- le couple requis pour vaincre le frottement sous tête de la vis ou à la base de l'écrou est environ 50% du couple de serrage appliqué et est noté T_b ;
- le couple requis pour vaincre respectivement le frottement entre les filets de la vis et de l'écrou en représente environ 40% et est noté T_p ;
- le couple utile qui génère la tension dans la vis en comprimant les filetages de l'écrou et de la vis, noté T_t .

Le couple appliqué est donc composé comme suit :

$$T = T_b + T_p + T_t \quad (2.2)$$

avec :

$$T_b = r_b \mu_b F \quad (2.3)$$

$$T_p = \frac{p}{2\pi} F \quad (2.4)$$

2. Analyse tribologique de la phase de serrage des assemblages boulonnés

$$T_t = 0.583(2r_2)\mu_t F \quad (2.5)$$

En clair, seulement 10% du couple de serrage sont transformés en précharge dans la vis ou bien en force de bridage dans l'assemblage. Le reste est dissipé sous forme de frottement.

Ce premier modèle reste applicable seulement pour les filetages de type ISO. La forme la plus générale a été obtenue par Motosh [MOT 76] et est valable pour tout type de filetage (trapézoïdal standard, carré, etc.). Elle est exprimée de la manière suivante :

$$T = F \left(\mu_b r_b + \frac{P}{2\pi} + \frac{\mu_t r_t}{\cos \alpha} \right) \quad (2.6)$$

où α représente le demi-angle au sommet du filetage. Ici, r_2 est égal à r_t , le rayon moyen du filetage.

Une autre forme du modèle de Motosh existe et est applicable aux écrous auto-freinés. C'est par exemple le cas du modèle de Dean et Reiff [DEA 05] :

$$T = F \left(\mu_b r_b + \frac{P}{2\pi} + \frac{\mu_t r_t}{\cos \alpha} \right) + T_{auto-frein} \quad (2.7)$$

avec $T_{auto-frein}$, le couple d'auto-freinage dû à un système d'auto-frein réalisé sur les filets d'écrous par déformation locale. En effet, ce système d'auto-frein permet aux assemblages de résister au desserrage intempestif.

Dans les trois modèles précédents, l'angle d'inclinaison, β des filets n'est pas exprimé de façon explicite. Ce qui peut entraîner une surestimation ou une sous-estimation des valeurs de frottement. Une alternative fut trouvée par Shigley et Mischke [SHI 89] qui introduisent cet angle d'inclinaison dans le modèle couple-tension. Le nouveau modèle ainsi obtenu a été plus tard confirmé grâce aux travaux de Juvinall et Marshek [JUV 00] qui rajoutent l'hypothèse d'une pression de contact uniforme sur les flancs de filets.

Ce modèle est de la forme :

$$T = F \left(\mu_b r_b + r_t \frac{\tan \beta + \mu_t \sec \alpha}{1 - \mu_t \sec \alpha \tan \beta} \right) \quad (2.8)$$

Au lieu d'utiliser une moyenne arithmétique pour le calcul de la valeur des rayons moyens (r_b , r_t) se retrouvant dans les trois modèles précédents aux équations (2.1), (2.6) et (2.8), Nassar et al. [NAS 04, NAS 05b] proposent une formule analytique suivante :

$$r_m = \frac{(\gamma + 1) r_{min}}{2} \quad (2.9)$$

Pour le contact sous tête de la vis, r_{min} est pris comme étant le diamètre de la vis et γ le quotient du rayon extérieur sur le rayon intérieur du contact.

Pour le contact entre filets engagés, r_{min} est le rayon au fond de filets et γ le quotient du rayon nominal du filetage sur le rayon en fond de filets.

Les auteurs ont proposé à la même occasion des formules de rayons moyens, dites de rayons effectifs, qui prennent en compte des hypothèses de répartition des pressions de contact sur flancs de filets et sous tête de vis. La validation expérimentale des formules analytiques de rayons moyens [NAS 05a] donne lieu à la conclusion selon laquelle l'utilisation d'un rayon effectif donnerait des valeurs de frottement plus précises (moins de dispersion entre les valeurs obtenues) que l'emploi d'un rayon moyen.

Tous les modèles précédents sont établis en deux dimensions. Il n'y a donc pas, par exemple, la prise en compte de la géométrie des filets. Dans ces conditions, les valeurs pouvant être calculées, notamment la précharge et les valeurs de frottement sont juste une approximation des valeurs réelles. De ce fait, certains modèles en trois dimensions ont été récemment proposés [NAS 07].

1.2.2 Modèles en trois dimensions

Dans le but d'étudier le plus réalistement possible les assemblages boulonnés, surtout pour des applications critiques, Nassar et Yang [NAS 07] ont établi une relation 3D de modèle couple-tension avec le couple sous tête restant en 2D [NAS 05b] en exploitant plusieurs hypothèses.

1.2.2.1 Couple sous tête Dans l'hypothèse d'une répartition uniforme de pression, p_0 sous tête de vis comme matérialisé à la FIG.2.1, le couple sous tête, T_b de l'équation (2.3) prend une autre forme avec l'expression suivante de r_b :

$$r_b = \frac{2}{3} r_i \frac{\gamma_b^2 + \gamma_b + 1}{\gamma_b + 1} \quad (2.10)$$

où r_b est appelé dans ce cas, rayon effectif sous tête de vis, r_i le rayon intérieur du contact sous tête, et γ_b , le ratio du rayon extérieur sur le rayon intérieur du contact sous tête.

Dans l'hypothèse d'une répartition de pression de contact linéairement décroissante (cf.FIG.2.2), le rayon effectif sous tête s'exprime comme suit :

$$r_b = \frac{r_i \gamma_b^4 - 4\gamma_b + 3}{2\gamma_b^3 - 3\gamma_b + 2} \quad (2.11)$$

1.2.2.2 Couples utile et entre filets : Pour une répartition de pression uniforme aussi sur les flancs de filets (cf. FIG.2.3), on a :

$$T_p = \frac{F r_t \tan \beta}{1 - \mu_t \sin \beta \sqrt{1 + \tan^2 \alpha + \tan^2 \beta}} \quad (2.12)$$

avec :

$$r_t = \frac{2}{3} r_{min} \frac{\gamma^2 + \gamma + 1}{\gamma + 1} \quad (2.13)$$

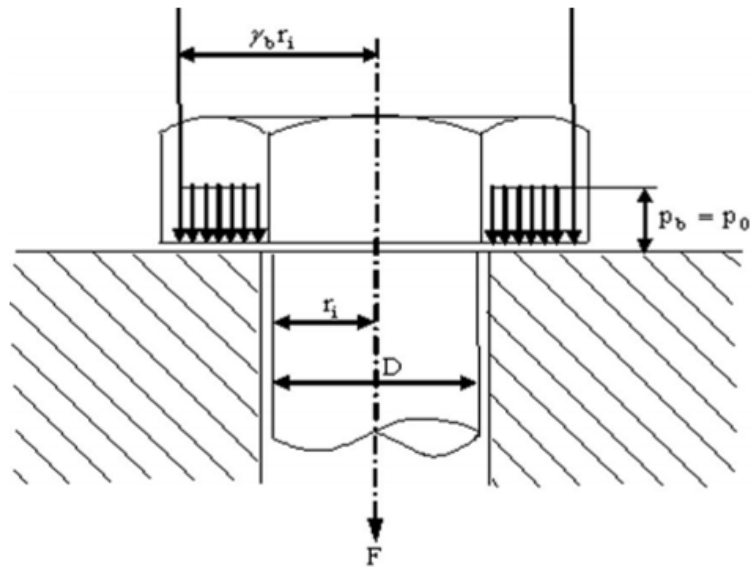


FIGURE 2.1: Hypothèse de pression de contact uniforme sous tête de vis [NAS 05b]

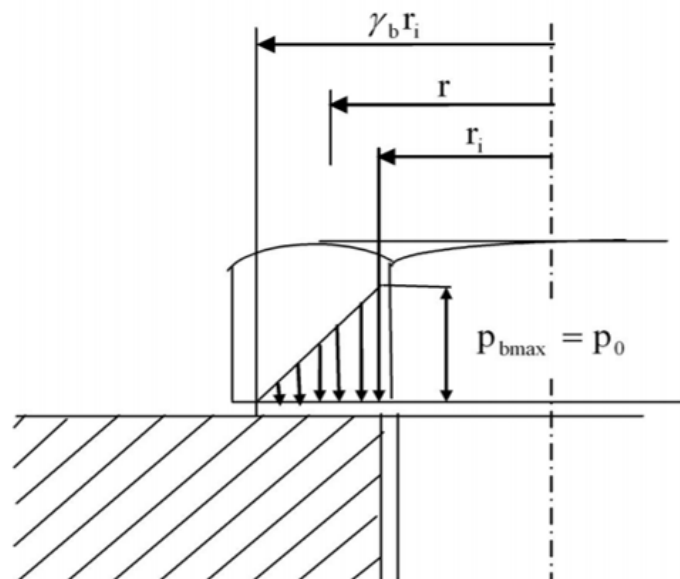


FIGURE 2.2: Hypothèse de pression de contact linéairement croissante sous tête de vis [NAS 05b]

où r_i est le rayon effectif du filetage et γ le ratio rayon nominal du filetage sur le rayon au fond de filets.

La même démarche analytique donne :

$$T_t = \frac{F r_t \mu_t \cos \beta \sqrt{1 + \tan^2 \alpha + \tan^2 \beta}}{1 - \mu_t \sin \beta \sqrt{1 + \tan^2 \alpha + \tan^2 \beta}} \quad (2.14)$$

La relation couple-tension donne en fin de compte, dans l'hypothèse d'une répartition uniforme de pression de contact sur flancs de filet, l'expression :

$$T = F \left(\mu_b r_b + r_t \frac{\tan \beta + \mu_t \cos \beta \sqrt{1 + \tan^2 \alpha + \tan^2 \beta}}{1 - \mu_t \sin \beta \sqrt{1 + \tan^2 \alpha + \tan^2 \beta}} \right) \quad (2.15)$$

Pour une pression de contact sur flancs linéairement croissante (cf.FIG.2.3), ce qui pourrait être plus raisonnable, T_p et T_t ont les mêmes expressions qu'en (2.12) et (2.14) avec r_t différent :

$$r_t = \frac{3\gamma^4 - 4\gamma^3 + 1}{2(\gamma^3 - 3\gamma^2 + 1)} \quad (2.16)$$

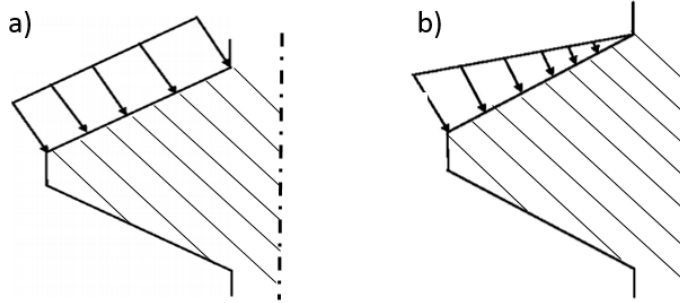


FIGURE 2.3: Hypothèse de pression de contact sur flancs de filets, a) pression de contact uniforme ; b) pression de contact linéairement croissante [NAS 05b]

A partir des relations (2.12) et (2.14), on obtient pour la sommation du couple utile et celui entre filets, la relation :

$$T_{tp} = F r_t \frac{\tan \beta + \mu_t \cos \beta \sqrt{1 + \tan^2 \alpha + \tan^2 \beta}}{1 - \mu_t \sin \beta \sqrt{1 + \tan^2 \alpha + \tan^2 \beta}} \quad (2.17)$$

La généralisation 3D de la relation couple-tension pour une pression de contact linéairement croissante sur flancs de filets est la même qu'en (2.15) avec le r_t correspondant en (2.16).

1.2.2.3 Discussions des modèles 3D : Dans l'hypothèse de faibles angles d'inclinaison d'hélice (β très faible), $\sin \beta = \tan \beta = \beta$; et si $\alpha \gg \beta$, la relation généralisée 3D devient :

$$T = F \left(\mu_b r_b + r_t \frac{\tan \beta + \mu_t \sec \alpha}{1 - \mu_t \sec \alpha \sin \beta} \right) \quad (2.18)$$

$$= F \left(\mu_b r_b + r_t \frac{\tan \beta + \mu_t \sec \alpha}{1 - \mu_t \sec \alpha \tan \beta} \right) \quad (2.19)$$

En supposant que r_b et r_t sont des rayons moyens, on retrouve exactement la relation proposée par Shigley et al. [SHI 89] et [JUV 00] en relation (2.8). En fin de compte, si l'approximation $1 - \mu_t \sec \alpha \tan \beta$ est réduite à 1, on retrouve la forme 2D du modèle de Motosh [MOT 76] à l'équation (2.6), où r_b et r_t sont supposés être des rayons moyens.

La relation 3D obtenue a été analysée numériquement et reste applicable à tout type de filetage.

Il existe donc aujourd'hui beaucoup de modèles couple-tension avec lesquels il faut caractériser le frottement, tous basés sur plusieurs hypothèses simplificatrices. Comment sont alors utilisés ces modèles couple-tension ?

1.3 Méthodes de détermination de valeurs de précharge et/ou de frottement

Deux pratiques courantes existent dans la littérature pour déterminer les valeurs de précharge et/ou de frottement.

1.3.1 Précharges théoriques

Les précharges peuvent être déterminées à partir des modèles couple-tension en émettant des hypothèses sur les valeurs de frottement (valeurs arbitraires). Dans ce cas, non seulement les précharges peuvent être influencées par le modèle couple-tension adopté, mais aussi par les hypothèses sur les valeurs de frottement. Soit l'exemple suivant avec le modèle couple-tension de Shigley et al. en relation (2.8) et les caractéristiques géométriques d'un boulon :

$$r_b = 7.13 \text{ mm}, r_t = 6.87 \text{ mm}, \beta = 0.008^\circ, \alpha = 30^\circ.$$

Pour un couple de serrage $T = 190 \text{ N.m}$, on a :

- $F = 110 \text{ N}$ pour $\mu_b = \mu_t = 0.15$
- $F = 148 \text{ N}$ pour $\mu_b = 0.10$ et $\mu_t = 0.15$
- $F = 164 \text{ N}$ pour $\mu_b = \mu_t = 0.10$

Il apparaît donc qu'une légère variation des valeurs de frottement affecte significativement la précharge calculée.

1.3.2 Précharges expérimentales

D'un point de vue expérimental, il existe plusieurs méthodes pour mesurer la précharge en fonction du couple de serrage appliqué. C'est le cas par exemple des appareils de mesure par ultrasons largement proposés dans des revues techniques, des capteurs de forces dont les mesures sont basées sur le principe des jauges de déformation [ELI 03, CRO 10, CRO 12] et des cellules couple-tension [BIC 98, ECC 10]. A partir des grandeurs mesurées (précharge, couple appliqué, etc.), les valeurs de frottement aux différentes interfaces sont calculées de façon arithmétique sur la base des modèles couple-tension. Une des difficultés qui résident à ce niveau est l'incertitude liée aux appareils de mesure. En effet la précharge (donc le frottement) varie selon que la fabrication de l'appareil soit basé sur telle méthode de mesure ou d'une autre (mesure par ultrasons, jauges de déformation, couple-tension), ou encore selon que les mesures soient réalisées par tel organisme spécialisé ou un autre, même en utilisant une même méthode de mesure (erreur de calibration, etc.). Quelle que soit la méthode de mesure, la précision de la précharge repose principalement sur des paramètres difficilement maîtrisables à cause de l'incertitude due au frottement.

Certains des paramètres liés au frottement ont été étudiés dans les travaux de Eliaz et al. [ELI 03]. En effet, des cas de rupture de boulons ont été notés (5 boulons sur 12 au total) lors de l'assemblage de plateau d'entraînement de rotor principal d'hélicoptère. Pour comprendre ces mécanismes de rupture, les paramètres susceptibles d'influencer le frottement (donc la précharge) dans ce cas de figure (cf. TAB.2.1), ont été étudiés. Ce sont :

- l'effet du nettoyage de la vis avec de l'acétate d'éthyle (MEK), avant graissage ;
- l'effet du graissage de tout le fût de la vis ;
- l'effet du graissage des filets uniquement.

Les valeurs de la précharge en fonction de différentes conditions de serrage sont résumées dans le TAB.2.1.

Les résultats indiquent que pour un même couple de serrage, la précharge peut par exemple varier de plus ou moins 56% selon que le graissage soit appliqué sur tout le fût de la vis ou uniquement sur les filets. Ce qui peut significativement influencer l'efficacité du serrage.

L'incertitude liée aux conditions de serrage de boulon, donc le frottement est logiquement de premier ordre. Pour réduire la dispersion des valeurs due à ces conditions de serrage, des approches statistiques sont souvent utilisées.

Surface treatment	Wrenching torque (ft lb)	Axial force (lbf)
No MEK cleaning, antiseize material on whole length	137.5	36,080
No MEK cleaning, antiseize material on whole length	137.5	36,000
No MEK cleaning, antiseize material on whole length	137.5	36,080
MEK cleaning, antiseize material on whole length	137.5	43,262
MEK cleaning, antiseize material on threads only	137.5	24,440
No MEK cleaning, no antiseize material	135	25,706

TABLE 2.1: Précharges pour différentes conditions de serrage [ELI 03]

1.4 Approches statistiques pour la détermination des valeurs de précharge et de frottement optima

Ces approches sont utilisées pour tendre le plus réalistement possible, vers les grandeurs mesurées/calculées (précharge, frottement). Elles sont basées sur l'établissement d'une expression mathématique, qui est une fonction de frottement [CRO 10, CRO 12] ou de précharge, à plusieurs variables et interactions qui sont les conditions de serrage et/ou de fabrication des boulons. Les variables et interactions sont ensuite éliminées ou conservées selon leur influence sur la grandeur étudiée. Ces approches débutent par un plan d'expérience généralement connu sous l'appellation "Design of Experiment" (DoE) et se terminent par une étude de la variance, dite ANOVA (ANalyse Of Variance) [MON 01, DEV 92].

Plus explicitement, soit l'exemple suivant des études de Croccolo et al. [CRO 10]. Dans le cadre de cette étude, l'influence de quatre variables différentes a été étudiée sur les calculs de valeurs de frottement. Les variables sont :

- le serrage avec ou sans graissage, symbolisé par la lettre A. Elle prend la valeur 1 si le serrage est réalisé avec graissage et 0 dans le cas contraire ;
- le procédé d'usinage des vis, symbolisé par B. Sa valeur est de 1 si les vis sont obtenues par déformation plastique et de 0 dans le cas de l'usinage par enlèvement de copeaux ;
- le traitement de surface, symbolisé par C. Sa valeur est de 1 si les surfaces sont traitées par anodisation et de 0 dans le cas de l'application de peinture ;
- le nombre de cycles de serrage/desserrage (degré de dégradation de surface), symbolisé par D. Sa valeur est de 1 pour un seul cycle et de 0 pour 6 cycles.

Après analyse du plan d'expérience et de la variance, l'équation du frottement est obtenue d'après le modèle de régression suivant après plusieurs itérations :

$$\mu_m = 0.108 - 0.023A + 0.103C + 0.010D - 0.063AC \quad (2.20)$$

D'après cette équation, les valeurs de frottement peuvent être obtenues en variant le reste des paramètres d'études A, C et D selon leur influence.

Les valeurs obtenues sont supposées être réalistes. Or, nous sommes d'accord sur le fait que le frottement n'est pas un événement aléatoire mais plutôt une phénoménologie qu'il convient de comprendre. Ces valeurs sont généralement utilisées dans les modèles d'assemblages boulonnés [CRO 12] pour étudier leur comportement mécanique. Ici aussi, il existe plusieurs modèles d'assemblages basés sur différentes hypothèses.

1.5 Modèles d'assemblages boulonnés existants

Les valeurs de frottement, qu'elles soient arbitraires, arithmétiques (modèles couple-tension) ou arithmétiques/statistiques, sont utilisées dans un même but qui est d'assurer une résistance tangentielle dans les modèles d'assemblages boulonnés. Plusieurs modèles, essentiellement éléments finis, existent à cet effet pour la prédiction du comportement des assemblages boulonnés. Ils sont en 2D ou 3D, linéaires ou non linéaires avec la prise en compte ou non de la géométrie des filets. Parmi les modèles 2D, on peut citer entre autres [TAN 81, FUK 85, FUK 98a, FUK 98b]. Quelques modèles 3D existent mais négligent l'angle d'inclinaison des filets [JIA 03]. A cet effet, les filets sont représentés comme des rainures hélicoïdales. La prise en compte de la géométrie réelle des filets nécessite des fonctions avancées de modélisation fournis par des logiciels commerciaux [CHE 99, BAH 94, RHE 90, ZAD 99, ZHA 07] et [SUR 13]. Non seulement ces modélisations sont complexes, mais aussi les logiciels utilisés sont accessibles à un nombre restreint d'utilisateurs (car relativement chers). Récemment Fukuoka et Nomura [FUK 08, FUK 11] proposent un système 3D de génération de maillage efficace, qui peut fournir des modèles de filets hélicoïdaux avec une géométrie précise et moins fastidieuse à réaliser par rapport aux autres modèles 3D existants. A partir de là, Yang et al. [YAN 13] ont fait une étude détaillée de la procédure de modélisation, de la géométrie du filetage jusqu'à l'obtention de la forme (hexagonale par exemple) de la tête de la vis et de celle de l'écrou (cf. FIG.2.4). Il existe aussi des modèles pseudo 3D qui sont du 2D avec 3 degrés de liberté affectés à chaque nœud de maillage [FUK 03]. Dans tous ces travaux, le frottement est une entrée plutôt qu'une sortie à partir des phénomènes modélisés.

De tous les travaux précités, il ressort sur le plan expérimental l'existence de plusieurs méthodes de serrage des assemblages boulonnés. A ces méthodes viennent se superposer des techniques de caractérisation du comportement en serrage des assemblages par la détermination de la précharge et des valeurs de frottements interfaciaux par le biais de modèles semi-empirique et analytiques. Numériquement, différents types de modèles ont aussi été développés pour étudier le comportement mécanique des assemblages. En revanche, tous ces modèles ne prennent pas en compte la phénoménologie des différentes interfaces d'un assemblage boulonné. Tous ces travaux, expérimentaux, analytiques et numériques sont réalisés dans un seul but, maîtriser le serrage en vue de réaliser des assemblages durables (non défaillants). Mais force est de constater que la problématique de

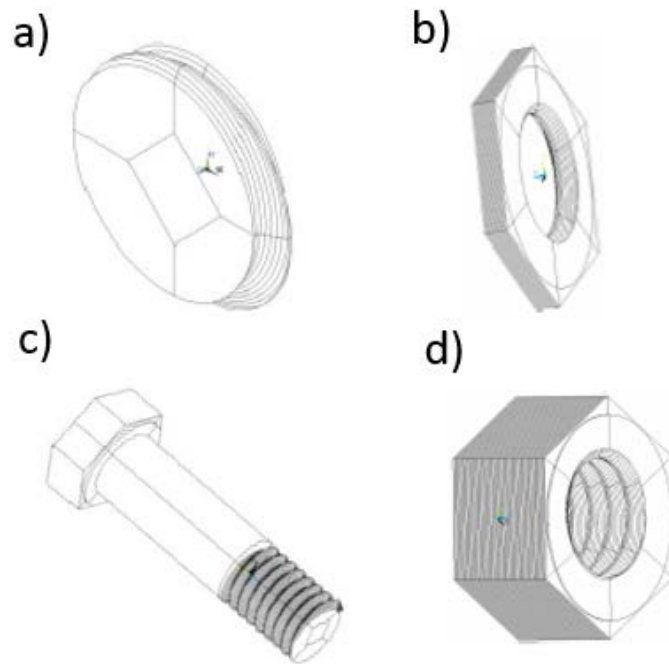


FIGURE 2.4: *Modèle volumique de boulon, a) un filet extérieur, b) un filet intérieur, c) une vis, d) un écrou [YAN 13]*

frottement, souvent mal posée, masque la physique des phénomènes étudiées.

2 Etude tribologique de la phase de serrage

En serrage, la précharge est par définition la force de bridage initiale répartie dans un assemblage boulonné. Elle est fortement influencée par le comportement tribologique des différents composants de l'assemblage. Une précharge incorrecte (surestimée ou sous-estimée) peut dégrader le comportement et la durée de vie des assemblages et conduire à des défaillances récurrentes [STA 10]. Dans ces conditions, de tous les travaux réalisés jusqu'à ce jour sur le comportement en serrage des assemblages boulonnés, une seule question demeure ; comment mieux concevoir un boulon afin de le serrer efficacement ? Une réponse précise à cette question nécessite une bonne compréhension du processus de serrage ; mais force est de constater que jusqu'à aujourd'hui, par ignorance ou par l'incapacité de pouvoir démonter un assemblage sans le desserrer, aucune étude ne s'est jamais intéressée à y identifier les conditions locales de contact une fois le boulon monté. D'un point de vue numérique, la conséquence majeure est que dans tous les travaux (se basant sur les approches éléments finis essentiellement), les contacts sont supposés parfaits et tous les aspects liés au frottement au niveau des filets par exemple, sont réduits au fameux paramètre μ , qui est une entrée (valeurs constantes) plutôt qu'une sortie à partir des modèles (valeurs susceptibles de varier suite aux instabilités de contact). De plus, il est choisi de façon arbitraire (0.1, 0.2 ? !) ou obtenu à partir de formules semi-empiriques ou analytiques basées sur plusieurs hypothèses simplificatrices. Ce paramètre, indispensable car il permet d'englober l'ensemble des phénomènes tribologiques qui ont lieu dans un contact en assurant une résistance tangentielle, masque complètement la complexité et la compréhension des problèmes sous-jacents.

Dans cette partie, le problème est analysé sous l'angle de la notion de frottement en adoptant les concepts de 3^e corps et de triplet tribologique issu des travaux de Godet et Berthier [GOD 84, BER 88] en comparant des résultats numériques et expérimentaux [KOU 16a]. Par le biais d'un système de bridage [KOU 15], des expertises tribologiques d'un assemblage boulonné démonté par découpes (sans desserrage) ont été réalisées. A partir de ces expertises, une vision plus locale des structures boulonnées est proposée en considérant le problème au niveau des filets (zones les plus confinées et les plus frottantes en phase de serrage). Une attention particulière est portée sur le rôle d'un 3^e corps naturel dans les interfaces filets, et l'impact de sa migration sur les mesures de frottement. Pour répondre à cette attente, une approche basée sur la DEM est utilisée, approche ayant largement montré son potentiel dans le contexte de la tribologie numérique [REN 11]. A cette fin, l'étude de la phase de serrage porte sur l'interface filets écrou/vis (Int_4) des cas-tests "roue" et "carters" du TAB.2.2.

2.1 Cadre expérimental

Les montages généralement utilisés pour la caractérisation du comportement des assemblages boulonnés ne permettent pas de réaliser des démontages sans desserrage (possible à condition de modifier la conception des montages). C'est par exemple le cas du banc d'essais couple-tension utilisé dans le cadre du projet (cf. annexe B) et dont le

2. Analyse tribologique de la phase de serrage des assemblages boulonnés

Cas-tests	Carters	Roue	Vanne
Cycle de vie			
Fabrication	Int_4^{exp}	Int_4^{exp}	
Serrage	Int_4^{exp}	Int_4^{exp} Int_4^{num}	
Service	Int_2^{exp}	Int_4^{num}	Int_1^{exp}, Int_2^{exp} Int_3^{exp}, Int_2^{num}

TABLE 2.2: Etude de l'interface filets écrou/vis en phase serrage

schéma de la cellule de mesure est représenté à la FIG.2.5. Cette cellule, dite de 4 voies de mesure, permet de mesurer simultanément le couple appliqué à l'écrou lors de l'opération de serrage, le couple sous tête de vis, le couple entre filets écrou/vis et la précharge installée. Avec l'état actuel de la cellule, après serrage, il faut procéder au desserrage pour pouvoir caractériser les surfaces. Or au desserrage, les contacts sont perturbés et les informations locales ne sont plus "vraies".

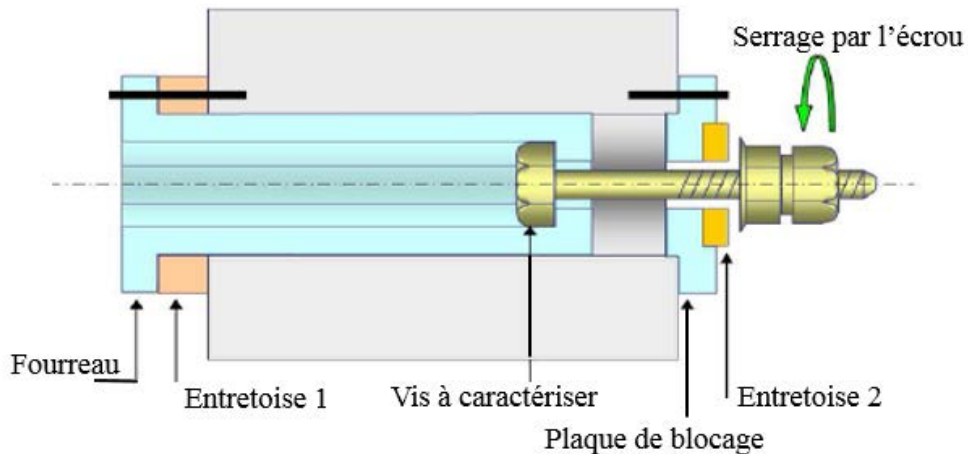


FIGURE 2.5: Cellule d'essais couple-tension [AER]

En restant dans la logique de non perturbation des conditions de contact, des assemblages équivalents à ceux des essais couple-tension ont été utilisés afin de faciliter leur démontage. En effet, les assemblages équivalents sont des entretoises classiques serrées par boulonnage avec les mêmes couples cibles (couples appliqués) que ceux des essais couple-tension. Ces assemblages sont ensuite démontés par découpes par le biais d'un système de bridage [KOU 15].

2.1.1 Identification des conditions de contact sans graissage

Le serrage de boulons est généralement précédé d'une étape de graissage des filets de la vis et/ou de l'écrou. Cette lubrification permet de réduire le frottement et l'usure des surfaces, et de prévenir un éventuel grippage. Avant de se mettre dans les conditions réelles de serrage, un montage sans graissage est préalablement effectué afin de voir si tous les contacts flanc/flanc des filets écrou/vis sont établis ou pas. Les macrographies de la FIG.2.6 sont, à cet effet, obtenues après découpes. La remarque est que tous les contacts filets ne sont pas établis. Certains flancs sont portants alors que d'autres ne le sont pas. Ce constat s'avère nécessaire pour les expertises tribologiques qui vont être menées dans la suite des travaux.

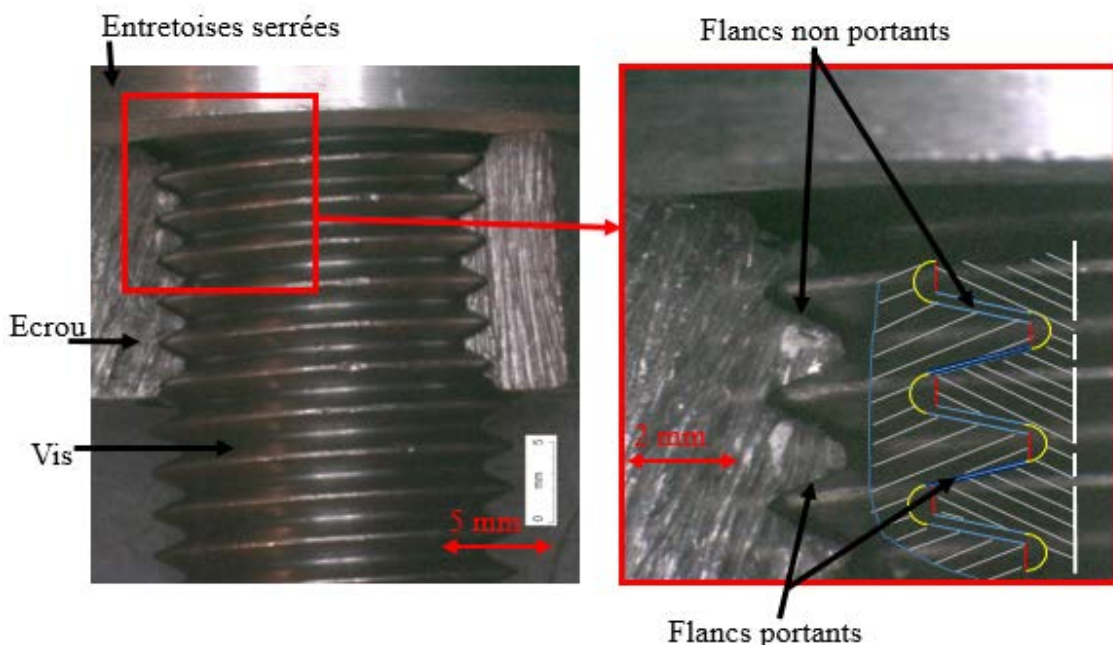


FIGURE 2.6: Flancs d'appui portants à l'interface filets écrou/vis

2.1.2 Identification des conditions locales de contact dans les conditions réelles de serrage

Dans cette partie, la morphologie des surfaces des filets après la fabrication (cf. expertises tribologiques après fabrication à l'annexe A) va servir de traceurs de conditions locales de contacts en serrage (conditions initiales). En effet, cette morphologie présente une vue d'ensemble des rugosités, des débris de revêtement dus au procédé de dépôt et des particules préformées dues au roulage des vis. Par ailleurs, la graisse de montage utilisée dans les opérations de serrage est NYCO GREASE GN GA 47. C'est une mixture

homogène de vaseline pure (huile de paraffine + cire minérale) et de graphite micronisé (50% en masse). Elle est aussi bien utilisée pour le cas-test “roue” que pour celui de “carters”. Rappelons que dans le cas-test “roue”, la vis et l’écrou comportent tous les deux de l’argentage.

2.1.2.1 Cas-test “roue” : Après serrage et démontage par découpes, les micrographies réalisées en MEB montrent l’intérieur des filets de la vis (cf. FIG.2.7). Il y apparaît des amas de particules de 3^e corps en fond de filets et sur les flancs non portants (voir code couleur, FIG.2.7). Il est à remarquer que les amas des flancs non portants sont reproductibles sur tous les filets. A première vue, ces amas de particules ont un aspect “sec-solide”, c’est-à-dire qu’il y a eu un effet d’assèchement de la graisse. Une comparaison avec une vis fraîchement graissée à la FIG.2.8 permet de s’apercevoir de la nette différence de morphologie. En effet, la graisse utilisée (3^e corps artificiel) contient une huile de base qui est l’huile de paraffine. Cette huile aurait donc été pompée par réactivité (capillarité, phénomènes physico-chimiques) des particules détachées de l’argentage (3^e corps naturel). En effet, lors du frottement (processus de serrage), il y a écoulement plastique des rugosités de l’argentage comme le montrent les images de la FIG.2.9 où le flanc avant serrage est comparé à celui après serrage et démontage par découpes. Les particules détachées (3^e corps naturel) forment avec la graisse initialement appliquée sur les filets (3^e corps artificiel), une mixture de 3^e corps. C’est de ce phénomène d’écoulement plastique et de formation de mixture que résulte le nouveau 3^e corps “sec-solide”.

Les investigations sont poursuivies en faisant des analyses chimiques EDX des amas de 3^e corps obtenus. Le but est de déterminer les éléments chimiques qui entrent dans la composition de ces amas afin de reconstituer la vie de l’interface filets écrou/vis en phase serrage. D’après les spectres 3 et 4 de la FIG.2.10, ces amas de particules sont globalement composés de carbone et d’argent. Le pic de carbone correspond au graphite qui est un élément constitutif de la graisse. Quant au pic d’argent, il provient d’une part des débris d’argent dûs au procédé d’argentage comme énuméré plus haut, et d’autre part, aux particules détachées de l’argentage lors du serrage.

Les filets de l’écrou correspondant à ceux de la vis de l’interface étudiée sont aussi analysés. D’après la FIG.2.11, les amas de particules de 3^e corps sont aussi bien sur les flancs et sommets que dans les fonds de filets. Ce qui est plus flagrant sur ces micrographies, c’est la grande quantité d’amas tartinée sur les flancs portants jusqu’à hauteur des filets de la vis correspondante. Le phénomène selon lequel le 3^e corps reste plus tartiné sur les flancs de l’écrou plutôt que sur ceux de la vis peut être expliqué en s’intéressant aux énergies de surface des différentes surfaces en contact. En effet, avant serrage, ce sont les vis qui sont graissées. Or, le graissage des surfaces diminue le plus souvent leur énergie, c’est-à-dire leur aptitude à être réactives au frottement. De ce fait, les filets des écrous se retrouvent avec plus d’énergie de surface que ceux des vis. Cette différence d’énergie de surface est aussi en partie liée aux complexes de surface, par exemple l’oxydation naturelle qui peut provenir de l’environnement d’entreposage des pièces. Plus une pièce est contaminée, plus son énergie de surface est relativement

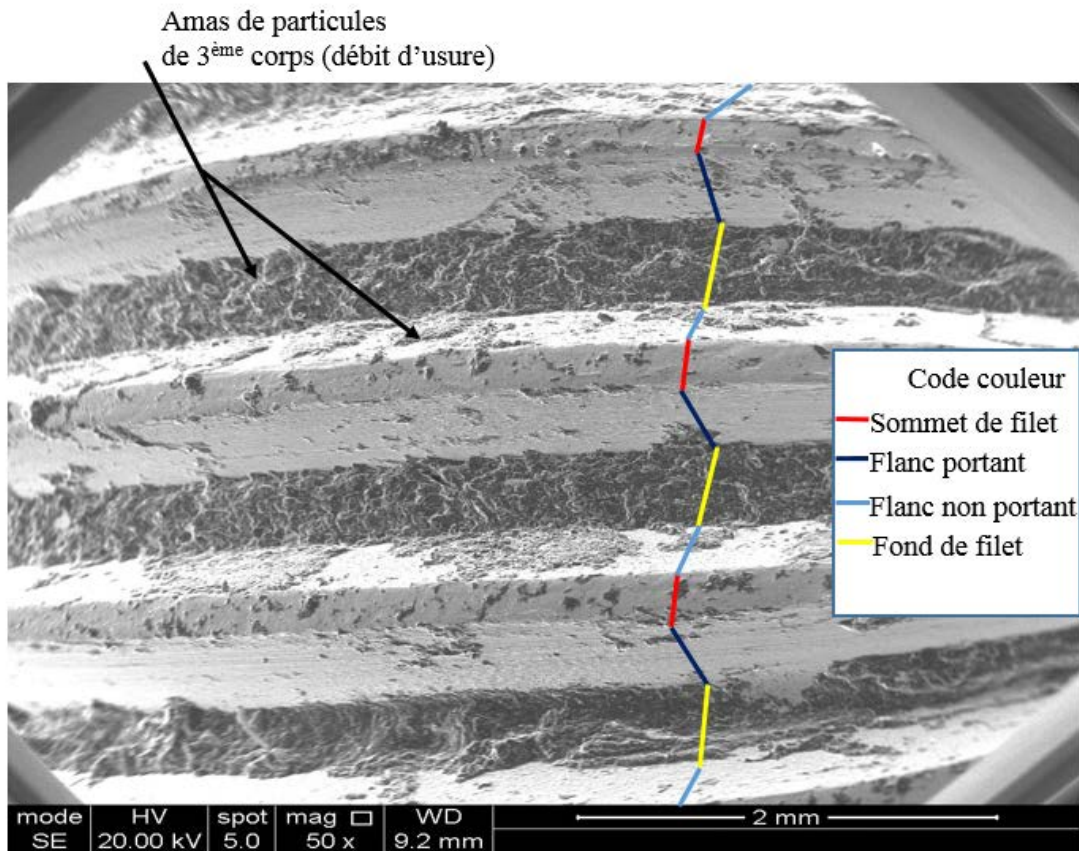


FIGURE 2.7: Intérieur des filets de vis après serrage et démontage par découpes

faible. Etant donné que les filets de vis sont les plus exposés à l’environnement (filetage extérieur), ils seraient plus contaminés que ceux de l’écrou (filetage intérieur). Cette différence d’énergie fait que le nouveau 3^e corps “sec-solide” a une forte tendance à se tartiner plus sur les flancs portants de l’écrou, d’où sa morphologie à la FIG.2.11.

Les schémas de la FIG.2.12 donnent une illustration des conditions de contact. En clair, la matière c’est-à-dire le nouveau 3^e corps, une fois formée, ne reste pas entièrement piégée dans les contacts flanc/flanc. Sous l’effet des sollicitations de compression et de cisaillement subies par ces contacts, une partie de cette matière s’extrude au niveau des fonds de filets et une autre au niveau des sommets puis se déversent et s’amassent sur les flancs non portants. La matière extrudée correspond au débit d’usure en phase de serrage. Une autre partie reste tartinée et piégée dans les contacts en fin de serrage : c’est le débit interne de 3^e corps. Ces différents débits sont bien visibles sur les images des figures FIG.2.7 et FIG.2.11.

2. Analyse tribologique de la phase de serrage des assemblages boulonnés

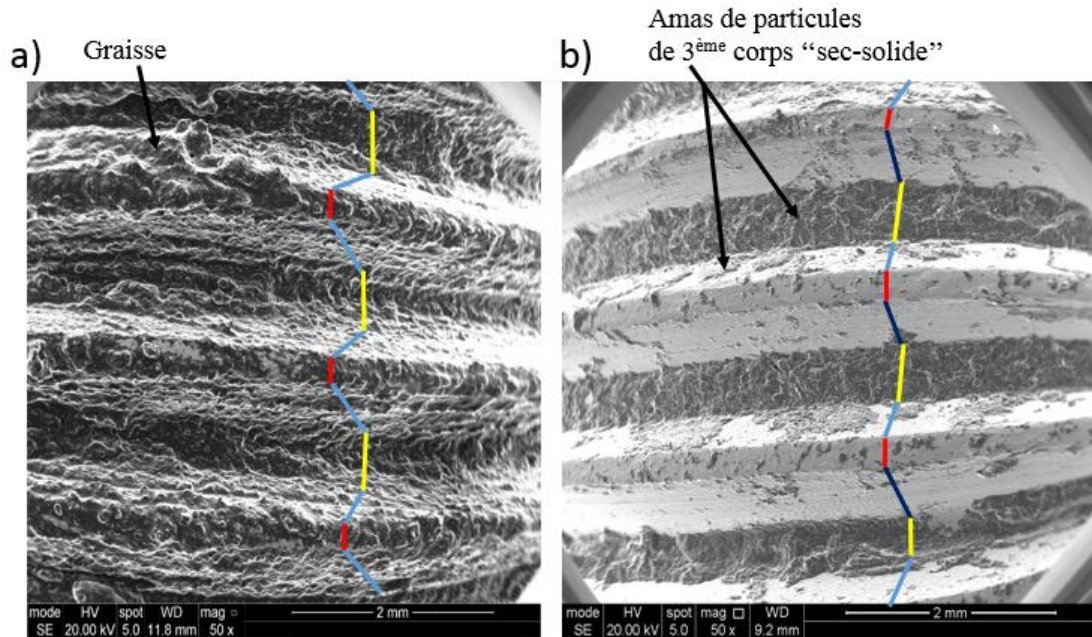


FIGURE 2.8: a) Vis fraîchement graissée, b) vis après serrage et démontage par découpes

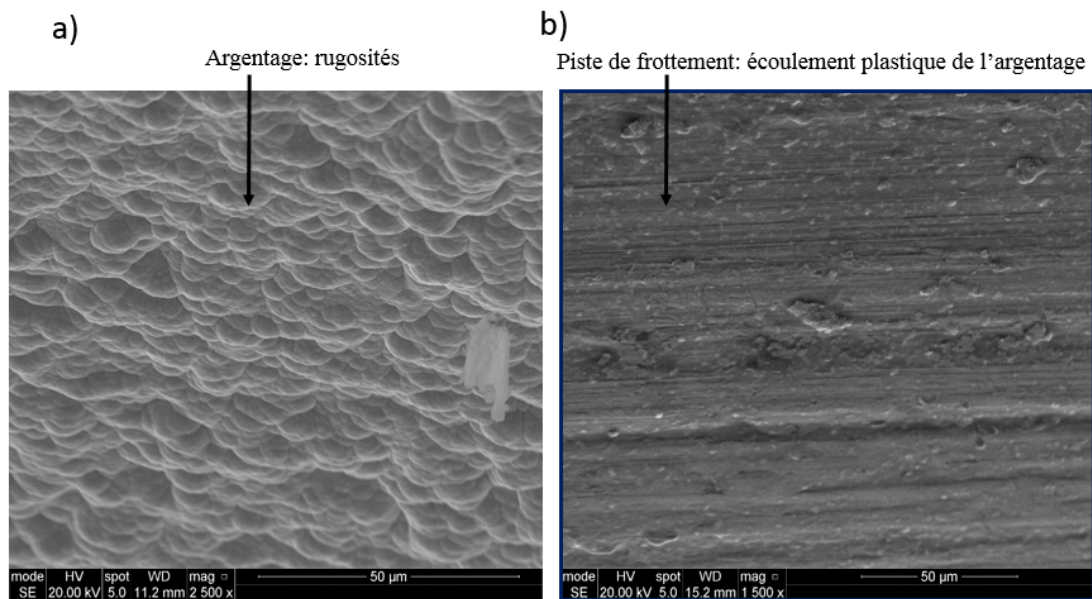


FIGURE 2.9: a) Flanc de vis avant serrage, b) flanc après serrage et démontage par découpes

2.1.2.2 Cas-test "carters" : Pour ce cas-test, seul l'écrou comporte de l'argentage. Le but est de voir si la morphologie des débits interne et d'usure en phase de serrage diffère en l'absence de l'argentage sur la vis. Après serrage et démontage par découpes,

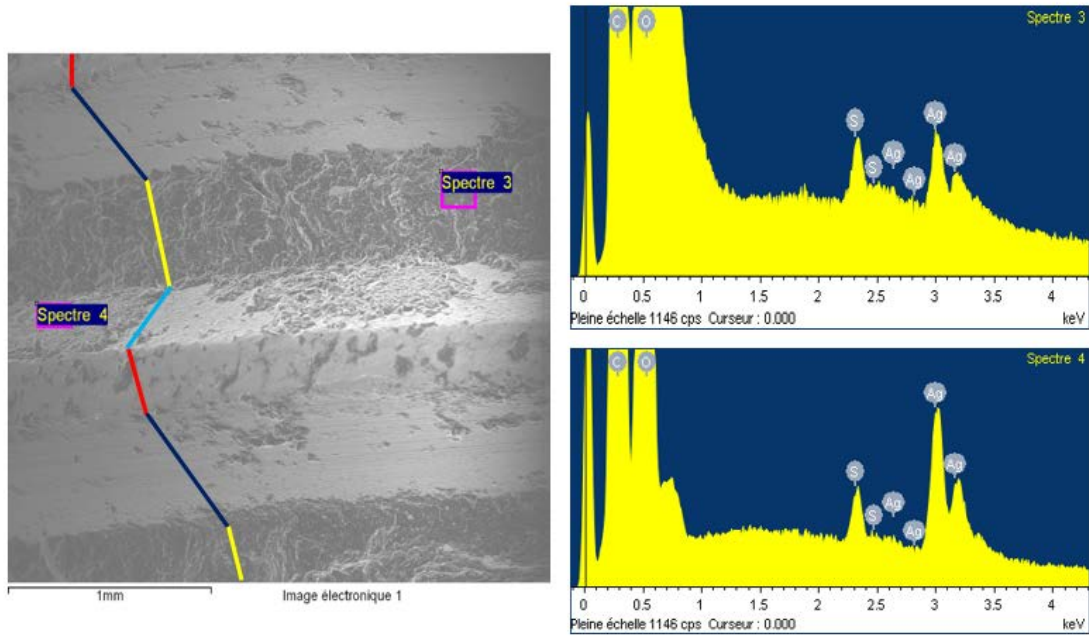


FIGURE 2.10: Analyses chimiques EDX des amas de troisième corps

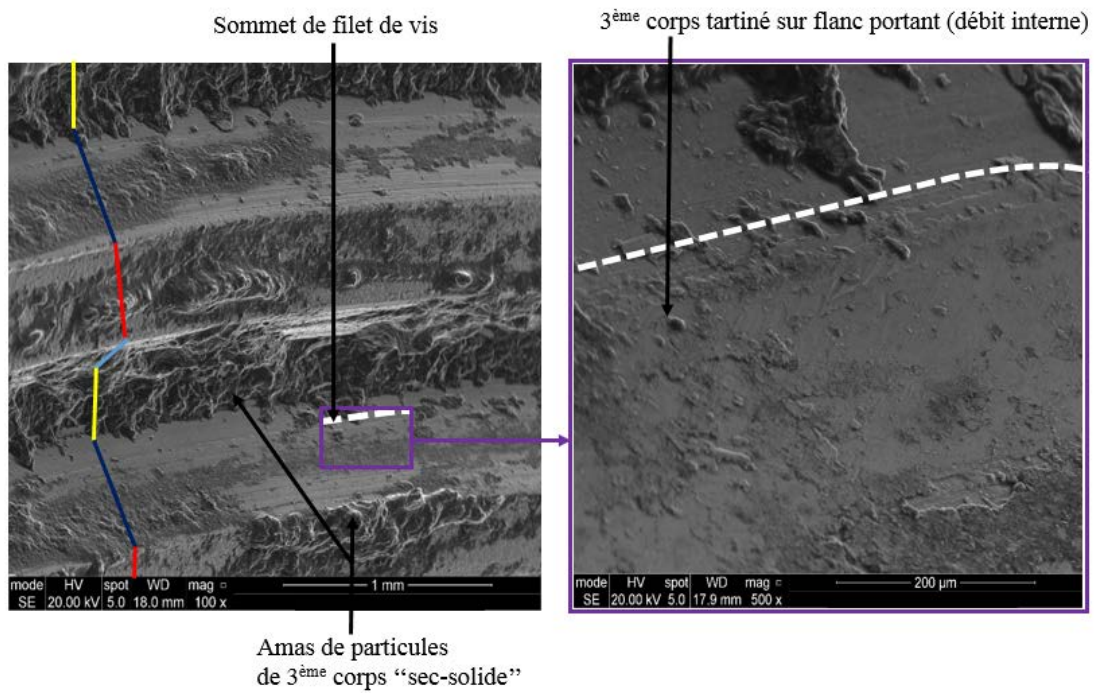


FIGURE 2.11: Intérieur des filets d'écrou après serrage et démontage par découpes

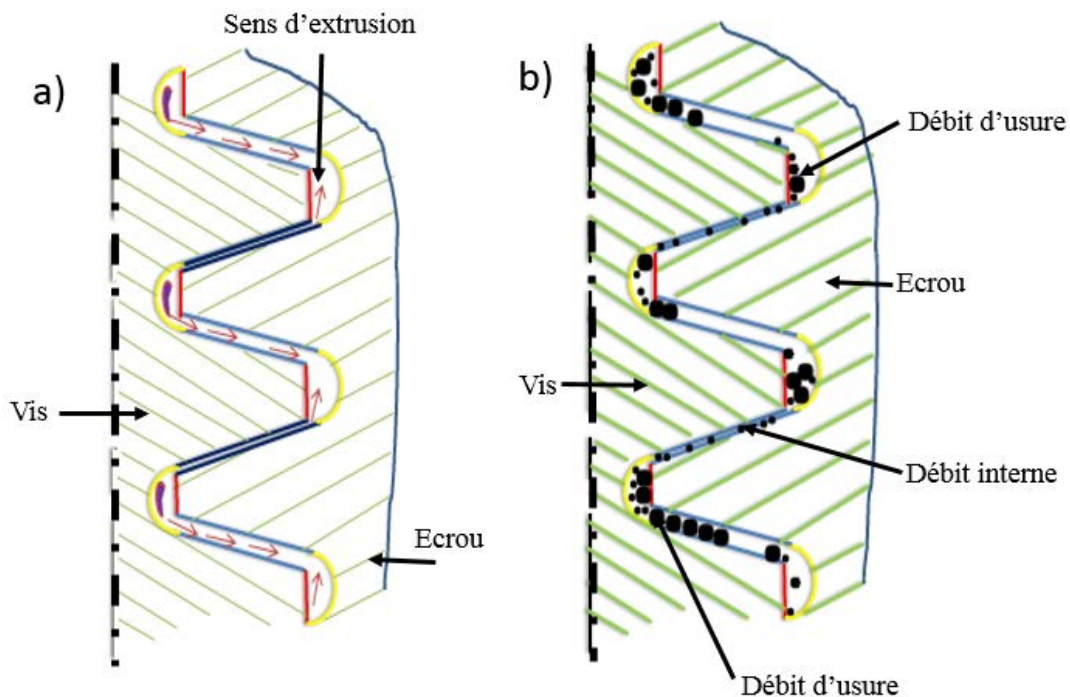


FIGURE 2.12: Mécanisme de formation des différents débits en phase serrage, a) sens d'extrusion, b) différents débits

force est de constater que les observations sont quasiment similaires à celles du cas-test précédent. De ces observations, il ressort une information complémentaire quant à la vie de l'interface filets écrou/vis en phase de serrage. En effet, la répartition du 3^e corps tartiné (débit interne) n'est pas uniforme sur tous les flancs des filets en prise. On constate que l'épaisseur du débit interne est décroissante en partant du premier filet en prise de l'écrou jusqu'au dernier (cf. FIG.2.13). Ceci peut s'expliquer par le fait que le transport de matière se fait de filet en filet. Plus spécifiquement, de façon générale c'est la vis qui est graissée avant serrage. Lors du processus de serrage, les filets de l'écrou jouent un rôle de transport de graisse. De ce fait, le tout premier filet de l'écrou transporte une quantité de graisse relativement plus importante que celle transportée par le second filet en prise, et ainsi de suite jusqu'à la fin du serrage. En d'autres termes, les premiers filets, qui sont les plus sollicités mécaniquement, sont aussi les plus grands "porteurs" de débit interne.

Ces expertises mettant en lumière les réalités tribologiques à l'interface filets écrou/vis d'un assemblage boulonné (usure, formation de mixture, extrusion, etc.). Par extrapolation, ces analyses sont similaires au cas-test "freins" (même revêtement et même graisse). Le serrage étant une sollicitation tribologique (compression et cisaillement des contacts), le cas général de fonctionnement de l'interface filets écrou/vis serait similaire aux cas-

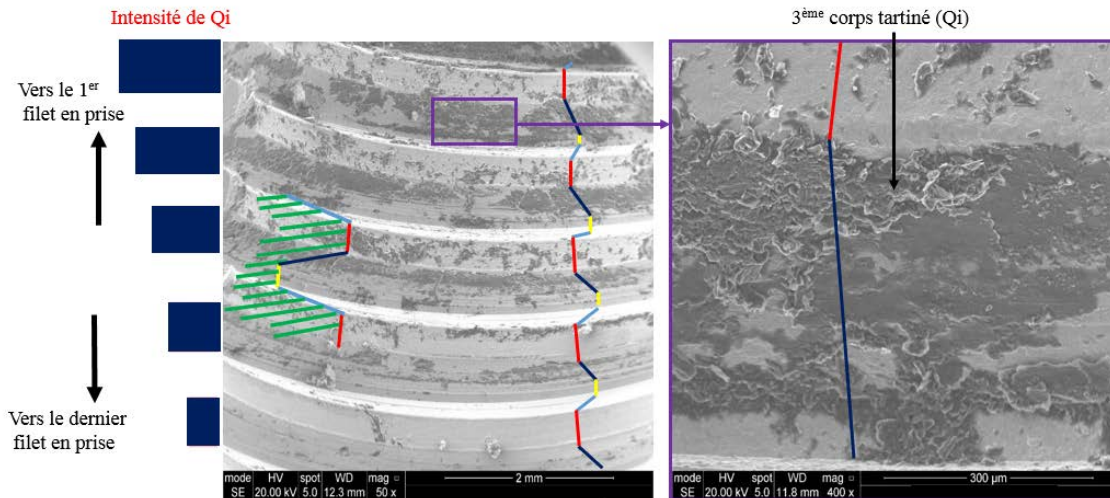


FIGURE 2.13: Intérieur des filets d'écrou et répartition du troisième corps tartiné

tests étudiés à condition d'être en présence d'un revêtement et d'un lubrifiant utilisé pour le serrage (huile, graisse). Si les deux conditions précédentes sont réunies, ce qui est généralement le cas, il y aura probablement détachement des particules de revêtement, formation de mixture avec le lubrifiant présent et les différents débits déjà énumérés.

Plus spécifiquement, d'après les images de la FIG.2.14 (taille des rugosités exagérée pour la compréhension) qui portent sur le cas de l'argentage et de la graisse, c'est cette dernière (graisse) qui sépare les contacts flanc/flanc avant leur compression. Une fois que les contacts flanc/flanc entrent en contact par l'intermédiaire des rugosités de l'argentage sous l'effet des sollicitations en serrage (précharge et vitesse de rotation simultanées), une partie de la graisse initialement appliquée sur les filets s'extrude de ces contacts flanc/flanc. L'autre partie de la graisse reste piégée par les cupules de l'argentage qui vont subir un écoulement plastique lors de l'opération de serrage. Lors du cisaillement des contacts, les particules détachées suite à l'écoulement plastique vont former, avec la quantité de graisse précédemment piégée dans les cupules, une mixture de 3^e corps. Une partie de la mixture est éjectée hors des contacts flanc/flanc et l'autre reste tartinée sur les flancs.

Contrairement à ce que l'on pourrait penser en 2016, cette partie de l'étude a montré qu'en phase de serrage de boulons, c'est une mixture de 3^e corps "sec-solide" qui accommode la vitesse entre la vis et l'écrou, et non uniquement les lubrifiants fluides (graisse, huile, etc.) utilisés. Ce 3^e corps est le résultat d'une mixture formée à partir des particules détachées lors du serrage et le lubrifiant appliqué avant le serrage. En fin d'opération une partie de ce 3^e corps reste piégée dans les contacts flanc/flanc (débit interne). L'un des rôles du débit interne de 3^e corps est d'assurer la transmission de charge, donc d'assurer la portance. La rhéologie de ce 3^e corps aurait donc un effet sur l'efficacité du serrage de boulons. Une instrumentation numérique de l'interface filets écrou/vis à partir des différentes expertises tribologiques est proposée à cet effet.

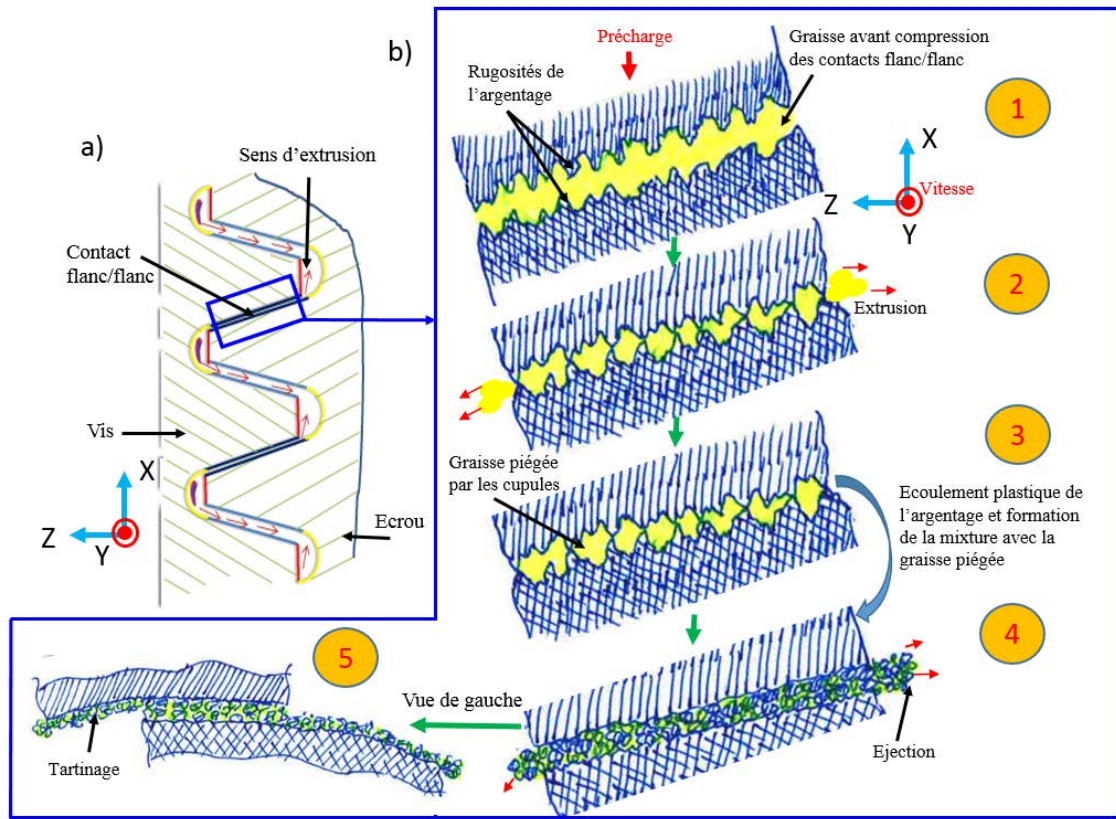


FIGURE 2.14: a) Interface filets écrou/vis, b) scénario de formation de la mixture de troisièmes corps "sec-solide" à partir d'un contact flanc/flanc de filets

2.2 Cadre numérique

Le confinement des interfaces d'assemblages boulonnés empêche pratiquement toute instrumentation expérimentale. A cet effet, des investigations sont menées dans cette partie de l'étude à partir d'un modèle numérique pour permettre de dégager des tendances quant à l'effet de la rhéologie d'un 3^e corps sur l'efficacité de serrage de boulons.

2.2.1 De la réalité au modèle

La réalité de l'interface filets écrou/vis est complexe à modéliser car le problème empêche quasiment toutes les simplifications possibles (pas de symétrie, chargement non homogène, prise en compte de 3^e corps, etc.) et conduit souvent les modélisateurs à proposer des modèles simplifiés.

Pour mieux cerner le problème de l'efficacité du serrage de boulons, une vision locale de l'interface est proposée (cf. FIG.2.15), vision qui se veut suffisamment riche pour rendre compte de sa phénoménologie et contenir ainsi les différents ingrédients nécessaires à cette compréhension.

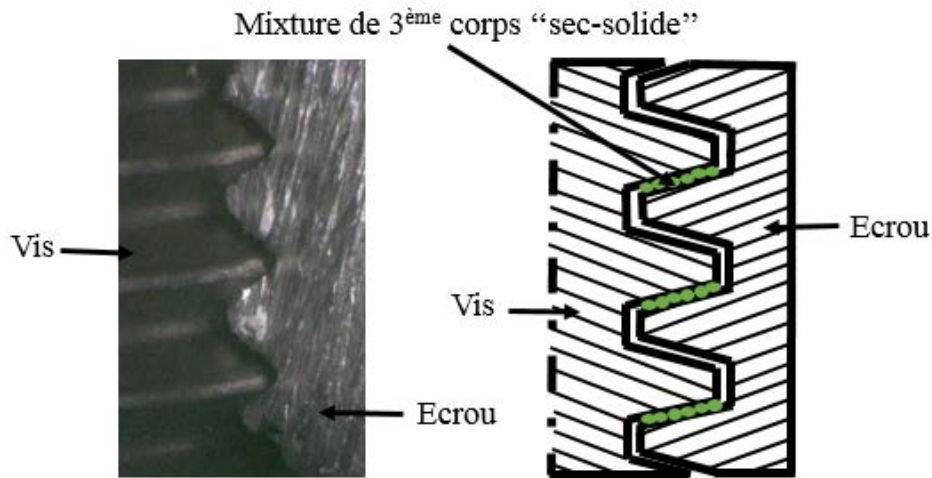


FIGURE 2.15: a) *Interface réelle*, b) *modèle proposé*

Les expertises après serrage et démontage par découpes ont montré l'existence de différents débits de 3^e corps, liée en partie aux conditions tribologiques qu'impose le serrage. Au niveau local, les ingrédients indispensables à prendre en compte sont les premiers corps en contact (premier corps 1, la vis, et premier corps 2, l'écrou), la mixture de 3^e corps "sec-solide" puis les conditions limites particulières dues au serrage.

Les aspects usure et dégradation ne sont pas pris en compte, et la modélisation proprement dite de la graisse non plus. Ainsi, on considère un instant quelconque du serrage pour lequel la mixture de 3^e corps est déjà formée. Le cas de l'extrusion et la migration de matière est traité et l'évolution du frottement macroscopique, mesuré en fonction des débits interne et d'usure en phase de serrage est discutée.

2.2.2 Du modèle à la modélisation

A partir des expertises des différents cas-tests, il a été conclu que les conditions locales de contact à l'interface filets écrou/vis sont similaires en termes de formation de mixture de 3^e corps "sec-solide", de débit interne de 3^e corps et de débit d'usure en phase de serrage. Que la vis et de l'écrou, soient tous deux revêtus ou que ce soit l'écrou seul, il y a toujours la formation d'une mixture et les différents débits associés. Ce qui peut vraiment faire la différence c'est la rhéologie (cohésion) des différents débits formés. Dans ces conditions, vu que l'usure de l'argentage n'est pas prise en compte, seul le cas-test "roue" est traité numériquement pour en faire une généralisation.

Une méthode par éléments discrets est utilisée pour décrire le modèle de la FIG.2.15

2. Analyse tribologique de la phase de serrage des assemblages boulonnés

b. Le modèle proposé est un modèle pseudo 3D, c'est-à-dire que le volume des deux premiers corps est négligé, de même que la forme hélicoïdale des filets. Nous avons donc considéré juste une portion des filets. Ce modèle est construit à partir d'une collection de particules sphériques rigides. Dans la conceptualisation du triplet tribologique, les premiers corps qui sont ici les parois des filets vis/écrou, sont constitués de particules de diamètre $20\ \mu\text{m}$; ce qui correspond à l'épaisseur de l'argentage réalisé sur les filets de la vis et de l'écrou. Ces particules collées les unes aux autres sont au nombre de 2440 pour chaque premier corps. Quant au 3^e corps (mixture graphite/argent), un diamètre de $8\ \mu\text{m}$ est affecté aux particules. Le modèle obtenu d'après les différentes hypothèses ci-dessus, est représenté à la FIG.2.16 qui représente deux contacts flanc/flanc. Pour plus de visibilité de l'interface, le modèle proposé de la FIG.2.15 b est tourné à 90° dans les descriptions de la FIG.2.16. En code couleur, le rouge symbolise les particules d'argent au sein de la mixture et la couleur cendre, les particules de graphite.

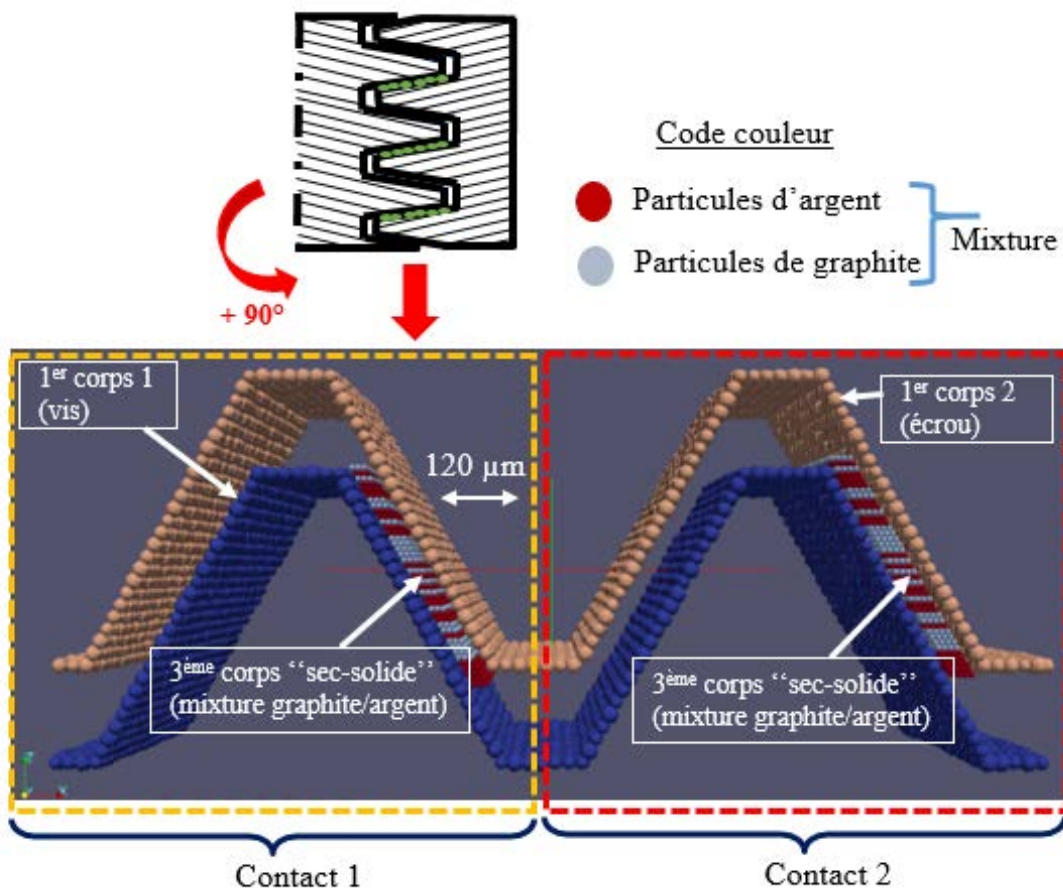


FIGURE 2.16: Modèle obtenu à partir des hypothèses

Quant aux conditions aux limites, le serrage est simulé en appliquant une précharge à

l'un des premiers corps suivant l'axe X et la vitesse de serrage à l'autre (cf. FIG.2.17a) suivant l'axe Y. Expérimentalement, la précharge évolue au fur et à mesure que le boulon est serré (mise en rotation de l'écrou ou de la vis). Ce qui ramène à l'évolution temporelle des différentes conditions aux limites d'après l'allure des courbes de la FIG.2.17 b. Dans la modélisation, la continuité de matière suivant la géométrie du filetage est prise en compte en établissant des conditions périodiques suivant Y, l'axe de cisaillement. Tous les autres degrés de liberté restent bloqués.

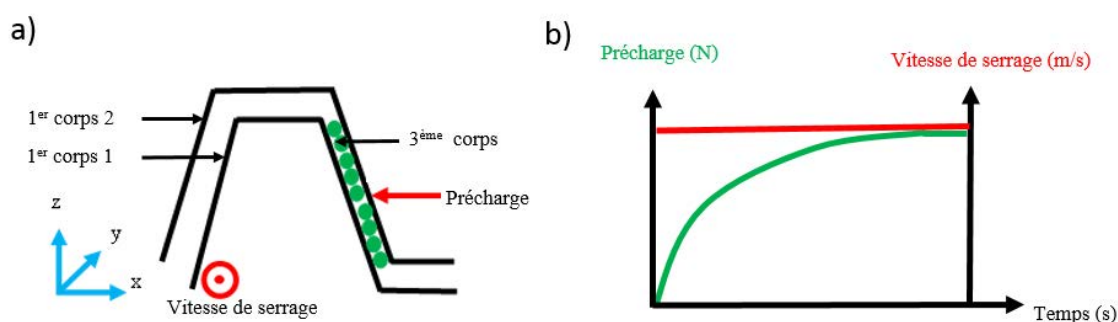


FIGURE 2.17: a) Conditions aux limites, b) évolution temporelle des conditions aux limites

L'approche DEM choisie pour modéliser le système vis/écrou est l'approche, Non-Smooth Contacts Dynamics (NSCD) [MOR 99], largement utilisée dans le contexte de la tribologie numérique. Les grandes lignes de cette approche à savoir l'intégration temporelle basée sur un thêta-schéma, la résolution implicite des contacts par le biais d'un algorithme de type Gauss-Seidel non linéaire ne sont pas détaillées ici. Seules les lois d'interaction servant à gérer les contacts entre particules sont expliquées. Nous renvoyons aux travaux précédents pour plus d'informations [REN 11].

Pour prendre en compte les phénomènes physico-chimiques interfaciaux, notamment la formation de mixture, qui se produisent lors du serrage, une loi de contact unilatéral cohésive a été utilisée (cf. FIG.2.18). Elle gère non seulement les interactions au sein du 3^e corps mais aussi celles entre le 3^e et les premiers corps. Cette loi est l'extension de la loi de Signorini au cas cohésif :

$$(r_n + \gamma) \geq 0 \quad g \geq 0 \quad (r_n + \gamma) \cdot g = 0 \quad (2.21)$$

où γ représente la force de cohésion au contact agissant sur une distance d_w , r_n désigne la force de contact (ici la précharge) et g la distance entre particules.

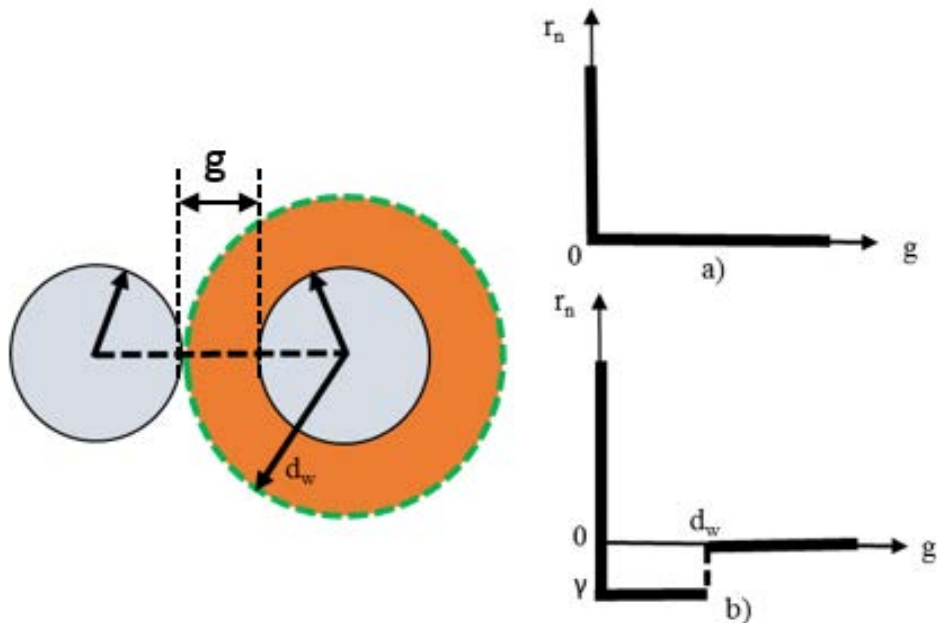


FIGURE 2.18: a) Contact unilatéral sans cohésion, b) avec cohésion

2.2.3 Résultats des simulations

La précharge utilisée au cours des simulations est 350 N . Cette valeur provient de la précharge expérimentale de 150000 N , mesurée lors des essais couple-tension (cf. annexe B) et rapportée à la taille du modèle développé.

En simulant le serrage, on obtient numériquement l'extrusion et la migration de 3^e corps et l'évolution des débits interne, Q_i et d'usure, Q_u . Ces différentes phénoménologies sont matérialisées sur les images de la FIG.2.19 avec un code couleur qui représente la mixture. Les constats numériques sont en adéquation avec les expertises tribologiques expérimentales. Sur la FIG.2.19c, l'écrou est supprimé afin de mieux visualiser le cœur des contacts flanc/flanc. En effet, la quantité de mixture de 3^e corps initialement introduite dans les contacts diminue progressivement au cours du serrage et se stabilise à la fin. La quantité restant dans les contacts flanc/flanc en fin de serrage est le débit interne (ici débit interne numérique). Le champ de vitesse des deux premiers corps et au sein des différents débits de 3^e corps est représenté sur les images de la FIG.2.20. Dans ce cas, le rouge signifie la plus grande vitesse et le bleu, la plus faible. A quelques

hypothèses près, la modélisation par la DEM a permis de reconstituer numériquement les conditions locales de contact à l'interface filets écrou/vis, c'est-à-dire l'extrusion de la mixture, formation d'amas de particules sur les flancs non portants et formation de débit interne de 3^e corps.

Deux grandeurs physiques ont été évaluées au cours des simulations, à savoir le frottement et le débit interne, Q_i de 3^e corps. Ces grandeurs sont évaluées en présence de trois paramètres :

- la vitesse de serrage ;
- la quantité de mixture de 3^e corps à introduire initialement dans les contacts flanc/flanc ;
- la cohésion inter-particulaire.

Ce dernier paramètre (cohésion) permet d'étudier l'effet de la rhéologie du 3^e corps sur le comportement d'un assemblage (frottement, débits) et il est choisi de manière à avoir, le paramètre d'état, $\eta \leq 1$. Ce paramètre d'état est défini comme suit :

$$\eta = \frac{\frac{\gamma}{s}}{\frac{F}{S}} \quad (2.22)$$

où $\frac{\gamma}{s}$, désigne la cohésion locale avec s , la surface d'une particule de 3^e corps, $\frac{F}{S}$ est la cohésion globale avec F , la précharge et S , la section des flancs portants du modèle.

Phénoménologiquement, la condition $\eta \leq 1$ stipule qu'il y a une absence d'effet de grippage numérique (adhésion permanente) dans les contacts. Trois valeurs de cohésion sont donc retenues : $10^{-3}N$, $10^{-4}N$ et $10^{-5}N$.

Le paramètre "vitesse" permet de s'affranchir des effets de variation de vitesse de serrage sur la rhéologie du 3^e corps et plus particulièrement sur les mesures de frottement. Deux gammes de vitesse sont choisies, 2 et 20 m/s en gardant la même longueur cisailée qui est égale à 1 mm au cours des simulations, c'est-à-dire que les temps de simulation sont ajustés de manière à avoir la même longueur cisailée quelle que soit la gamme de vitesse considérée.

D'après les expertises tribologiques expérimentales, on sait que le débit interne n'est pas uniforme sur les flancs de filets selon leur position, mais sa quantité n'a pas pu être déterminé. Il a donc été varié au cours des simulations.

2.2.3.1 Mesures de frottement en fonction du temps : Le frottement mesuré lors du serrage numérique est défini comme étant le rapport de la somme des composantes tangentielles, R_i^j des forces, R^i exercées sur les particules, i de 3^e corps en contact avec le premier corps auquel la vitesse de serrage est appliquée, sur la force normale, F_n aux contacts flanc/flanc. Cette force normale dérive par calcul de la précharge, F appliquée (cf. FIG.2.17 a). L'expression du frottement est donc donnée comme suit :

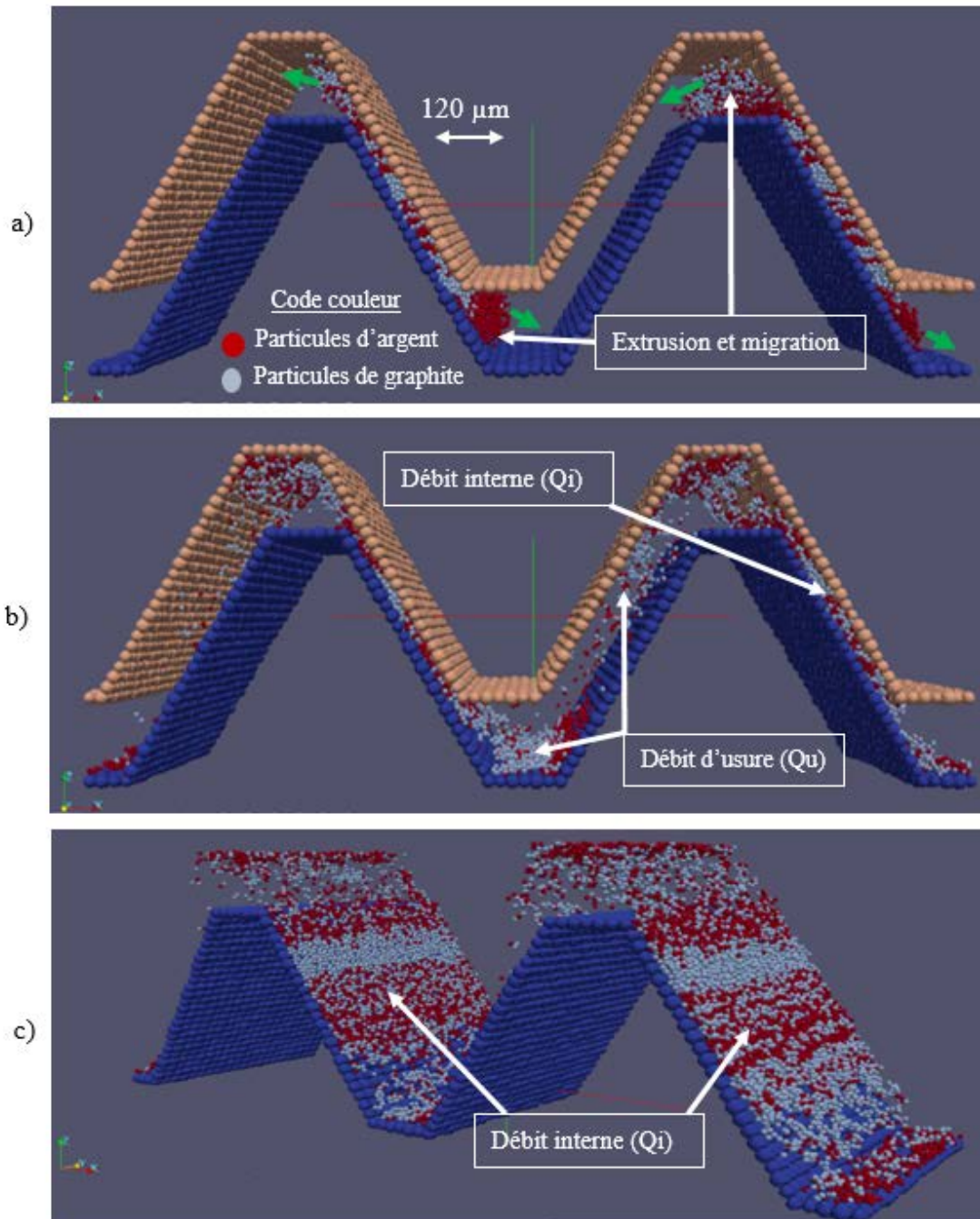


FIGURE 2.19: a) Extrusion et migration de troisième corps en début de serrage, b) différents débits en fin de serrage, c) coeur des contacts

$$\mu(t) = \frac{\sum_1^i R_t^i(t)}{F_n(t)} \quad (2.23)$$

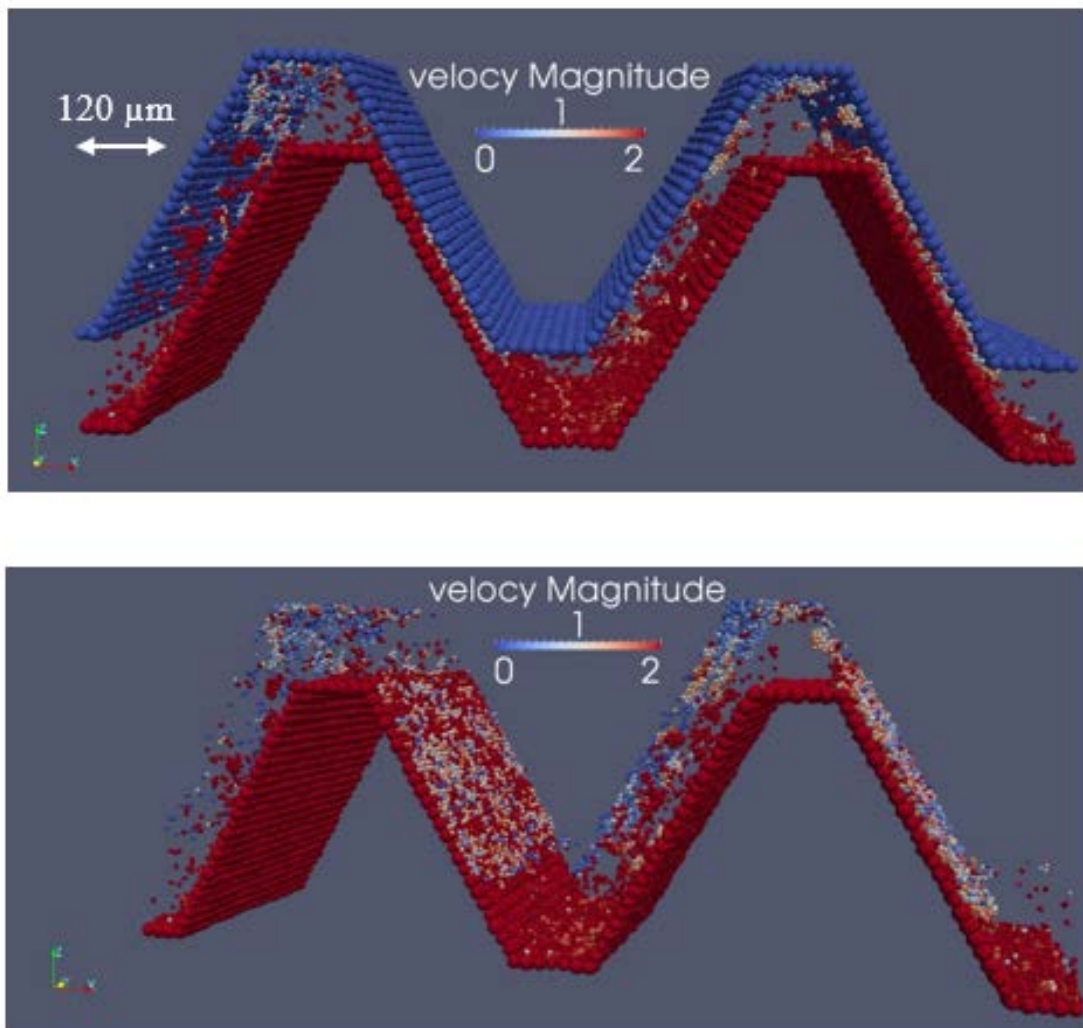


FIGURE 2.20: *Champ de vitesse des premiers corps et au sein des débits de troisième corps*

De là, les courbes de frottement en fonction du temps de la FIG.2.21, sont tracées pour les valeurs de cohésion et de vitesse de serrage choisies pour une quantité initiale de débit interne (débit interne 1 initial) répartie comme suit :

- contact 1 (cf. FIG.2.16) : 3 600 particules ;
- contact 2 : 5 400 particules.

Les courbes de la FIG.2.22 sont aussi tracées dans les mêmes conditions avec la quantité initiale de débit interne (débit interne 2 initial) suivante :

- contact 1 : 5 400 particules ;
- contact 2 : 7 200 particules.

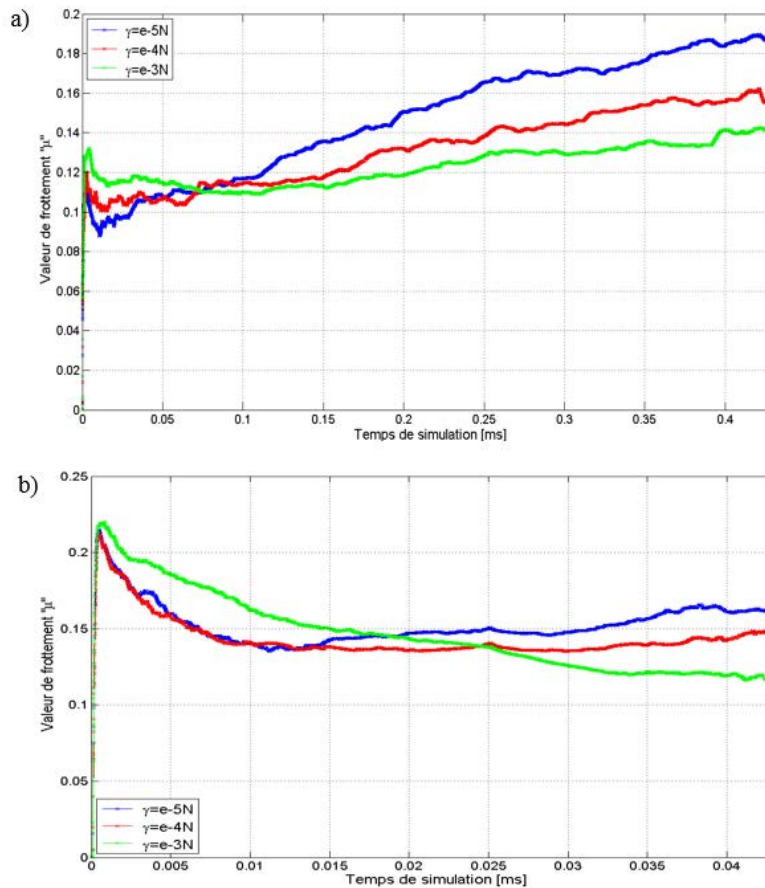


FIGURE 2.21: *Frottement en fonction du temps pour différentes valeurs de cohésion et de débit interne 1 initial, a) à $V = 2 \text{ m/s}$, b) à $V = 20 \text{ m/s}$*

A partir des courbes des quatre graphes, plusieurs conclusions émergent.

- quel que soit la quantité de débit interne initial, débit interne 1 initial ou débit interne 2 initial, les courbes de frottement ont une allure pratiquement constante en fin de serrage (cf. FIG.2.21 et FIG.2.22). Ce qui stipule qu'un régime stabilisé est atteint au cours des simulations.
- globalement, au début du serrage, le frottement augmente avec l'augmentation de la cohésion, et ceci sur un court instant. La tendance s'inverse peu après avec le frottement qui diminue avec l'augmentation de la cohésion. Cette brusque inversion de tendance peut s'expliquer par le fait que le début de serrage est une phase transitoire au cours de laquelle les forces de contact sont très élevées. Ces forces tendent ensuite vers un équilibre quand la dynamique des contacts se stabilise.
- à faible vitesse de serrage (2 m/s), les courbes de frottement sont croissantes avant inversion de tendance, alors qu'à grande vitesse (20 m/s), elles sont plutôt décroissantes mais avec un temps d'inversion de tendance relativement plus long.

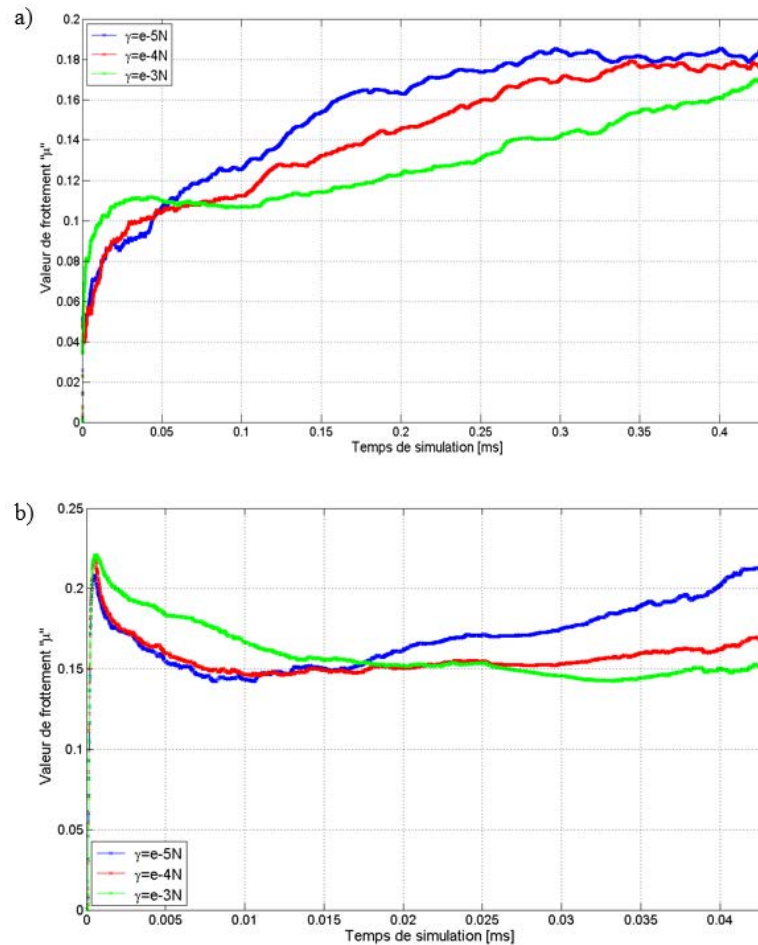


FIGURE 2.22: *Frottement en fonction du temps pour différentes valeurs de cohésion et de débit interne 2 initial, a) à $V = 2 \text{ m/s}$, b) à $V = 20 \text{ m/s}$*

Ceci voudra dire que la dynamique des contacts en phase de serrage se stabilise plus à faible vitesse.

La diminution du frottement avec l'augmentation de la cohésion peut paraître choquante à première vue, mais c'est un constat qui peut être expliqué. En effet, l'interface filets écrou/vis des assemblages boulonnés est un milieu très confiné. En revanche, les contacts flanc/flanc sont des contacts ouverts (libre circulation de mixture). De ce fait, nous allons nous baser sur des cartes de débit interne pour expliquer le profil des courbes de frottement.

2.2.3.2 Cartes de débit interne en fonction du temps : Le but de cette partie est d'évaluer l'effet du débit interne sur les mesures de frottement. A cette fin, des cartes de débit de 3^e corps sont établies (dynamique de l'interface) afin d'étudier l'influence de la cohésion et de la vitesse de serrage sur le débit interne de 3^e corps. Seul le cas

du débit interne 2 initial est considéré car il permet de considérer une quantité de débit initial relativement plus grande. Ceci permettra d'avoir une quantité de débit interne relativement plus grande après extrusion.

Les cartes de débit interne sont établies en fonction du temps de simulation pour les différentes valeurs de cohésion. Ainsi, les cartes de la FIG.2.23 correspondent à une vitesse de serrage de 2 m/s alors que celles de la FIG.2.24 sont relatives à une vitesse de 20 m/s .

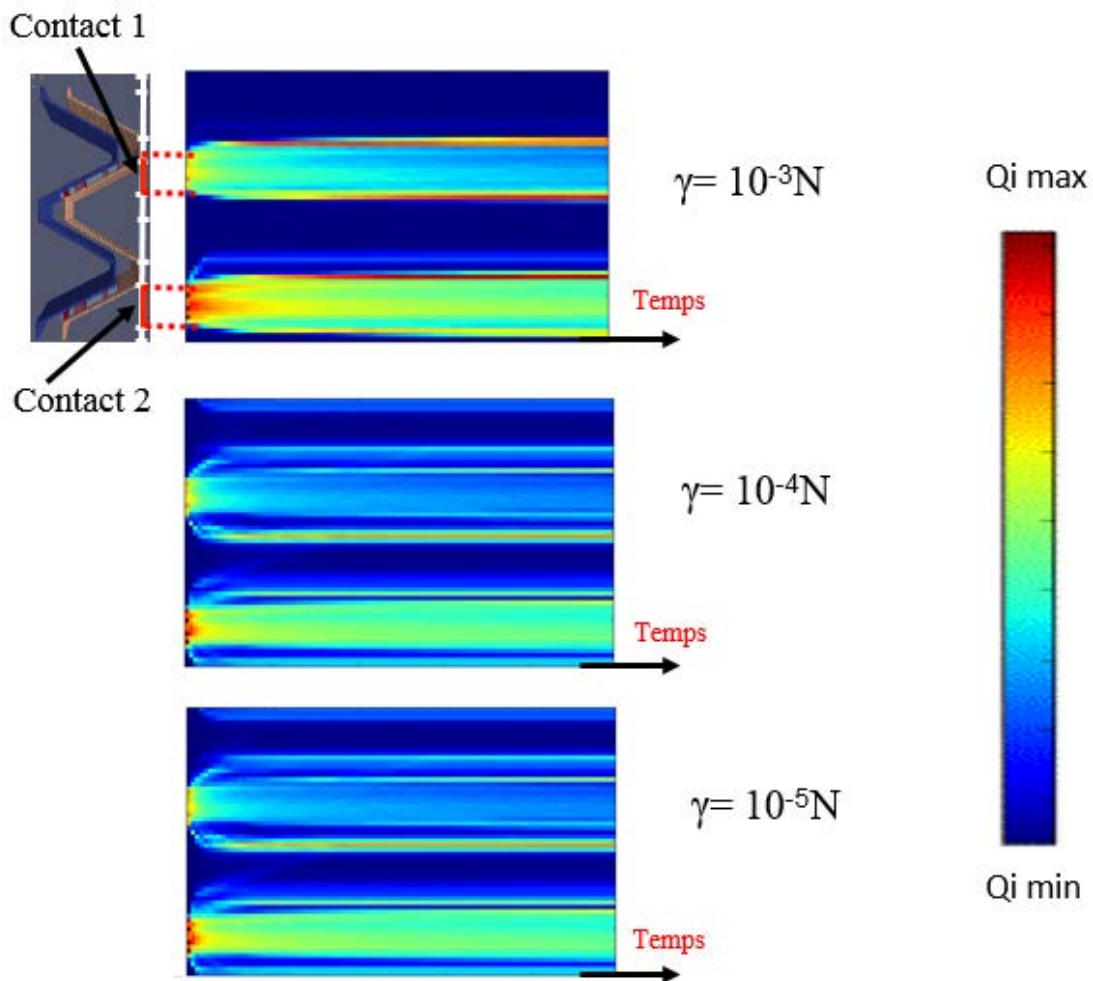


FIGURE 2.23: Cartes de débit interne à différentes valeurs de cohésion pour $V = 2\text{ m/s}$

On peut remarquer que pour les deux vitesses choisies, le débit interne en fonction du temps est plus important pour de grandes vitesses de serrage. Ce qui semble normal et dû au fait qu'à vitesse relativement élevée, les particules n'ont pas le temps nécessaire pour être transportées par cisaillement, donc une faible extrusion de matière.

De façon générale, le débit interne diminue en fonction du temps de serrage, et cette

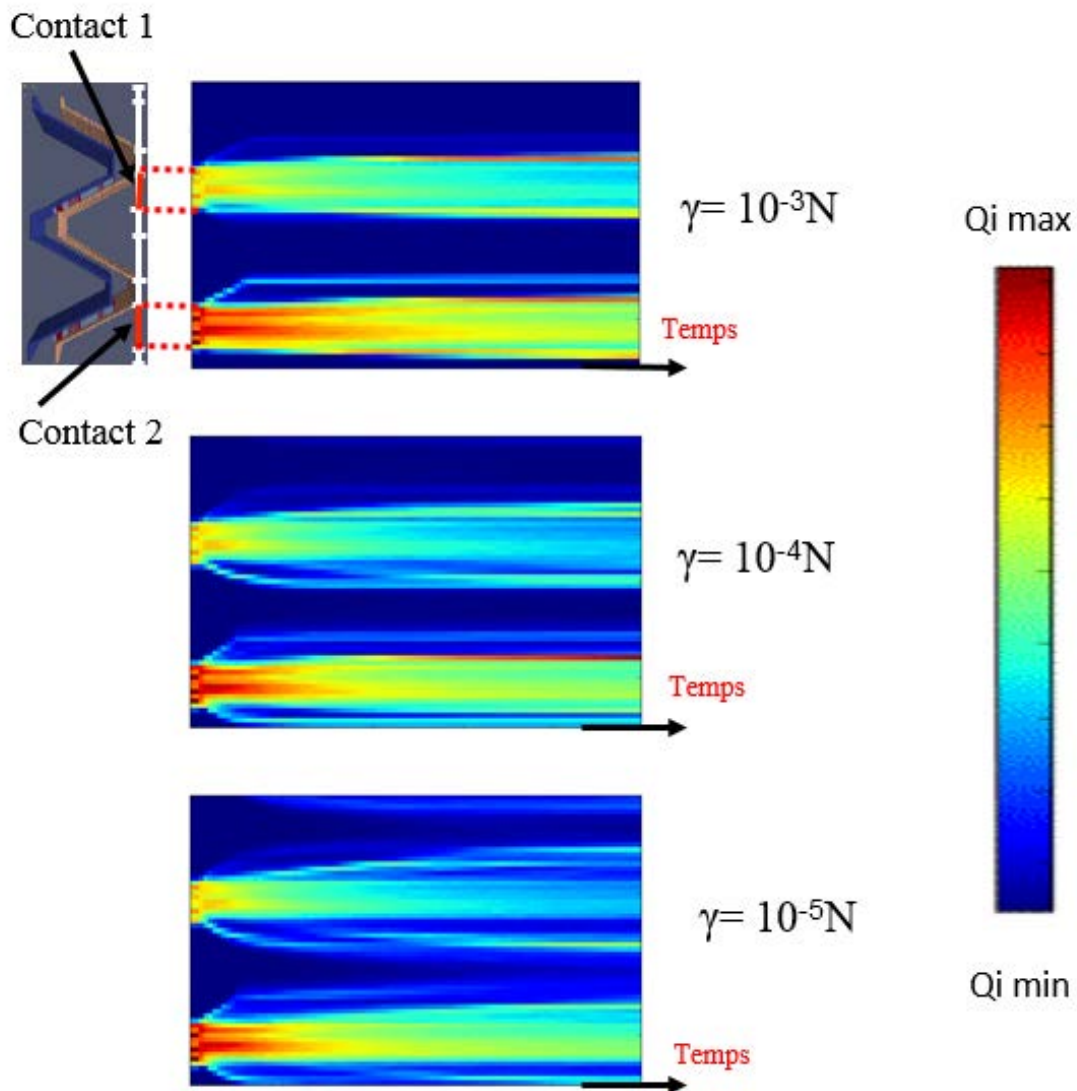


FIGURE 2.24: Cartes de débit interne à différentes valeurs de cohésion pour $V=20\text{ m/s}$

diminution est relativement plus lente quand la cohésion est importante. En d'autres termes, le débit d'usure en phase serrage est relativement plus faible quand la cohésion est élevée. Ce constat est plus matérialisé sur les images de la FIG.2.25 où le rouge du code couleur représente les particules d'argent et le cendre, les particules de graphite. En effet, en comparant les débits d'usure pour deux valeurs de cohésion, $10^{-3}N$ et $10^{-5}N$, il y apparaît un débit d'usure plus élevée pour une cohésion de $10^{-5}N$. Le constat est d'autant plus flagrant avec les champs de vitesse des deux débits (usure et interne) de 3^e corps pour les deux valeurs de cohésion considérées à la FIG.2.26 (rouge égal à vitesse élevée et bleu, la plus faible).

Plus spécifiquement, le déplacement relatif du premier corps 2 lors du serrage (cf.

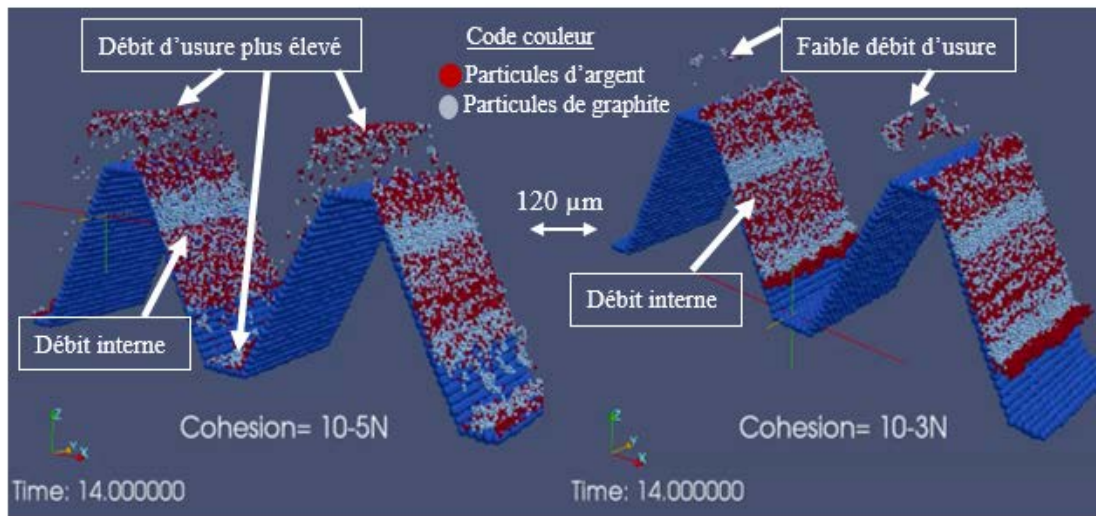


FIGURE 2.25: Comparaison des débits d'usure et interne pour deux valeurs de cohésion, $10^{-5}N$ et $10^{-3}N$

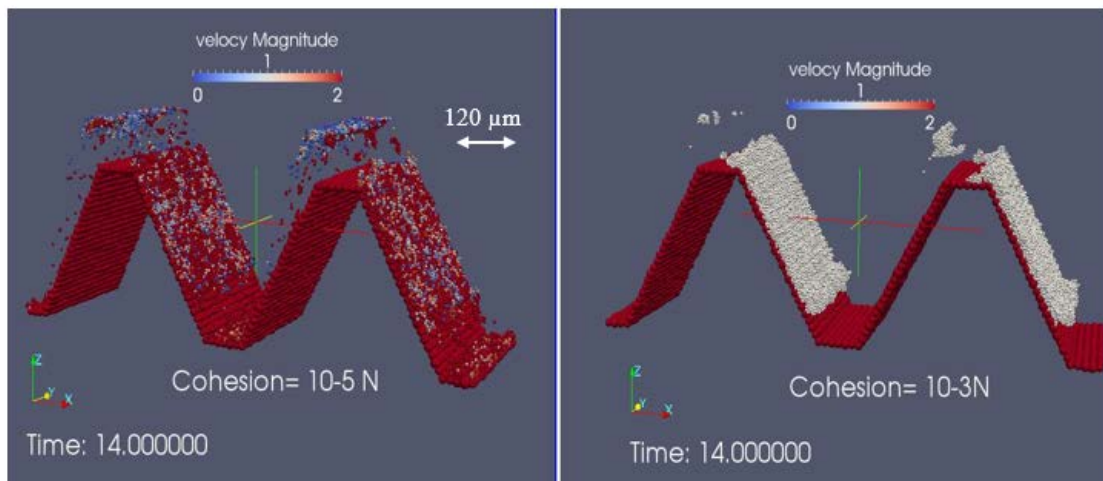


FIGURE 2.26: Comparaison des champs de vitesse des débits d'usure et interne pour deux valeurs de cohésion, $10^{-5}N$ et $10^{-3}N$

FIG.2.17a), varie en fonction de la cohésion, conditionnant ainsi le débit d'usure et l'épaisseur du débit interne de 3^e corps. En effet, les courbes de déplacement relatif du premier corps 2 par rapport au premier corps 1 (suivant l'axe -X) sont tracées en fonction du temps de serrage numérique pour trois valeurs de cohésion (cf. FIG.2.27). Elles montrent que le déplacement du premier corps 2 est relativement plus petit pour une grande cohésion (le premier corps 1 étant bloqué dans la direction X) et vice versa. Un petit déplacement du premier corps 2 implique donc un faible débit d'usure, donc un débit interne plus élevée et logiquement une épaisseur plus élevée de 3^e corps. En clair,

la différence de déplacement d'une courbe par rapport à une autre constitue la différence d'épaisseur de débit interne de 3^e corps pour les valeurs de cohésion considérées.

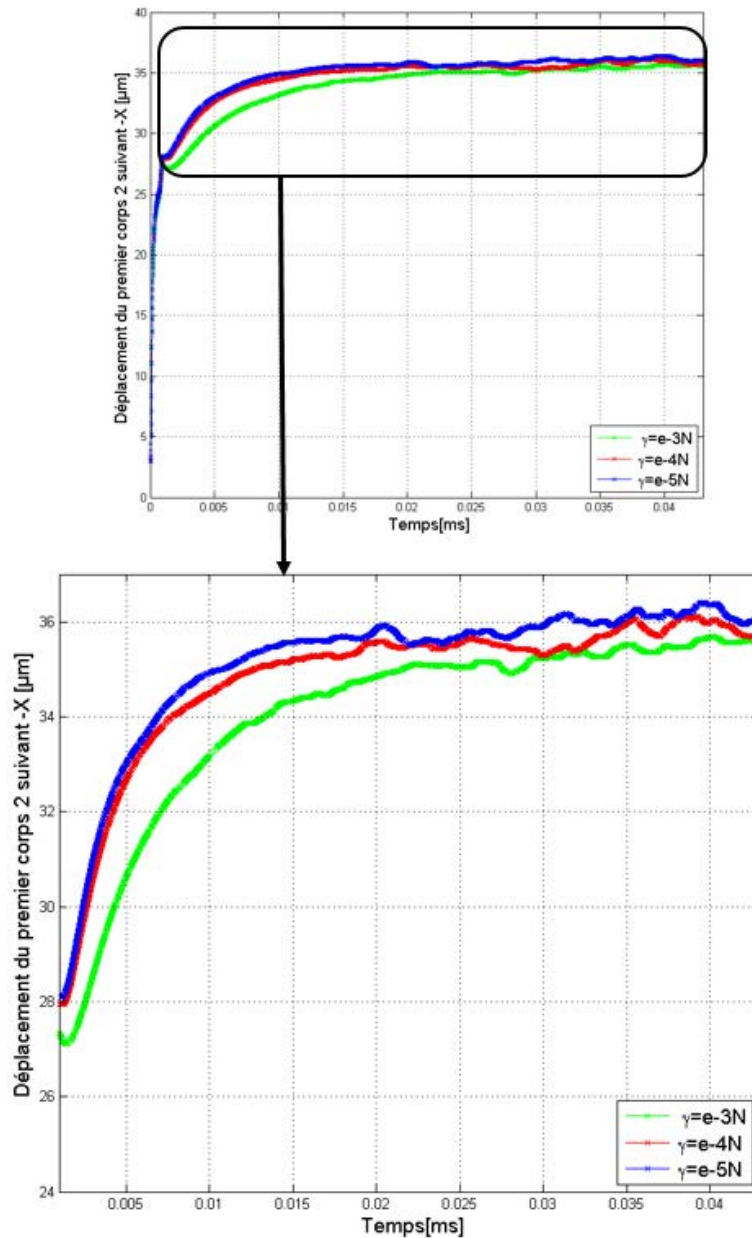


FIGURE 2.27: Courbes de déplacement relatif du premier corps 2 en fonction du temps de serrage numérique pour trois valeurs de cohésion

Les cartes de débit et les courbes de déplacement du premier corps 2 apportent l'information supplémentaire selon laquelle le débit interne a une épaisseur relativement plus élevée pour de fortes valeurs de cohésion. Cette information est aussi complémentaire

pour le profil des courbes de frottement. En effet, pour une valeur de cohésion relativement élevée, le débit d'usure est faible et logiquement l'épaisseur du débit interne est relativement élevée.

Conclusion et discussions

Dans cette partie des travaux, expérimentalement, un système de bridage a été mis en place et a permis de démonter un assemblage serré sans toutefois le desserrer. En effet, le démontage a été réalisé par une méthode de découpes des assemblages. Contrairement aux idées reçues, les lubrifiants utilisés pour le serrage ne sont ni totalement extrudés, ni piégés dans les contacts flanc/flanc de l'interface filets écrou/vis des assemblages boulonnés. Il s'y forme plutôt, un 3^e corps de morphologie "sec-solide". Ce 3^e corps résulte de la formation d'une mixture lubrifiant fluide/lubrifiant solide (graisse/revêtement). En effet, sous sollicitation de serrage, le revêtement (argentage) appliqué sur les filets subit un écoulement plastique qui se matérialise par un détachement de particules. Ces particules, très réactives au frottement, pompent par capillarité l'huile de base du lubrifiant fluide initialement appliqué sur les filets. Ceci conduit à la formation de la mixture de 3^e corps "sec-solide" qui accommode la vitesse entre la vis et l'écrou en phase de serrage. Une partie du 3^e corps formé est extrudée des contacts flanc/flanc au cours du serrage, c'est le débit d'usure en phase de serrage. Une autre partie reste piégée dans les contacts flanc/flanc en fin de serrage, c'est le débit interne de 3^e corps. Il a pour rôle principal d'assurer le maintien de la précharge.

Numériquement, l'interface filets écrou/vis est reconstituée en utilisant une approche basée sur la DEM. L'influence de la rhéologie (cohésion) du 3^e corps "sec-solide" sur l'efficacité de serrage de boulon est à cet effet abordée. Au regard des investigations numériques, il apparaît que, quand la cohésion au sein du 3^e corps est faible, le débit d'usure en phase serrage est plus important et la valeur de frottement à l'interface est aussi élevée. Logiquement, quand le débit d'usure en phase serrage est élevé, le débit interne de 3^e corps est faible. Les deux premiers corps participeraient donc à l'accommodation de vitesse entre la vis et l'écrou. De ce fait, les forces de contact sont très élevées, ce qui maximiserait la valeur du frottement. En revanche, quand la cohésion au sein du 3^e corps est relativement plus élevée, il s'extrude difficilement des contacts. Le débit d'usure en phase serrage est donc relativement faible et la valeur du frottement est aussi faible. En effet, un faible débit d'usure maximise le débit interne. Ainsi, l'accommodation de vitesse en phase serrage se localiserait uniquement au sein du 3^e corps. Ce dernier jouant donc le rôle de lubrification, les forces de contact sont relativement faibles. C'est ce qui minimiserait la valeur de frottement pour de fortes cohésions.

A l'issue de ces tendances numériques, le serrage peut être optimisé. En effet, la précharge d'un assemblage boulonné dépend du couple de serrage appliqué et du frottement aux interfaces. Analytiquement, la valeur du frottement aux interfaces est inversement proportionnelle à la précharge. Minimiser le frottement revient donc à maximiser la précharge, et donc minimiser le couple de serrage à appliquer.

La minimisation du frottement aux interfaces repose sur la morphologie des surfaces (rugosités, etc) et des propriétés cohésives des lubrifiants fluides utilisés (graisse, huile, etc.). On pourrait par exemple agir sur les propriétés cohésives de ces lubrifiants (additifs, etc.).

2. Analyse tribologique de la phase de serrage des assemblages boulonnés

Chapitre 3

Analyse tribologique de la phase de service

Introduction

En mécanique, le comportement des structures telles que les poutres et les plaques est en général bien maîtrisé. Mais quand ces structures sont assemblées par boulonnage, la réalité devient plutôt complexe. En effet, du point de vue cinématique, les différents composants d'assemblages boulonnés ne présentent pas de mobilité entre eux (i.e. pas de degré de liberté); mais dans les différentes interfaces, se produisent du glissement, du décollement et des déplacements relatifs de faible amplitude comme par exemples les sollicitations de petits débattements. Ces déplacements interfaciaux, sont parasites et très pénalisants pour la durée de vie des structures [ARG 01, STA 10]. En effet, sous l'action des champs de déformations et de contraintes mécaniques et tribologiques, les structures en contact peuvent subir une modification structurelle allant jusqu'à la nucléation et la propagation de fissures [WAG 12] ou encore à l'initialisation des phénomènes de desserrage, de dévissage d'assemblages, conduisant à la rupture par fatigue des boulons et/ou des structures assemblées. Ces champs dépendent de nombreux facteurs, entre autres des facteurs mécaniques, géométriques, matériaux et physicochimiques, et peuvent évoluer en fonction des conditions locales de contact. Bref, le comportement des assemblages boulonnés sous sollicitations dynamiques ou quasi-statiques peut dépendre de façon critique des conditions locales de contact des surfaces de leurs différents composants.

Dans ce chapitre, une revue de littérature sur l'étude du comportement en service des assemblages boulonnés a été d'abord effectuée. Ensuite, l'identification des conditions de contact a été mise au point, d'une part, à partir des essais avec des techniques de corrélation d'images numériques et une corrélation in situ aux expertises tribologiques et analyses de défaillances. Les essais effectués sont de deux types, charge-décharge-traction sur une portion d'équipement du cas-test "carters" et des essais vibratoires sur plusieurs équipements du cas-test "vanne" avec des sollicitations plus ou moins sévères. D'autre part, des sollicitations de petits débattements ont été simulées numériquement à l'interface filets écrou/vis en considérant le cas-test "roue" pour étudier la dynamique de

cette interface en présence d'un 3^e corps.

1 Revue de littérature sur la phase de service des assemblages boulonnés

Cette revue de littérature se focalise sur le comportement des assemblages boulonnés sous sollicitations dynamiques ou quasi-statiques, les phénomènes de perte de la précharge (tension de serrage) de ces assemblages et les conséquences qui en résultent.

La forme de défaillance la plus connue dans la littérature et à laquelle les assemblages boulonnés font souvent l'objet est la diminution progressive de la précharge dans le temps suite aux sollicitations mécanique, tribologique, etc. Cette forme de défaillance est supposée être à l'origine de la majorité des défaillances d'assemblages en service à savoir les fissurations, la rupture par fatigue, la perte d'étanchéité, etc. C'est par exemple le cas de Leonavicius et al. [LEO 06] qui ont étudié la propagation de fissures et la rupture dans les filets d'assemblages. Ils ont alors constaté dans beaucoup de configurations d'assemblages qu'une diminution de 25% de la précharge conduit à la rupture des assemblages par le biais de la propagation de fissures. Ces défaillances compromettent la fiabilité et l'intégrité structurale des assemblages. La diminution de la précharge peut donc se manifester sous deux formes :

- le dévissage induit par une rotation de l'écrou sous l'action des sollicitations en service ;
- le desserrage qui est le cas le plus rencontré, s'initialise sans une quelconque rotation de l'écrou.

Ces deux formes de diminution de la précharge ont été abordées par plusieurs auteurs, que ce soit du point de vue expérimental ou numérique.

1.1 Etudes sur le dévissage des assemblages boulonnés

En principe, il existe des dispositions de conception qui épargnent les assemblages boulonnés du phénomène de dévissage [VDI 03]. Dans la réalité, ce phénomène demeure courant à cause des incertitudes liées aux sollicitations dynamiques, au comportement tribologique des interfaces d'assemblages, à la précharge appliquée, etc. En effet, une enquête menée auprès des responsables des services de concessionnaires automobiles aux USA par Holmes [HOL 88] a indiqué que 23% des problèmes de mise en service sont dus au dévissage d'assemblages. L'auteur constate aussi que 12% de toutes les nouvelles voitures analysées avaient leurs assemblages déjà dévissés.

Dans l'industrie des machines-outils, un article de Kaminskaya et Lipov [KAM 90] rapporte que le dévissage des assemblages représente plus de 20% de toutes les défaillances des systèmes mécaniques des machines-outils. Le temps nécessaire pour

remédier à ces défaillances représente environ 10% de la durée de vie d'une machine.

Pour comprendre ce problème de diminution progressive de la précharge par dévissage des assemblages et apporter des solutions, des investigations ont été menées par plusieurs auteurs sur la base de plusieurs hypothèses.

1.1.1 Hypothèses de sollicitations axiales et vibrations

Goodier et Sweeney [GOO 45] sont les premiers à étudier le problème de dévissage des assemblages en service. A l'issue de leurs analyses, ils attribuent le dévissage aux sollicitations axiales subies en phase de fonctionnement. En effet, ces sollicitations entraîneraient des mouvements relatifs à l'interface filets écrou/vis. En revanche, les chargements appliqués par Goodier et Sweeney au cours de leurs travaux sont de type quasi-statique. Sauer et al. [SAU 50], ont pour leur part, re-examiné les travaux de Goodier et Sweeney en appliquant cette fois des chargements vibratoires axiaux dans le but de simuler les sollicitations auxquelles sont soumises les assemblages. Tout comme leurs prédécesseurs, Ils constatent un dévissage après un certain nombre de cycles de sollicitations. Hess et Davis [HES 96b, HES 96a] ont de leur part développé des théories pour décrire le mouvement des assemblages chargés par gravité et soumises à des vibrations harmoniques axiales. Un assemblage mono-boulon a été testé à cet effet sur un pot vibrant. Selon les fréquences et les amplitudes des essais, l'écrou se déplaçait dans les deux sens de rotation. Ils ont ensuite conclu qu'un assemblage boulonné pourrait s'auto-serrer ou se dévisser suite aux vibrations axiales.

Beaucoup d'autres études ont été réalisées sur la base des hypothèses de Goodier et Sweeney, entres autres celles de Gambrell [GAM 68] et Kumakura et al. [KUM 95].

1.1.2 Hypothèses de sollicitations de torsion

Clark et Cook [CLA 66] sont partis de l'hypothèse selon laquelle les sollicitations de torsion seraient à l'origine du dévissage des assemblages. Ils ont alors procédé à la vérification en réalisant une série de tests sur un assemblage visé composé d'une barre taraudée, d'un socle et d'une vis à étudier (cf. FIG.3.1). Un déplacement angulaire cyclique a été appliqué à la barre au cours des essais. La précharge est à cet effet mesurée en temps réel par le biais des jauges de déformation. Les auteurs ont constaté qu'il existe une valeur limite de déplacement angulaire au-dessus de laquelle le dévissage s'initialiserait.

Sur la base de cette hypothèse du dévissage sous sollicitations de torsion, Sakai [SAK 78] a réalisé des travaux expérimentaux et théoriques en partenariat avec la société Toyota. A l'issue de ses études, il arrive à la conclusion selon laquelle il existe un angle de rotation critique au-delà de laquelle le dévissage est susceptible de se produire. Par contre, en dessous de cet angle critique, la précharge pourrait diminuer sans qu'il y ait forcément du dévissage. L'auteur attribue cette forme de diminution de la précharge à l'usure par frottement qui se produirait à l'interface de structures assemblées.

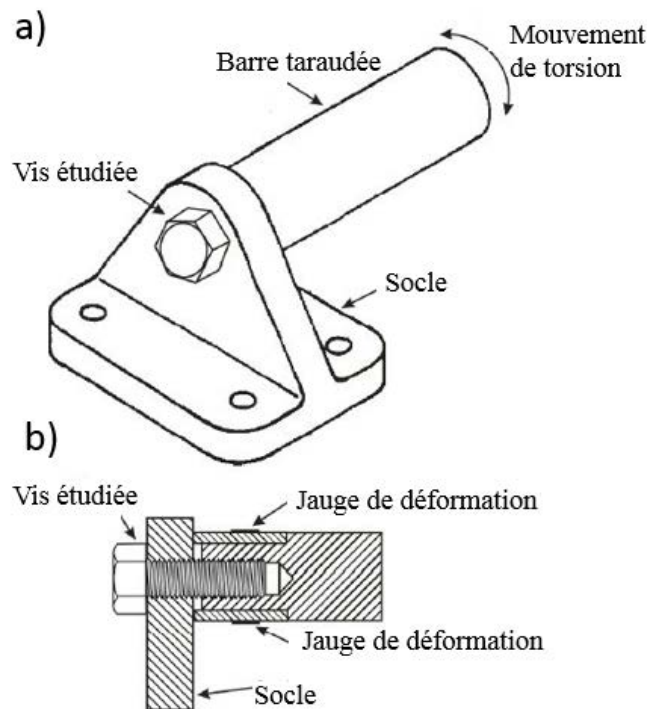


FIGURE 3.1: a) Banc d'essais de Clark et Cook, b) vue en coupe au niveau de la vis étudiée [CLA 66]

1.1.3 Hypothèses de chargements par impact

Daadbin et Chow [DAA 92] ont étudié le phénomène par un chargement par impact avec un système masse-ressort. Ils ont émis l'hypothèse selon laquelle à la résonance, les filets de l'écrou ne seraient plus en contact avec ceux de la vis. Etant "libre", l'écrou subirait un déplacement très rapide jusqu'à ce qu'il touche à nouveau les filets de la vis. Une série d'essais a été conduite pour vérifier cette théorie. Cependant, la précharge appliquée lors des essais varie entre 10 et 40N alors qu'elle est en réalité dans l'ordre de 10kN pour les vis utilisées. D'autres chercheurs notamment [VIN 89, KAM 90, HES 97, BAS 98] ont corroboré cette théorie et utilisé des modèles masse-ressort-amortisseur afin d'étudier l'effet de l'amortissement sur le dévissage. Ainsi, la résonance a été détectée mais n'a jamais pu être contrôlée dans de nombreux essais réalisés. Ils concluent néanmoins que la résonance peut avoir un impact sur le dévissage des assemblages mais qu'il n'en est pas la véritable cause.

D'autres études [KAS 89, KOG 70, KOG 73, KOG 86, ZAD 93] ont été aussi, de leur part, entreprises sur des théories différentes mais toujours sur la base des vibrations axiales.

1.1.4 Hypothèses de vibrations transversales

Gerhard H. Junker [JUN 69] a montré dans son article novateur sur le dévissage des assemblages que les vibrations transversales pourraient desserrer complètement les fixations non freinées. D'après ses travaux, les sollicitations dynamiques transversales génèrent des conditions de dévissage beaucoup plus sévères que les sollicitations dynamiques axiales. En effet, le mouvement radial de l'écrou provoqué par les sollicitations axiales est relativement très inférieur à celui des sollicitations transversales. L'auteur a mesuré lors d'essais le couple nécessaire pour desserrer un assemblage soumis à des vibrations transversales. Il a alors trouvé que quand l'effort transversal induit excède une certaine valeur, des valeurs de couple négatives apparaissent, indiquant que l'assemblage se dévisse. Selon l'auteur, ces vibrations transversales engendrent des déplacements relatifs dans les différentes interfaces d'un assemblage boulonné. Ces déplacements se produisent quand les forces transversales subies par l'assemblage sont supérieures aux forces de frottement générés par la précharge.

Les travaux de Junker ont été effectués à l'aide du banc d'essais de la FIG.3.2. Ce banc est aujourd'hui le seul normalisé pour caractériser le comportement d'un assemblage vis-à-vis du dévissage mais reste loin des sollicitations réelles. D'un point de vue principe, l'essai consiste à appliquer environ 1000 cycles d'effort transversal sur un assemblage serré. Les composants d'assemblage sont serrés sur le banc puis soumis à un déplacement dynamique transversal imposé par le biais du système d'essai excentrique de la FIG.3.3. Ce système permet d'imposer un effort purement transversal sur l'assemblage. Le serrage est réalisé en utilisant une clé dynamométrique. La vis est bloquée en rotation à l'aide d'un manchon spécifique pendant que l'écrou est serré sur une plaque d'appui soumise à un déplacement transversal. Le serrage et le dévissage sont contrôlés par l'intermédiaire d'un capteur d'effort incorporé au banc d'essai.

Partant des travaux de Junker, Zhang et Jiang [ZHA 07], par une modélisation éléments finis avec la prise en compte de l'angle d'inclinaison de l'hélice des filets, sont arrivés à conclure que le dévissage des assemblages pourrait être lié aux micro-glissements répétitifs et à une répartition non uniforme de pression de contact à l'interface filets écrou/vis.

Plusieurs méthodes ont été mises au point pour empêcher les assemblages de se dévisser. C'est par exemple le cas de l'utilisation des écrous auto-freinés, des fils à freiner, des contre-écrous, des rondelles-freins ou encore l'emploi des adhésifs liquides et semi-solides (exemple de la gamme des liquides loctite). Ces méthodes de freinage amplifient généralement le surdimensionnement déjà pratiqué sans pour autant garantir la sécurité nécessaire. Plus spécifiquement, les méthodes de freinage employées permettent aux assemblages de résister au dévissage mais pas à la perte de la précharge.

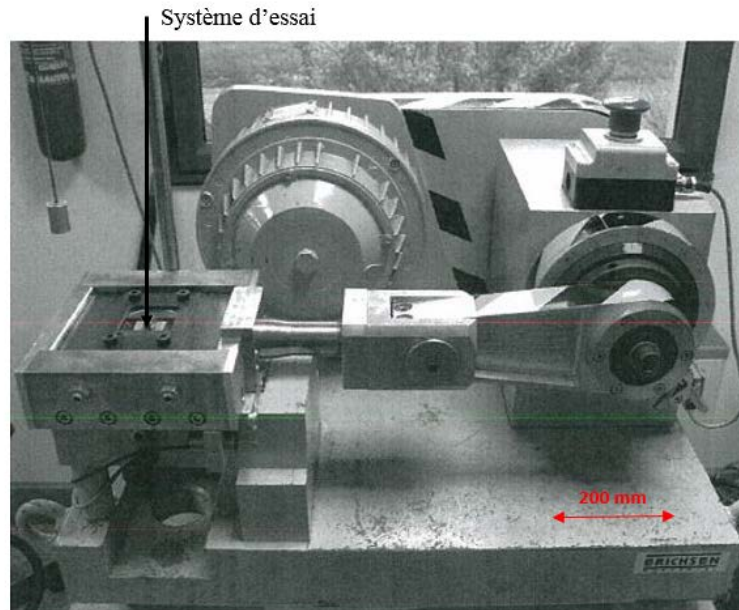


FIGURE 3.2: Banc d'essais de Junker [JUN 69]

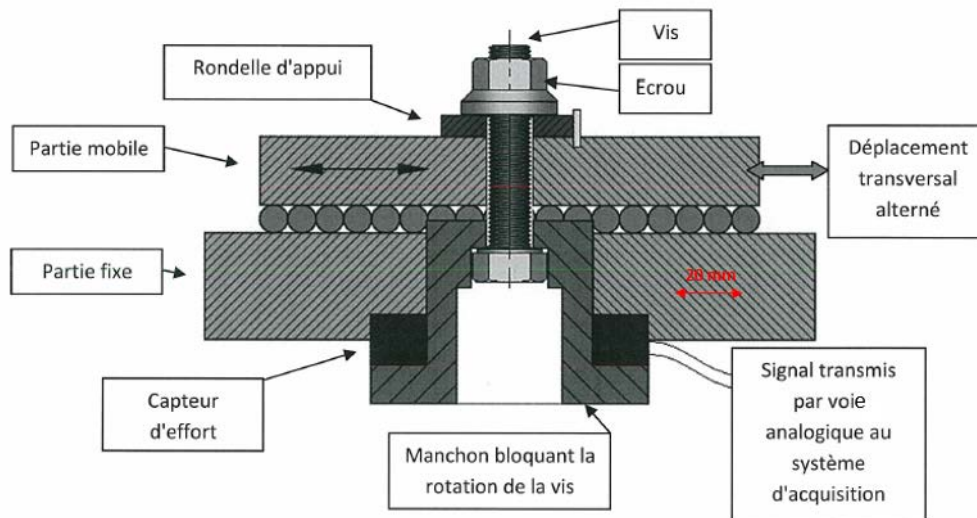


FIGURE 3.3: Système d'essai du banc Junker [JUN 69]

1.2 Études sur le desserrage des assemblages boulonnés

Dans presque tous les systèmes mécaniques, la perte de la précharge d'un assemblage boulonné s'initialise souvent sans une quelconque rotation de l'écrou, donc sans desserrage : c'est le desserrage. Elle peut être soit temporaire, par la différence du coefficient de dilatation des structures de l'assemblage, ou soit permanente, par fluage, etc. Les études

sur le desserrage sont quasi-inexistantes et les éléments d'explication du phénomène sont souvent fondés sur des hypothèses dont les principales sont :

- le desserrage par déformation plastique du boulon et des structures assemblées
La plastification des aspérités de surface entraînant une variation du comportement mécanique (perte d'élasticité) du boulon et en conséquence la perte de la précharge. C'est le cas par exemple de l'utilisation des rondelles standards, généralement en acier. Lorsque l'assemblage est chargé il se produit de déformation plastique de ces rondelles entraînant la perte de la précharge ;
- le fluage des joints d'étanchéité
Dans certains domaines, les boulons sont montés avec des joints et ces derniers ont pour rôle d'assurer l'étanchéité entre deux brides pour confiner un fluide ou un gaz. La plupart des types de joints utilisés sont sujets à une certaine pression minimale d'appui, généralement fournie par la précharge des assemblages, pour réaliser l'étanchéité. Dans ces assemblages, la perte d'étanchéité se produit au fil du temps en raison du fluage du joint ;
- le fluage de revêtement et/ou de peinture réalisés sur les structures entraînant l'usure [SAT 97] ;
- la relaxation des contraintes dans le cas des assemblages fonctionnant dans des environnements à haute température [SAC 73] ;
- Jiang et Zhang [JIA 03], après un tour d'horizon sur la question, ont fait des études numériques et arrivent à la conclusion selon laquelle il apparaît des déformations plastiques en fond de filets des assemblages suite aux sollicitations de petits débattements entre filets et que ces déformations sont la cause du desserrage ;
- Eccles et al. [ECC 10] ont, pour leur part, réalisé des essais couple-tension à plusieurs cycles de serrage /desserrage avec un même couple appliqué. Ils constatent que la précharge mesurée au cours des essais diminue en fonction du nombre de cycles. En réalisant des expertises tribologiques après le dernier cycle (10ème cycle), ils ont conclu que la dégradation du revêtement réalisé sur les fixations serait à l'origine du desserrage.

De tous ces travaux sur le comportement en service des assemblages boulonnés, plusieurs constats se dégagent :

- aucune théorie n'a pu expliquer le mécanisme de la perte de la précharge des assemblages boulonnés, pas même celle de Junker. Dans la majorité des cas, le phénomène est plutôt constaté, mais pas compris. En effet, les essais Junker ne sont pas vraiment représentatifs des sollicitations réelles et permettent plutôt, d'identifier les différents types d'écrous susceptibles de résister beaucoup plus au dévissage. Le phénomène demeure donc inexplicable ;
- l'hypothèse selon laquelle les déformations plastiques en fond de filets seraient à l'origine du desserrage est très peu fondée. En effet, dans un assemblage réel les fonds de filets ne sont pas des contacts frottants, mais plutôt des entrefers ;

3. Analyse tribologique de la phase de service

- les essais de serrage/desserrage et la dégradation de revêtement n’ont rien à voir avec le mécanisme réel de desserrage. Attribuer la dégradation de revêtement au desserrage des assemblages est quelque peu vague ;
- toutes les études ont été entreprises sans réelle connaissance des conditions de contact des surfaces d’assemblages. En effet, la précharge ne peut pas seulement diminuer, mais elle peut aussi augmenter selon les conditions de contact.

Bref les réalités tribologiques (instabilités de contact, frottement, déformation plastique, 3^e corps, etc.) s’opérant dans les différentes interfaces des assemblages boulonnés sont assez méconnues. Ce qui entraîne souvent une “fausse” compréhension ou plutôt une incompréhension des phénomènes initialisateurs des défaillances. Dans cette partie, les conditions locales de contact en service (solllicitations quasi-statique ou dynamique) ont été identifiées en utilisant les cas-tests “carters”, “vanne” et “roue” comme répertoriés en vert dans le TAB.3.1 en étudiant toutes les interfaces. Le but est de comprendre le fonctionnement des assemblages en service afin de rechercher les causes racines des défaillances.

Cas-tests	Carters	Roue	Vanne
Cycle de vie			
Fabrication	Int_4^{exp}	Int_4^{exp}	
Serrage	Int_4^{exp}	Int_4^{exp}	
Service	Int_2^{exp}	Int_4^{num}	Int_1^{exp}, Int_2^{exp} Int_3^{exp}, Int_2^{num}

TABLE 3.1: Etude de toutes les interfaces d’assemblage en phase de service

2 Comportement tribologique des interfaces d’assemblages sous sollicitations quasi-statiques

L’interface Int_2^{exp} est étudiée dans cette partie par le biais du cas-test “carters”. Ce dernier porte sur des carters moteurs de 108 boulons répartis sur une couronne d’environ 1.1 m de diamètre. Les essais dédiés sont de type charge-décharge-traction et portent sur un secteur à 5 boulons. Ceci présente deux avantages principaux :

- s’affranchir du coût onéreux des essais à l’échelle 1 ;
- les essais sur secteur multi-boulons sont plus riches physiquement que les essais sur secteur mono-boulon qui ne peuvent pas prendre en compte la raideur des carters.

En clair l'assemblage à tester est un assemblage de deux portions de carters représentatif de l'assemblage réel et composé de :

- une bride inférieure, en inconel 718, prélevée directement sur un carter d'échappement ;
- une bride supérieure, en waspaloy, prélevée sur un carter de turbine basse pression ;
- 5 boulons.

L'assemblage obtenu est représenté à la FIG.3.4. Le but de ces essais est d'étudier l'évolution des champs de déformation de l'assemblage et de caractériser son comportement tribologique vis-à-vis des sollicitations imposées. Les essais ont été réalisés à température ambiante avec des techniques de mesure de champ de déformation par corrélation d'images numériques. Ces mesures de champ sont confrontées aux expertises tribologiques pour l'identification des conditions locales de contact à l'interface carter/carter.

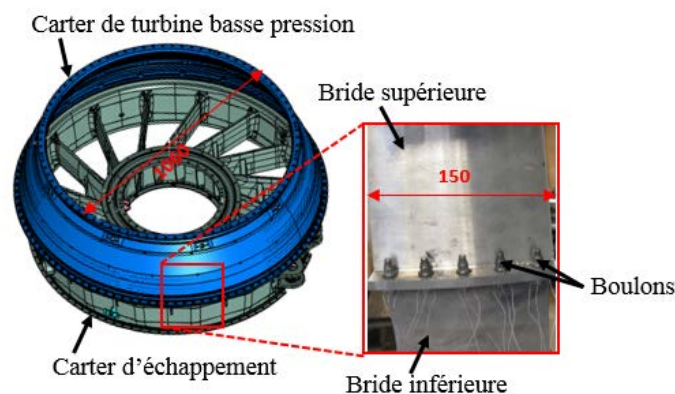


FIGURE 3.4: Secteur de brides dédié aux sollicitations quasi-statiques

2.1 Matériels et méthodes

Les essais ont été réalisés au laboratoire d'ingénierie des assemblages du Centre Technique des Industries Mécaniques (CETIM) de Saint Etienne.

2.1.1 Matériels

La machine d'essais utilisée est une machine de traction/compression 3R, munie d'une cellule d'effort de capacité 100 kN. Deux vues du montage d'essais sont représentées à la FIG.3.5, une vue de face et une de gauche. L'intérêt de représenter la vue de gauche est de signifier qu'il y a une zone de frettage de la bride supérieure qui couvre une partie de la bride inférieure. Ce qui ne permettrait pas de visualiser un éventuel décollement

3. Analyse tribologique de la phase de service

des brides. L'application des sollicitations est réalisée sur la bride supérieure par l'intermédiaire de mors mobiles, la bride inférieure étant immobilisée par des mors fixes.

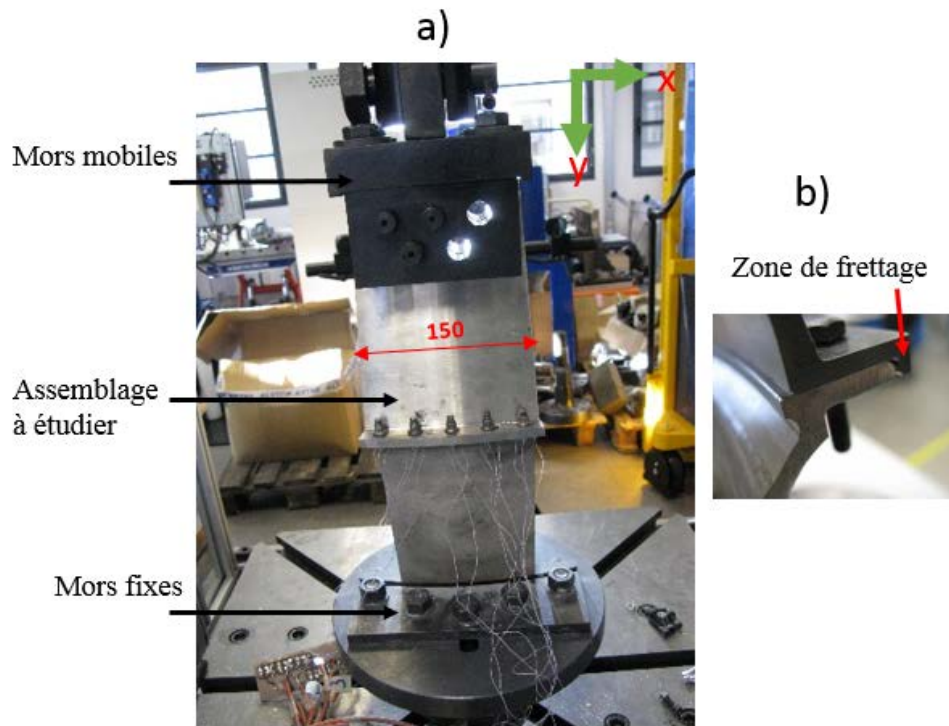


FIGURE 3.5: Assemblage à étudier monté sur le banc de traction/compression, a) vue de face, b) vue de gauche

Des techniques de mesure de champ de déformation ont été réalisées au cours des essais avec un système de corrélation directe d'images numérisées. Ce système de mesure nécessite une préparation spécifique des surfaces à visualiser afin qu'elles soient reconnues par un logiciel de traitement de mesures de champ. La préparation des surfaces et le protocole des mesures sont définis comme suit :

- application d'une couche de peinture blanche ;
- application d'un mouchetis de peinture noire sur la couche blanche. Tout se présente alors sous la forme d'une dispersion aléatoire de taches noires et blanches sur les surfaces à étudier (cf. FIG.3.6).
- le système d'acquisition est composé de caméras et de logiciel de traitement qui repèrent les images de ces surfaces. Ensuite, le logiciel de traitement les discrétise en une multitude de points reconnus et identifiés par leur niveau de gris.
- chaque image enregistrée successivement et traitée par numérisation est comparée à l'image de référence (pièce avec mouchetis à l'état non sollicité). Ce qui permet de mesurer pour chaque point identifié la distance qu'il a parcourue d'un instant t_0 à un instant $t_0 + \Delta t$;

- cette opération, répétée pour l'ensemble des images numérisées, permet d'obtenir le déplacement total de l'ensemble des points des surfaces étudiées (qui est le champ de déplacement) du début jusqu'à la fin des essais. A partir du champ de déplacement, celui de déformation est obtenu par calcul.

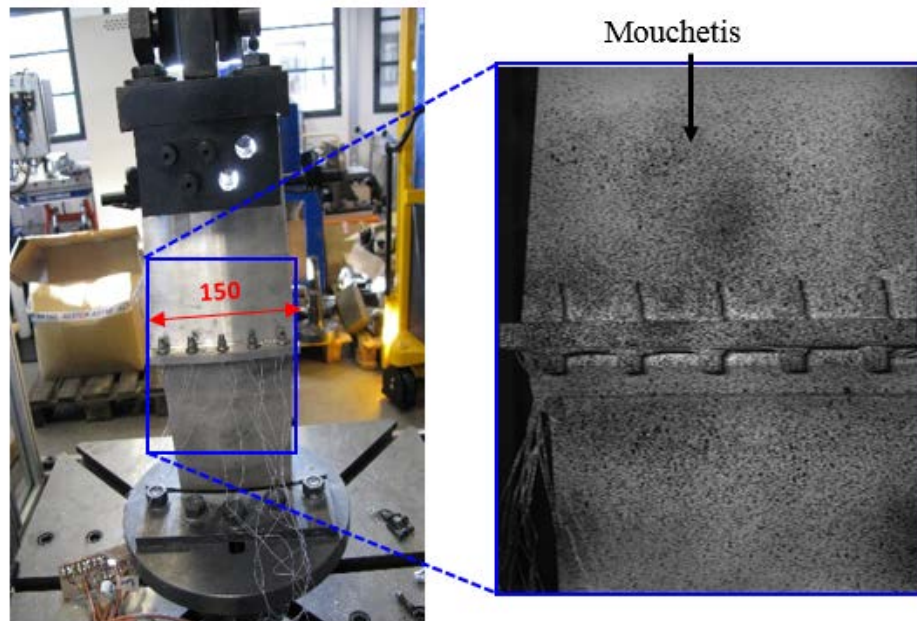


FIGURE 3.6: Secteur de brides avec mouchetis

2.1.2 Méthodes

Après un serrage préalable jusqu'à une précharge cible (12 kN), l'essai est ensuite décomposé en deux phases principales (cf. FIG.3.7) :

- phase de conformation

Elle a pour but de vérifier la réponse des différents composants de l'assemblage et de se placer dans des conditions de contact reproductibles. Lors de l'essai, l'ensemble des brides est sollicité de manière homogène par le biais des mors mobiles. Deux étapes distinctes sont effectuées :

- montée en charge par palier progressif de 2 kN jusqu'à obtention d'un effort de 10 kN (inférieur à la précharge), afin de vérifier la bonne réponse de l'assemblage ;
- répétition de 5 cycles de charge-décharge.

- phase de montée

3. Analyse tribologique de la phase de service

L'assemblage a enfin subi un chargement de 30 kN, inférieur à la charge à la rupture. Les images sont numérisées pendant l'essai dont l'histoire du chargement est représentée sur le graphe de la FIG.3.7.

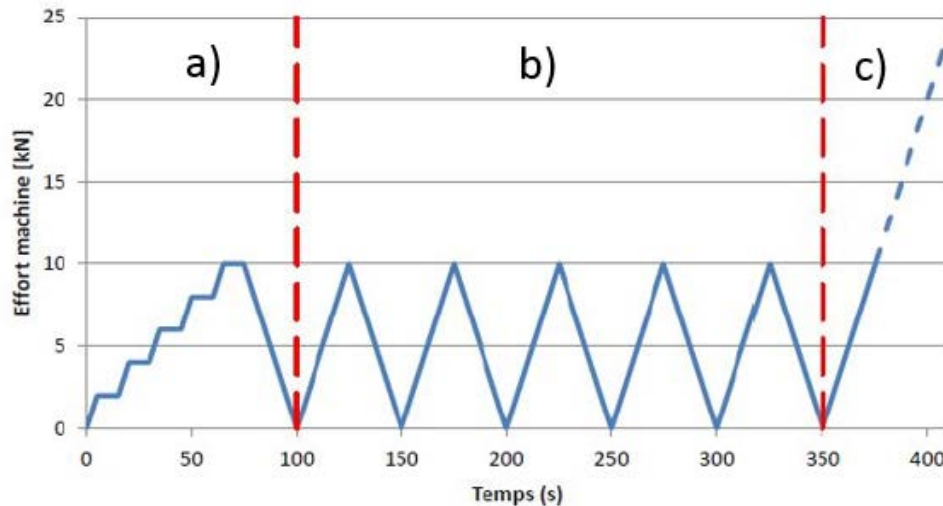


FIGURE 3.7: Histoire du chargement des essais quasi-statiques, a) charge par palier progressif de 2 kN, b) 5 cycles de charge-décharge, c) chargement jusqu'à 30 kN

2.2 Traitement numérique des mesures de champ de déformation

Le traitement numérique de mesures de champ à partir des images numérisées est réalisé par le biais du logiciel Ncorr [BLA 15], un "open source" 2D de traitement d'images du logiciel Matlab. Cet "open source" impose la définition d'une zone d'intérêt, à partir de l'image de référence ou à partir de l'une des images de mouchetis de l'assemblage à l'état sollicité selon les applications. Cette zone d'intérêt doit être coloriée en blanc et le reste de l'image en noir. Dans notre étude, la zone d'intérêt est définie à partir de l'image de référence et montrée sur les images de la FIG.3.8. La cinématique globale de l'assemblage est alors examinée à travers l'ordre chronologique a, b, c et d des images de la FIG.3.9. En effet le champ de déformation, tracé suivant l'axe de chargement (direction de l'axe Y), montre que l'assemblage est soumis à deux sollicitations simultanées à savoir la traction et la compression. Les déformations de compression, en rouge sur les images, vont de 0.001% à 2% et celles de traction, en bleu, atteignent une valeur de 5%. Cette cinématique globale sous-entend un décollement des brides qu'il n'est malheureusement pas possible de voir à cause de la zone de frottement de la bride supérieure. La cinématique de l'assemblage laisse présager l'existence d'une dynamique locale des interfaces qu'il convient d'explorer. L'identification des conditions locales de contact à l'interface bride/bride est donc mise au point à partir d'expertises tribologiques.

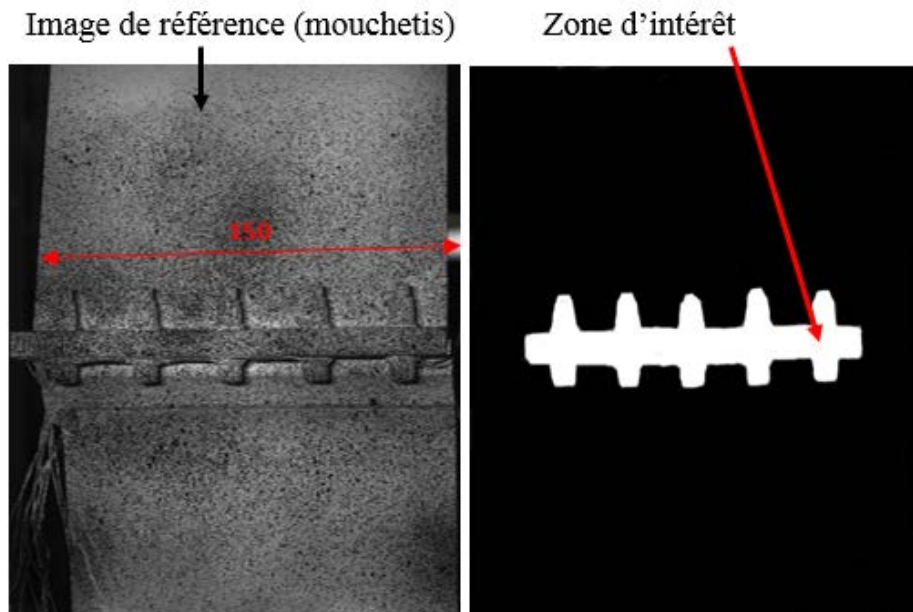


FIGURE 3.8: Définition de la zone d'intérêt à partir de l'image de référence

2.3 Expertises tribologiques avant et après essais

L'identification des conditions locales de contact a nécessité des expertises des surfaces correspondant à l'interface bride/bride, avant et après essais par le biais des observations réalisées en MEB.

Avant essais, la taille des pièces empêche de les introduire dans la chambre du MEB sans les avoir découpées. Par conséquent, un moulage de profil des surfaces a été réalisé et ce sont les moules qui sont directement observés. L'idée est en fait de se servir des défauts de surface comme par exemple des stries d'usinage comme traceurs de conditions de contact.

Les micrographies des surfaces sont présentées sur les figures FIG.3.10 et FIG.3.11 correspondant respectivement à la surface portante de la bride inférieure et à la surface portante de la bride supérieure. Il apparaît sur les deux figures des creux de stries qui sont en réalité des "bourrelets" dus à l'usinage (étant donné que ce sont les moules qui sont examinés).

Après essais, les pièces ont été découpées et puis examinées. A partir des images des figures FIG.3.12 et FIG.3.13, on peut constater la présence d'une couche de 3^e corps tartinée dans les zones d'influence de boulons (zones de compression). La couche s'apparente à la forme de l'oeil et est bien reproductible dans les zones des 5 boulons de l'assemblage. Ceci suppose que ce sont les zones de l'interface qui sont plus sollicitées mécaniquement. A partir d'une vue en coupe des surfaces (cf. FIG.3.14), on peut se

3. Analyse tribologique de la phase de service

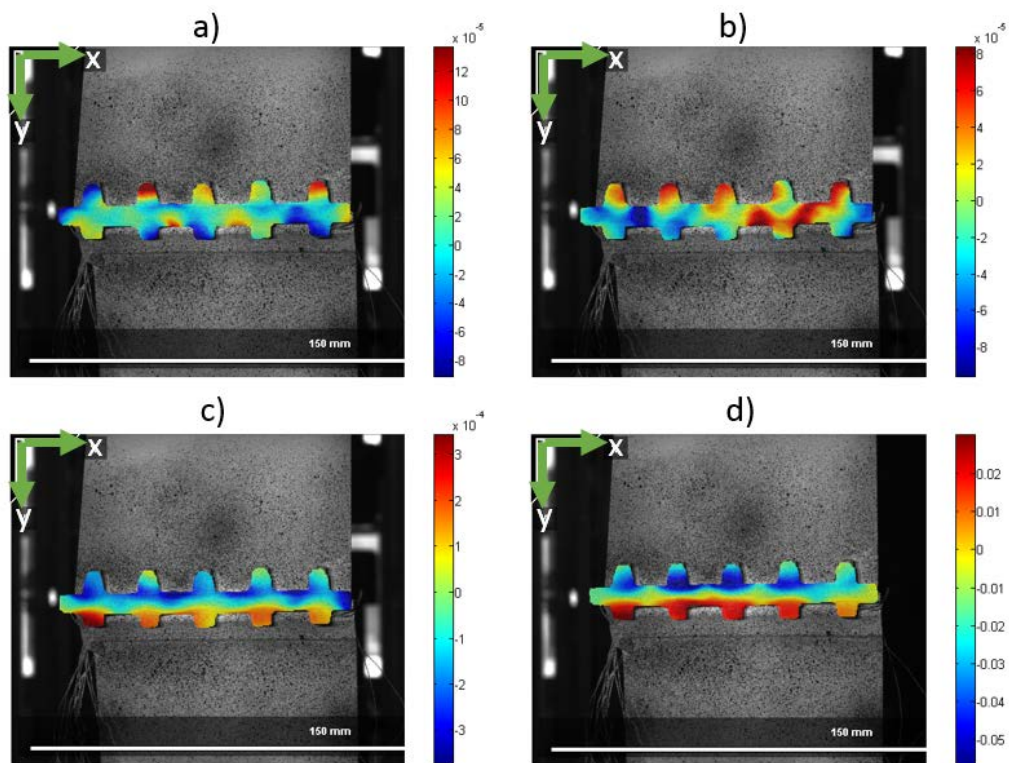


FIGURE 3.9: Champ de déformation dans la direction de l'axe Y, axe de chargement

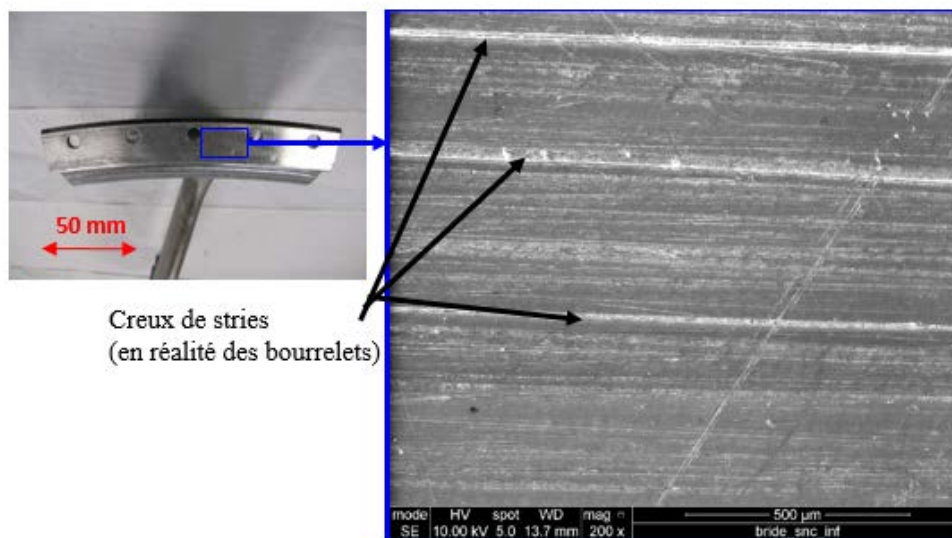


FIGURE 3.10: Surface portante de la bride inférieure avant essais

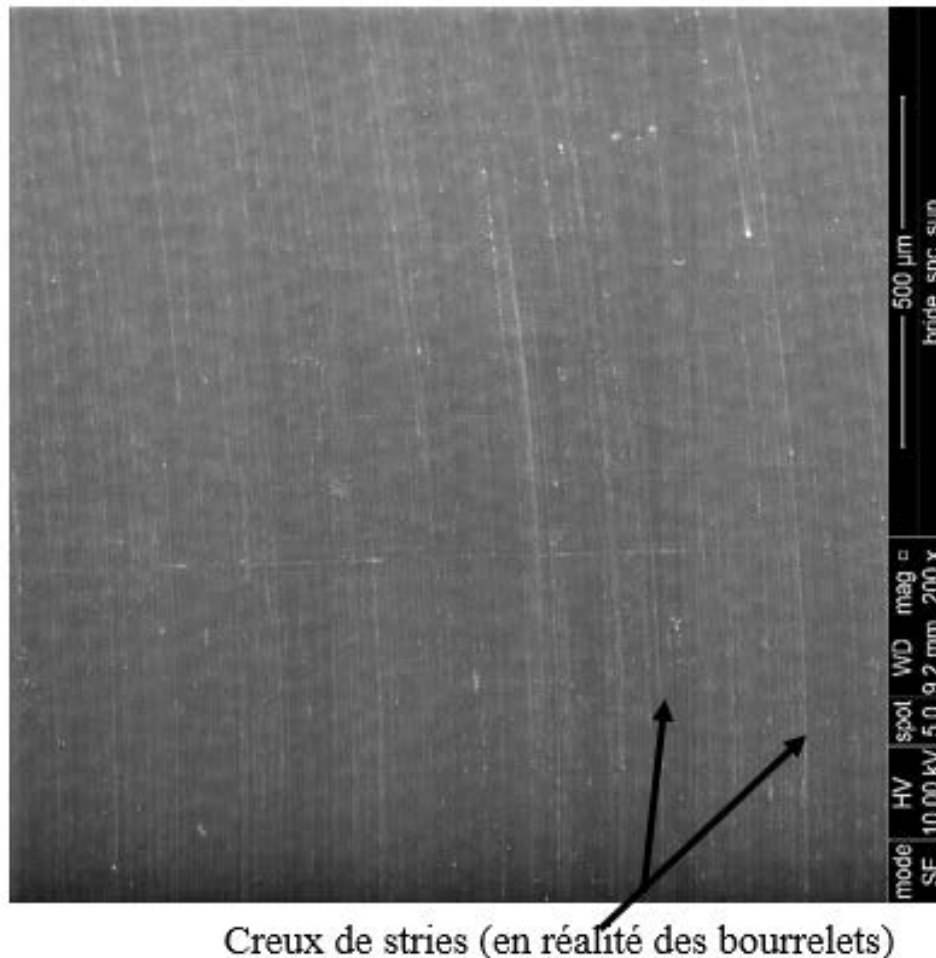


FIGURE 3.11: Surface portante de la bride supérieure avant essais

rendre compte que cette couche de 3^e corps constitue en réalité un gain de matière de l'interface. En effet, dans certains endroits de la zone des boulons, les stries d'usinage sont encore visibles et dans d'autres, elles sont entièrement recouvertes de 3^e corps.

Ce 3^e corps est né d'un phénomène de détachement de particules et d'oxydation à l'interface. En effet, sous sollicitations mécaniques, des particules se sont détachées des deux surfaces en contact. Une fois en contact avec l'oxygène de l'air, elles se sont oxydées et ont formé la couche de 3^e corps. Au regard de son arrangement morphologique, cette couche de 3^e corps est formée d'une sorte de matrice en noir au sein de laquelle sont dispersées des particules. Afin de révéler la composition de cette couche, les analyses chimiques EDX ont été effectuées. D'après les spectres 1 et 4 de la FIG.3.15, sous réserve des hypothèses d'analyses quantitatives (planéité de surface, etc.), le 3^e corps formé est majoritairement constitué de nickel (Ni), de chrome (Cr) et de fer (Fe). Ces éléments sont

3. Analyse tribologique de la phase de service

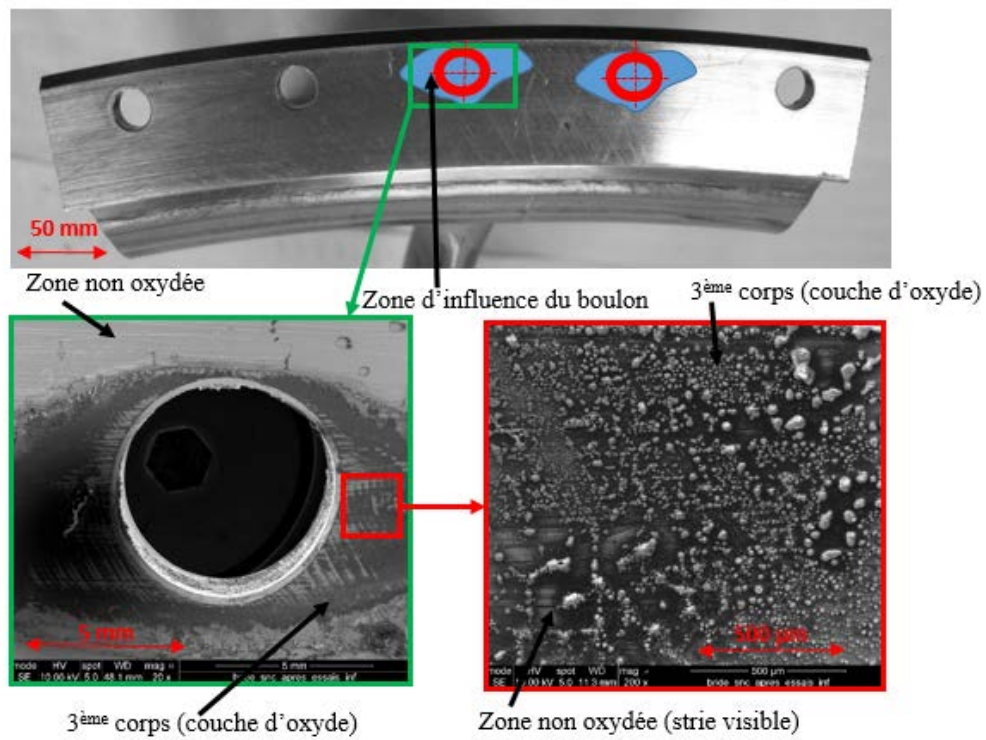


FIGURE 3.12: Surface portante de la bride inférieure après essais

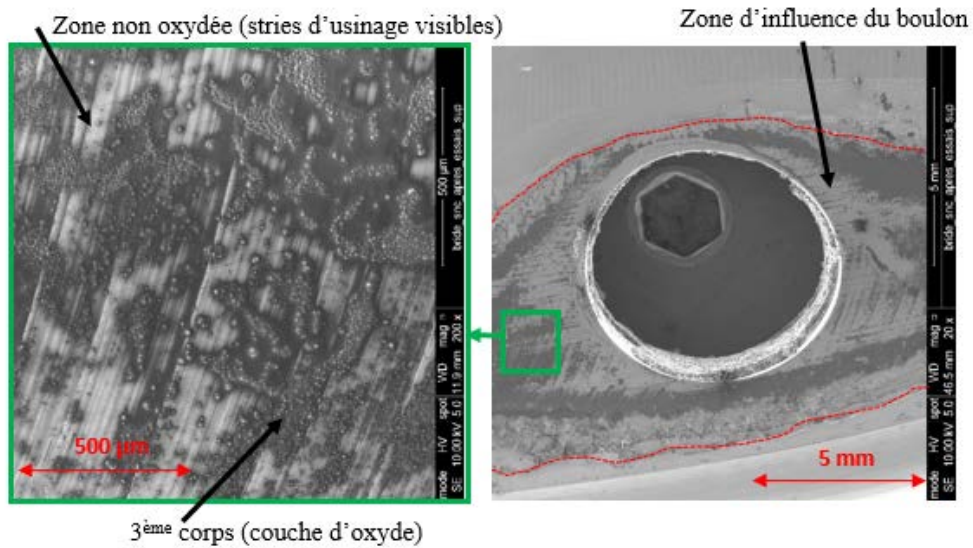


FIGURE 3.13: Surface portante de la bride supérieure après essais

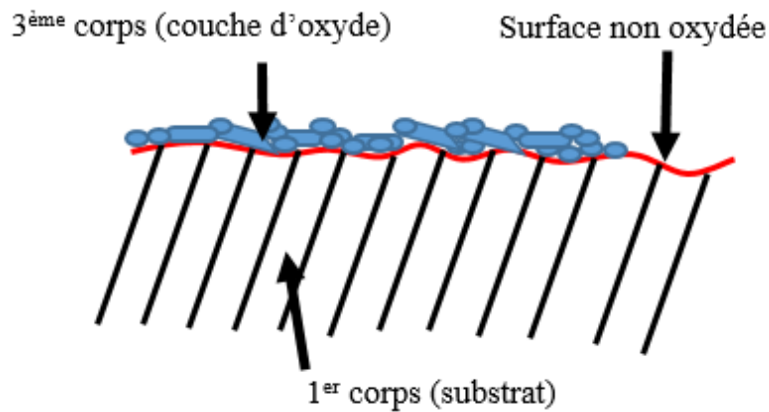


FIGURE 3.14: *Vue en coupe de la surface portante de la bride inférieure*

majoritaires dans la composition chimique de l'inconel 718 et du waspaloy. Le 3^e corps peut donc être constitué de l'oxyde mixte de nickel et de fer (NiFe_2O_4), de l'oxyde de chrome III (Cr_2O_3), de l'oxyde de nickel (NiO) ou encore de l'oxyde mixte du chrome et du fer (Cr_2FeO_4).

En résumé, au-delà de l'aspect matériaux, c'est-à-dire le fait que l'inconel 718 et le waspaloy s'oxydent à température ambiante sous sollicitations mécaniques, cette étude a montré que l'interface structure/structure d'assemblages boulonnés peut être le siège de phénomènes de détachement de particules et d'oxydation sous sollicitations quasi-statiques. Le 3^e corps formé qui est un surplus de matière peut modifier le comportement mécanique des assemblages, qu'il soit piégé ou éjecté. En effet, son piégeage peut entraîner l'augmentation des contraintes mécaniques dans les assemblages et son éjection peut aussi initier un jeu entraînant le desserrage.

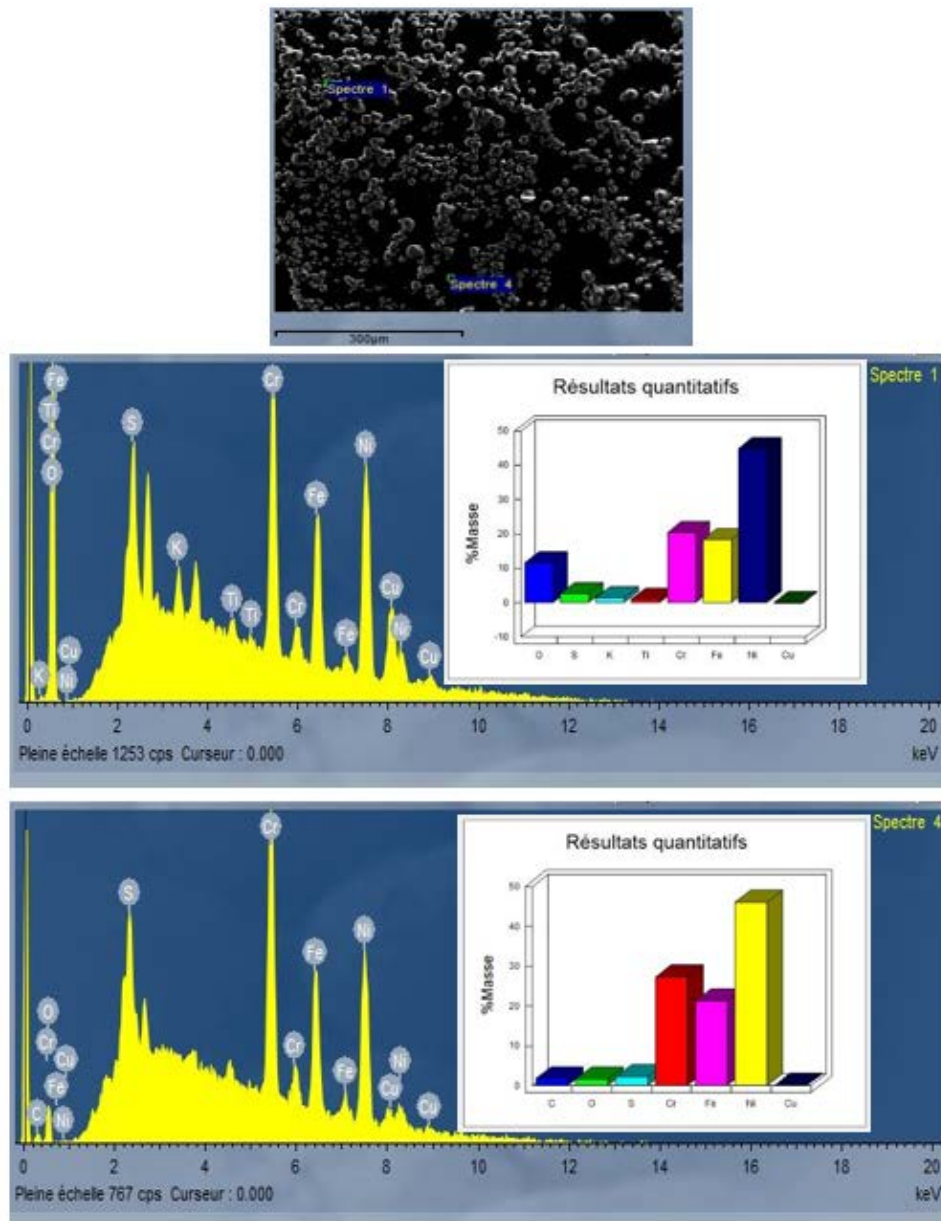


FIGURE 3.15: Analyse chimique du troisième corps formé à l'interface bride/bride

3 Comportement tribologique des interfaces d'assemblages sous sollicitations dynamiques vibratoires

Dans cette partie, nous prenons en compte les sollicitations dynamiques dans le comportement tribologique des assemblages. Les interfaces int_1^{exp} , int_2^{exp} , int_2^{num} et int_3^{exp} sont étudiées dans cette partie par l'intermédiaire du cas-test "vanne". Ce cas-test étudie

la jonction corps de vanne/corps d'actionneur des vannes de pressurisation de cabines d'aéronefs qui fonctionnent souvent dans un environnement vibratoire. Les essais dédiés sont donc de type vibratoire et se situent à deux niveaux d'échelle à savoir, une échelle intermédiaire et une échelle 1. Les essais à l'échelle intermédiaire sont des essais réalisés sur des équipements équivalents à une jonction corps de vanne/corps d'actionneur et des ceux à l'échelle 1 sont réalisés sur des équipements à taille réelle.

3.1 Essais à l'échelle intermédiaire

Le but de ces essais est de pouvoir faire des analyses de sensibilité plus facilement que sur des essais à l'échelle 1. Ainsi, différentes configurations et différents matériaux peuvent être testés vis-à-vis du comportement tribologique des interfaces d'assemblages.

3.1.1 Matériels et méthode

Les essais ont été réalisés dans une entreprise spécialisée dans l'accompagnement des entreprises dans le développement d'équipements à dominante mécanique soumis à des environnements sévères, par exemples vibratoires et thermiques (MECANO ID).

3.1.1.1 Matériels : L'équipement équivalent à une jonction corps de vanne/corps d'actionneur qui est testé dans cette partie de l'étude est représenté à la FIG.3.16b. Il est composé de :

- masselottes
- supports de masselottes
- un tube central

Le tube central permet de pouvoir positionner "à la carte" des masselottes réglables en position et en masse et/ou supports de masselottes additionnels qui permettraient d'ajuster les fréquences des modes de vibration au cours des essais (rôle de calibration).

- des équerres
- l'assemblage à étudier

Les assemblages à étudier sont interchangeable. Plusieurs configurations d'assemblages peuvent ainsi être testées avec le même équipement équivalent à partir des 5 types d'éprouvettes (structures) de la FIG.3.16c. Ces éprouvettes sont taillées en alliage d'aluminium (Aluminium 2618A).

Les essais sont réalisés sur le banc de la FIG.3.17. Il comprend un vibreur et un pot vibrant. C'est sur le pot, qu'est monté l'équipement équivalent fixé sur une plaque. Le banc est équipé de deux caméras ultra-rapides (jusqu'à 5000 images/seconde) disposées dans deux plans pour les mesures de champ (de déplacement/déformation) par corrélations d'images. La première caméra est dans le plan X-Y et la seconde dans le plan Y-Z d'après le système d'axes de la FIG.3.17. Ces mesures, basées sur le même principe

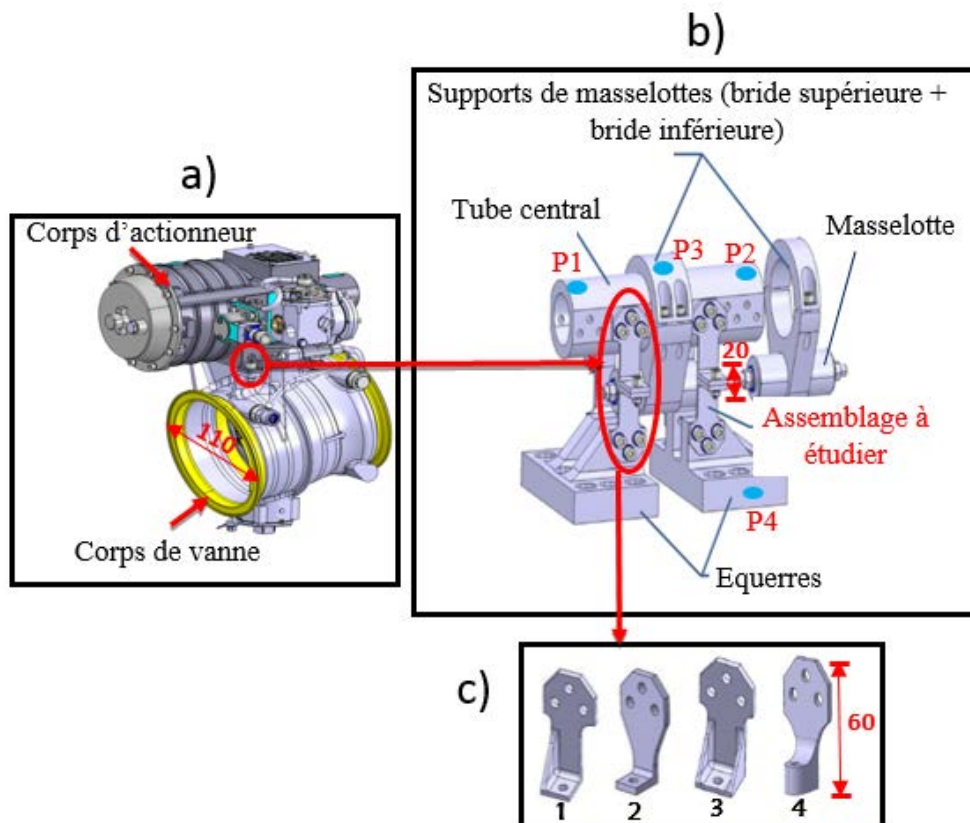


FIGURE 3.16: a) *Équipement réel*, b) *équipement équivalent*, c) *différentes éprouvettes ou structures d'assemblages à tester*

que l'étude de l'interface bride/bride du cas-test "carters", permettront de comprendre la cinématique globale des assemblages à tester afin d'identifier le plus précisément possible les conditions locales de contact.

Dans ces conditions, l'équipement équivalent est instrumenté de 4 accéléromètres tri-axes localisés en quatre points de mesure (p1, p2, p3 et p4) de la FIG.3.16b et les sollicitations vibratoires, réalisées à température ambiante, sont appliquées au pot vibrant par le biais du vibreur dans la direction de l'axe X. L'accéléromètre de mesure au point, p4 est l'accéléromètre pilote et il permet d'assurer le contrôle d'impulsion du pot vibrant. A cet effet, 4 configurations d'assemblage sont testées :

- configuration 1 : éprouvette 1 de la FIG.3.16c (position haute) + éprouvette 1 (position basse) ;
- configuration 2 : éprouvette 3 (position haute) + éprouvette 3 (position basse) ;
- configuration 3 : éprouvette 2 (position haute) + éprouvette 4 (position basse) ;
- configuration 4 : éprouvette 1 (position haute) + éprouvette 4 (position basse) ;

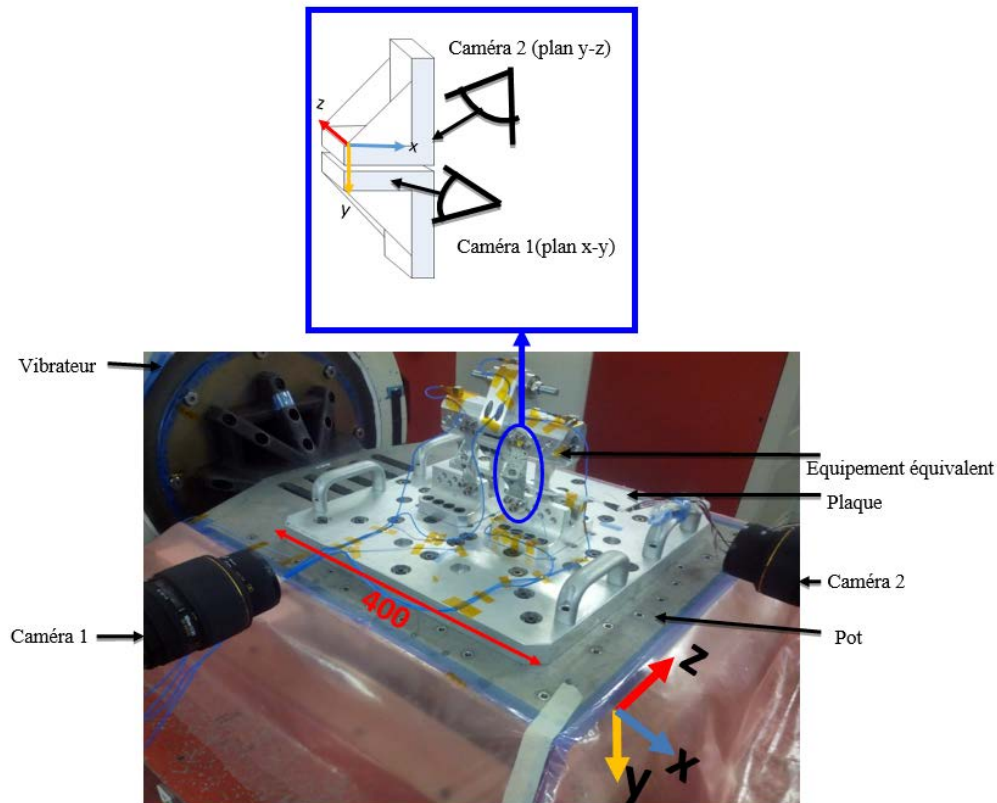


FIGURE 3.17: Banc d'essais vibratoires échelle intermédiaire

3.1.1.2 Méthode : Les assemblages sont d'abord serrés jusqu'à un couple cible (11.3 N.m). Les essais sont ensuite réalisés suivant deux types de réponse vibratoire caractéristiques des modes de défaillances des vannes étudiées :

- la réponse de type "balancement axial". Dans ce cas d'étude, la masselotte et son support sont pointés vers le haut (la position de la FIG.3.17) ;
- la réponse de type "torsion". Dans ce cas, la masselotte et son support sont positionnés sur le côté (rotation de 90° par rapport à la position de la FIG.3.17).

Les fréquences des modes vibratoires se situent dans une plage de 200 à 400 Hz. Elles correspondent aux fréquences rencontrées sur les vannes en fonctionnement réel. Sur chaque configuration d'assemblage, des essais de caractérisation sont d'abord réalisés à plusieurs niveaux d'excitation. C'est en effet un balayage sinus à 3 octave/minute, montant et descendant, de niveau d'excitation allant de 2g à 8g par pas de 2g (g, accélération) pour chacun des deux types de réponse vibratoire. Cette campagne d'essais de caractérisation permet de disposer d'une base de données de propriétés mécaniques des assemblages testés à des fins de modélisation. Les propriétés mécaniques extraites sont le facteur de qualité (grandeur relative au taux d'amortissement d'un oscillateur), l'amplitude des vibrations, les fréquences de différents modes de vibration.

Ensuite, pour chacune des deux types de réponse vibratoire des vannes et pour chaque configuration testée, un “mode tracking” est réalisé sur le premier mode de vibration pour les niveaux d’excitation de 6g ou 8g. Le niveau d’excitation du “mode tracking” est choisi selon les réponses des accéléromètres lors des premiers essais de caractérisation afin de respecter la tenue mécanique des assemblages testés (fissuration ou rupture des assemblages). Les images numérisées sont à cet effet enregistrées pour chaque caméra. L’acquisition est faite à la fin du mode “mode tracking” sur 0.5 seconde à une fréquence d’enregistrement de 5000 images par seconde.

Les essais de caractérisation précédents sont de courtes durées étant donné que le but dans ce cas est d’extraire les caractéristiques mécaniques précitées des assemblages testés. Pour une caractérisation tribologique des interfaces d’assemblages en conditions réelles de fonctionnement, des essais d’endurance vibratoire ont été réalisés sur les configurations 1, 2 et 3. Ces essais consistent à solliciter les assemblages pendant une durée de 20 minutes dans les conditions du “mode tracking” (niveau d’excitation de 6g ou 8g et à la fréquence du premier mode de vibration).

Enfin, des essais d’endurance à fort niveau vibratoire ont été effectués sur la configuration 4. Elles consistent à augmenter le niveau d’excitation en cours d’essais jusqu’à l’apparition des premières fissures. En effet, les essais débutent dans les conditions du “mode tracking” (niveau d’excitation de 6g ou 8g et à la fréquence du premier mode de vibration), puis le niveau d’excitation est progressivement augmenté jusqu’à fissuration de l’assemblage.

Par soucis de préserver les matériels d’essais, les techniques de corrélations d’images n’ont pas été utilisées au cours des essais d’endurance vibratoire (rupture et projection de pièces pouvant détériorer les caméras).

3.1.2 Traitement numériques des mesures de champ après essais de caractérisation vibratoire (mode tracking)

Les cinématiques globale et locale des assemblages sont examinées par le biais de traitement numérique des mesures de champ de déplacement et de déformation. Les analyses des configurations 1 et 4 en basculement axial sont présentées dans cette partie.

3.1.2.1 Configuration 1 : Cette configuration est l’assemblage par boulonnage des éprouvettes 1 (éprouvette à une seule nervure) comme schématisée sur la FIG.3.18a avec la position des deux caméras et les images des mouchetis relatives à chaque caméra (cf. FIG.3.18b). Les zones d’intérêt définies à partir des images de référence relatives à chaque caméra sont représentées à la FIG.3.18c. Les images de mouchetis sont numérisées dans des conditions d’essais de 8g de niveau d’excitation et de fréquence de 236 Hz.

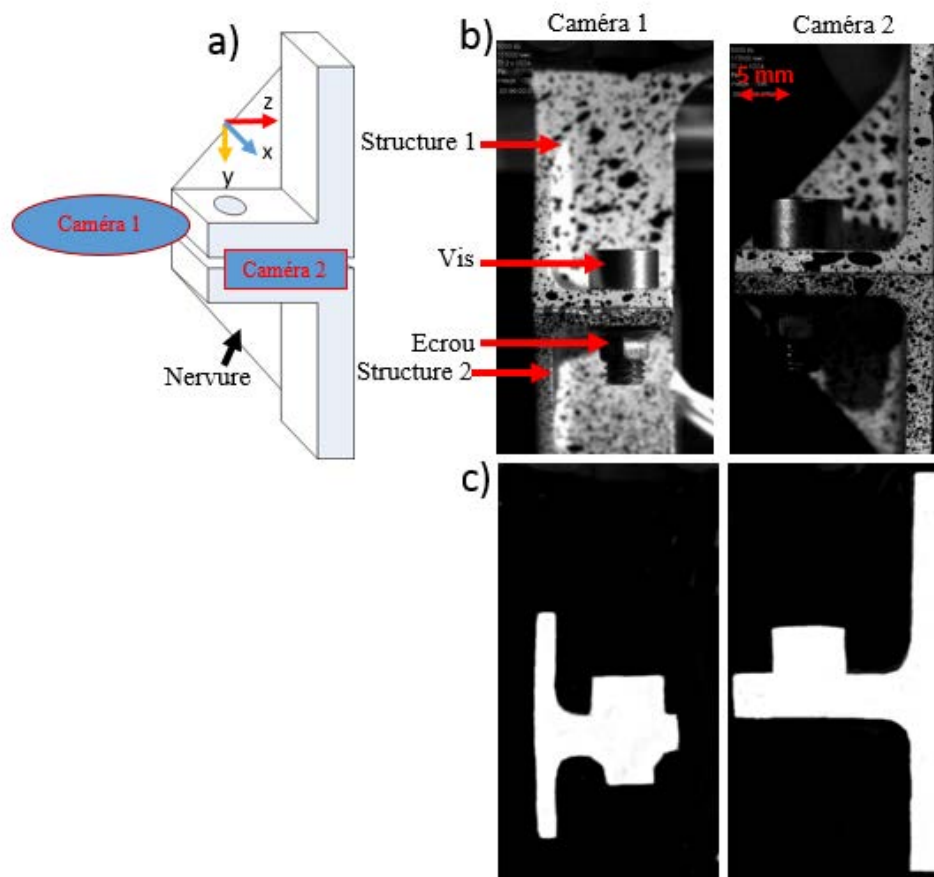


FIGURE 3.18: a) Schéma de la configuration 1, b) images avec mouchetis relatives à chaque caméra, c) zones d'intérêt à partir des images de référence au niveau de chaque caméra

A l'échelle globale, les analyses montrent, à partir des images de champs de déplacement des figures de l'annexe C, que l'assemblage est sujet aux instabilités vibratoires qui sont des glissements (déplacements relatifs suivant les axes X et Z) et des décollements (déplacement relatif suivant Y). A ces champs de déplacement peuvent être associés des champs de déformation correspondants. Le cas des déformations suivant l'axe Y d'après les mesures de la caméra 2 est montré en annexe (cf. annexe C). En effet, des champs de déformation sont bien localisés aux interfaces vis/structure et structure/structure et atteignent une valeur de 8%. Cette cinématique globale de l'assemblage laisse présager que les interfaces ont elles aussi une cinématique locale qu'il convient d'explorer.

A cette fin, des mesures de déplacements locaux sont effectuées au niveau des interfaces vis/structure et structure/structure. Des graphes de déplacements interfaciaux résultant des mesures effectuées ont été tracés à partir des images numérisées (de

3. Analyse tribologique de la phase de service

définition 512 pixels par 256 pixels) des deux caméras et des zones d'intérêt mutiblocs. En effet, les zones d'intérêt ont été définies séparément pour chaque composant de l'assemblage (vis, écrou, structures) à partir des images de référence puis assemblées comme montrées sur les images des figures FIG.3.19 et FIG.3.20. Par le biais d'une routine Matlab, chaque bloc est maillé dans le but de suivre le déplacement relatif des noeuds de maillages au niveau de chaque interface (cf. FIG.3.21a et FIG.3.22a). A partir des images des figures FIG.3.21b et c et FIG.3.22b et c, les graphes montrent que les instabilités sont aussi de type glissement et décollement aux interfaces. Les graphes de déplacement sont en fait les moyennes de déplacements des noeuds de maillage à chaque interface. Il y a lieu de préciser qu'à chaque interface, tous les degrés de liberté des noeuds d'un bloc sont bloqués comparativement à ceux de l'autre dont les noeuds sont laissés libres ; ceci pour permettre de relever les déplacements relatifs des noeuds interfaciaux du bloc libre par rapport à ceux du bloc dont les noeuds sont bloqués. Il ressort de cette analyse que les déplacements interfaciaux sont aussi cycliques et que les glissements sont moins prononcés que les décollements. Ces derniers avoisinent 2.5 pixels de déplacement (définition des images numérisées en pixel), l'équivalent de 700 μm . L'assemblage est donc sollicité à la fois globalement et localement [KOU 16b].

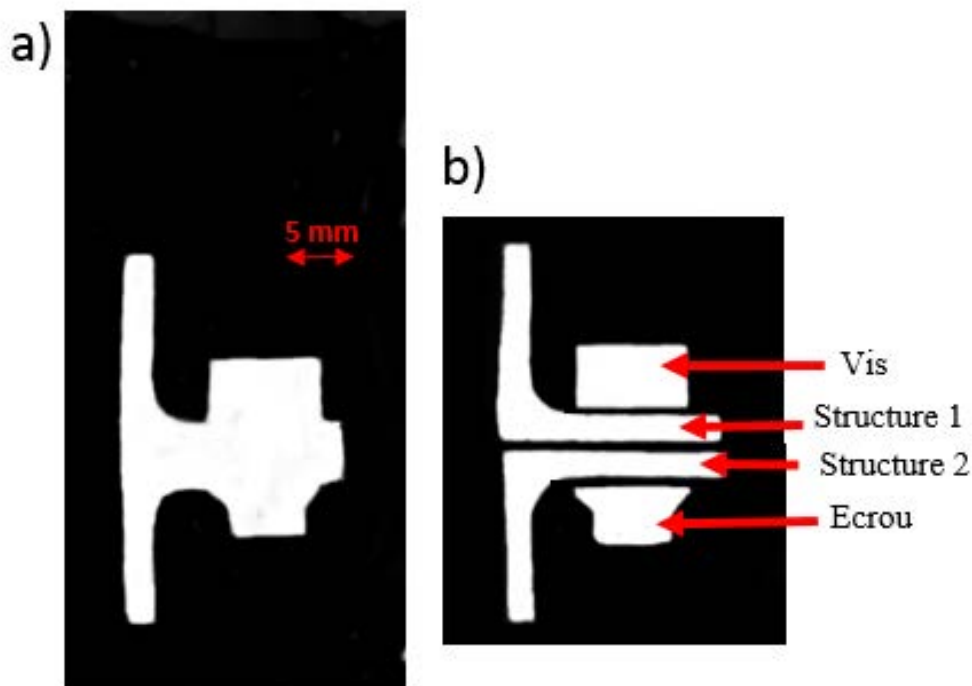


FIGURE 3.19: *Caméra 1, a) zone d'intérêt monobloc, b) zone d'intérêt multibloc*

D'un point de vue local, l'interface structure/structure n'est pas sollicitée de manière uniforme. A partir d'un diagramme spatio-temporel (cf. FIG.3.23) du mouvement de

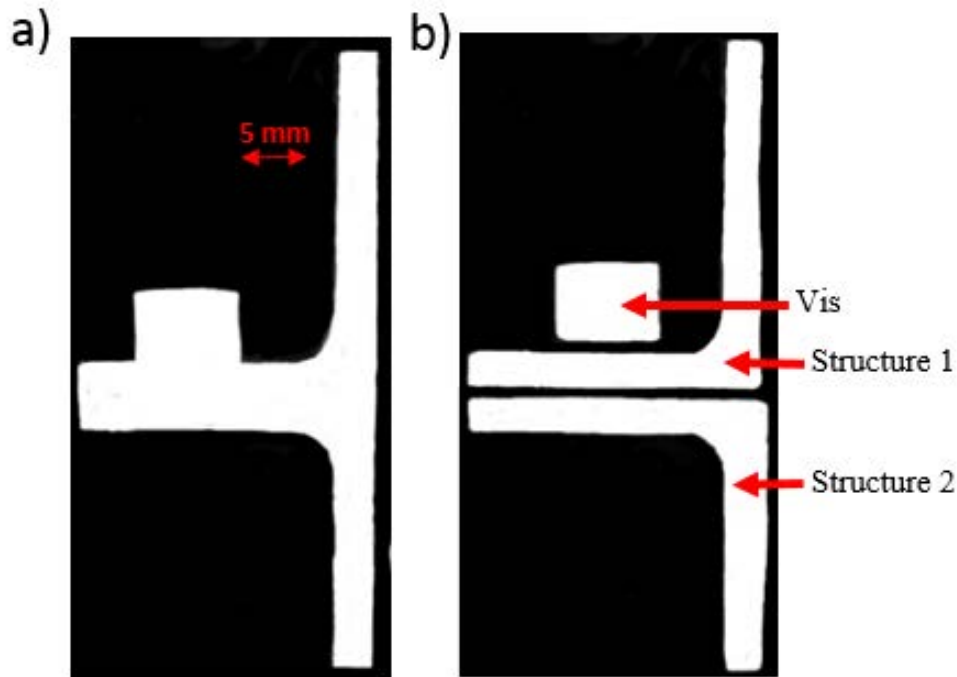


FIGURE 3.20: *Caméra 2, a) zone d'intérêt monobloc, b) zone d'intérêt multibloc*

décollement de l'interface (caméra 2), où l'axe horizontal représente la longueur de l'interface en pixel et l'axe vertical sa cinématique dans le temps, le décollement est plus marqué sur la moitié de la longueur de l'interface au niveau des angles des éprouvettes (ou des structures assemblées). Les mêmes analyses ont été faites pour les configurations 2, 3 et 4. Nous avons constaté que les instabilités de contact sont plus ou moins similaires en terme de glissement et de décollage aux interfaces. Nous nous permettons donc de reprendre juste les analyses de la configuration 4.

3.1.2.2 Configuration 4 : C'est l'assemblage par vissage de l'éprouvette 1 (éprouvette à une seule nervure) en position haute et de l'éprouvette 4 (colonnnette) en position basse comme schématisée sur la FIG.3.24 avec la position des deux caméras et les images des mouchetis relatives à chaque caméra. Les images sont numérisées dans des conditions d'essais de 8g de niveau d'excitation et à la fréquence de 253 Hz.

La démarche d'analyse de la cinématique de l'assemblage de la configuration 4 est la même que celle menée pour la configuration 1 (cf. annexe C pour les mesures de champ). Au vu des résultats des mesures de champ de déplacement et de déformation, les constats sont similaires, c'est-à-dire que la cinématique globale de la structure engendre des déformations localisées aux interfaces vis/structure et structure/structure. Les déformations engendrées ont une valeur maximale de 2%. Cette configuration est

3. Analyse tribologique de la phase de service

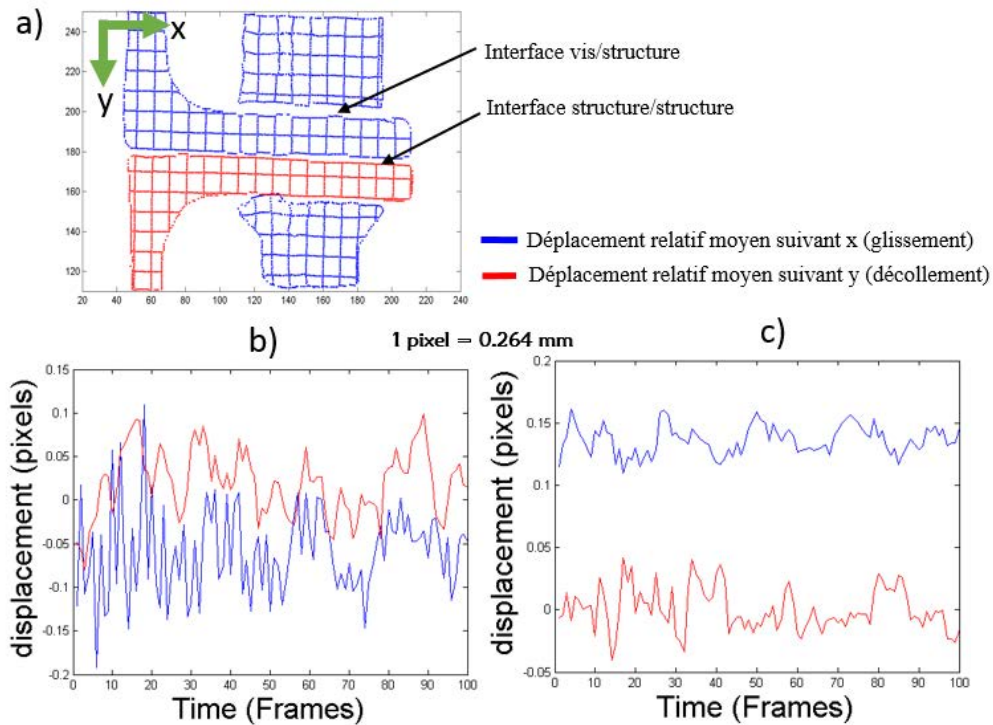


FIGURE 3.21: Moyenne des déplacements relatifs d'après les mesures de la caméra 1, b) à l'interface vis/structure, c) à l'interface structure/structure

néanmoins moins sollicitée mécaniquement que la précédente.

A l'échelle locale, ces déformations localisées aux interfaces sont le résultat de déplacements relatifs interfaciaux de type glissement et décollement dont les allures sont tracées sur les graphes des figures FIG.3.25 et FIG.3.26. En effet, d'après les mesures de la caméra 1 (cf. FIG.3.25), les instabilités de glissement et de décollement sont cycliques et complètement en phase à l'interface vis/structure et en opposition de phase à l'interface structure/structure. En revanche, d'après les mesures de la caméra 2 (cf. FIG.3.26), ces instabilités sont en phase, que ce soit à l'interface vis/structure ou à l'interface structure/structure. Comme dans le cas précédent, la cinématique des interfaces est aussi illustrée sur les diagrammes spatio-temporels des figures FIG.3.27 et FIG.3.28 (l'axe horizontal représente la longueur des interfaces en pixel et l'axe vertical leur cinématique dans le temps). En effet, à l'interface vis/structure les instabilités de glissement et de décollement sont uniformes sur toute la longueur de l'interface (cf. FIG.3.27). En revanche, à l'interface structure/structure, elles sont plus accentuées au niveau des angles des éprouvettes (cf. FIG.3.28) comme dans la configuration précédente.

Le traitement numérique des mesures de champ a permis de retracer le niveau de déformation et la cinématique des assemblages testés que ce soit à l'échelle globale ou

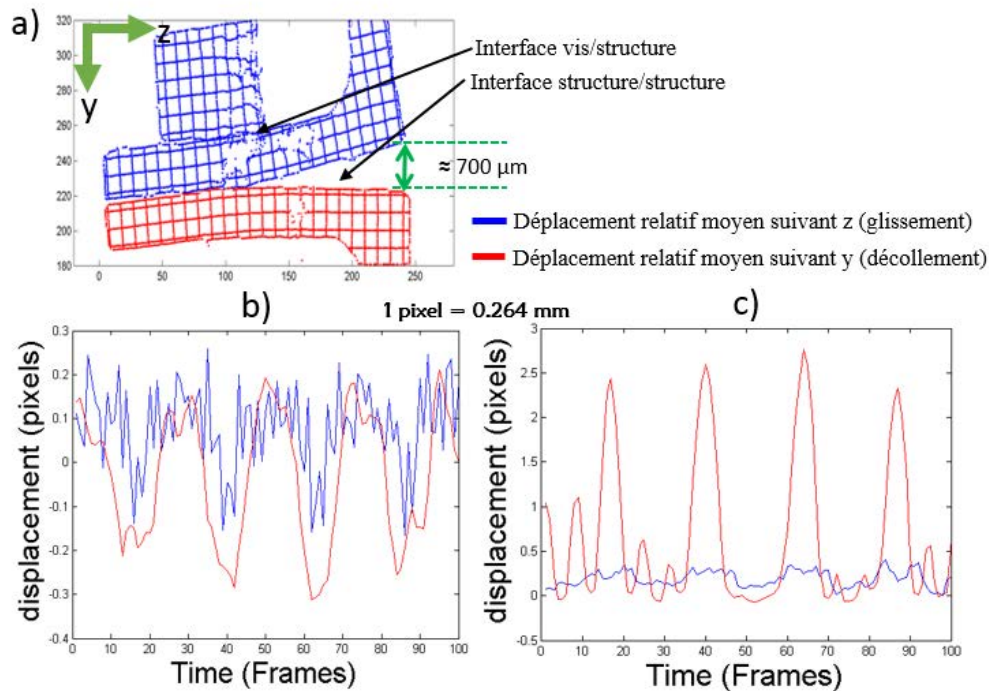


FIGURE 3.22: Moyenne des déplacements relatifs d'après les mesures de la caméra 2, b) à l'interface vis/structure, c) à l'interface structure/structure

locale. Il ressort que, sous sollicitations vibratoires, des instabilités de contact de type glissement et décollement se produisent aux interfaces des assemblages étudiés. Ces constats sont extrapolables aux autres configurations 1 et 2, voire à tous les assemblages boulonnés en général, soumis aux sollicitations vibratoires. Ces cinématiques locale et globale, ne sont pas sans conséquences sur la dynamique des surfaces relatives aux différentes interfaces. Ce qui conduit à l'identification des conditions locales de contact aux interfaces.

3.1.3 Expertises tribologiques après essais d'endurance vibratoire

Les cinématiques globale et locale des assemblages engendrent une certaine dynamique des interfaces qu'il convient d'analyser. Le but est d'identifier les conséquences de cette dynamique sur les propriétés tribologiques des surfaces, et donc sur l'intégrité structurale des assemblages boulonnés. Les surfaces correspondant aux interfaces structure/structure et vis/structure des configurations 1, 2 et 3 sont à cet effet examinées en MEB après démontage des assemblages. Les démontages sont réalisés par découpes (sans desserrage) à l'aide d'un système de bridage modèle [KOU 15] pour ne pas perturber les interfaces au desserrage.

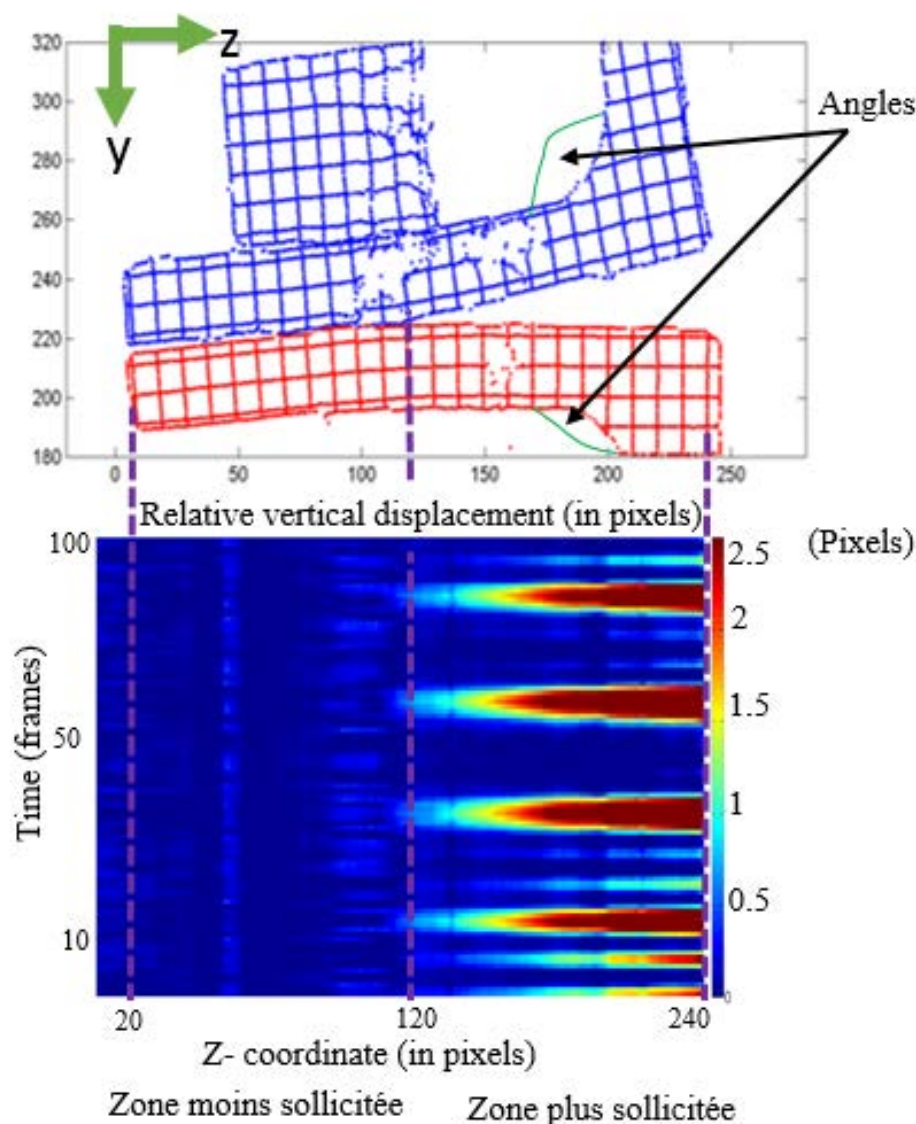


FIGURE 3.23: Diagramme spatio-temporel de décollement à l'interface structure/structure d'après la caméra 2

3.1.3.1 Configuration 1 : Les essais d'endurance sur cette configuration sont à une fréquence de 236 Hz pendant 20 min avec un niveau d'excitation de 8g. L'assemblage testé est alors découpé et les surfaces portantes de l'interface structure/structure ont été examinées. D'après les images de la FIG.3.29, les surfaces portantes des deux structures ont une morphologie similaire. Donc, seul l'examen de la surface portante de la structure 1 (structure de dessus) est présentée.

L'hétérogénéité des dégradations de la surface conduit à découper la surface globa-

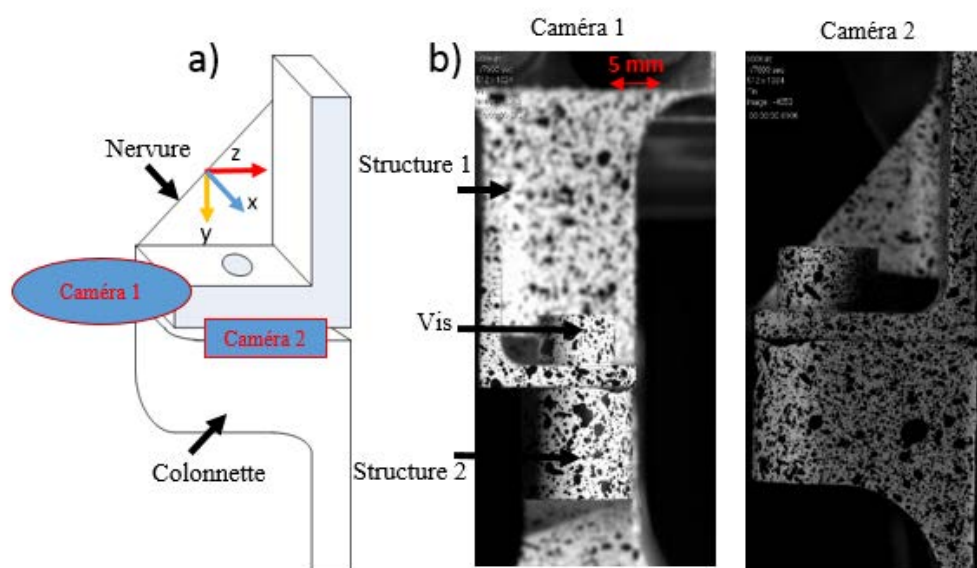


FIGURE 3.24: a) Schéma de la configuration 4, b) images avec mouchetis relatives à chaque caméra

lement en trois zones *a*, *b* et *c* d'après les images de la FIG.3.30. Ces différentes zones sont relatives à la sévérité des sollicitations subies par le contact. En effet, la zone *a* est intacte et garde encore la morphologie des surfaces avant essais. Les stries d'usinage et les pièges à 3^e corps (stries avec une pointe à tracer) initialement mis en place sont encore bien visibles (cf. FIG.3.31). La zone *b* correspond à celle au niveau de la nervure de la structure. Il y apparaît de fortes dégradations recouvrant une partie des stries d'usinage. Ces dégradations sont du 3^e corps. En effet, sous l'action des sollicitations, des particules d'alliage d'aluminium se détachent des surfaces en contact. Ces particules réagissent avec l'oxygène de l'air environnant pour donner naissance à la couche de 3^e corps formée qui n'est rien d'autre que de l'oxyde d'aluminium. Au sein du 3^e corps formé, on peut s'apercevoir de l'initialisation de réseau d'écaillages, probablement dû à la fatigue du contact suite à l'intensité des sollicitations subies par la zone. La zone *c* est la zone dans laquelle la dynamique du contact est la plus sévère. Elle se situe au niveau des angles des structures (cf. traitement numérique des mesures de champ). En effet, les instabilités de glissement et de décollement cycliques, qu'on peut d'ailleurs qualifier de "respiration du contact" du fait qu'il y a une ouverture/refermeture cyclique du contact, ont engendré dans cette zone une couche de 3^e corps relativement plus épaisse. Elle y recouvre entièrement les stries d'usinage initialement présentes.

La sévérité des endommagements dans les zones *b* et *c* (cf. FIG.3.32 et FIG.3.33) concordent avec les niveaux de glissement et de décollement observés respectivement sur les figures FIG.3.21b et FIG.3.22b. Les reflets de blanc (des charges) sur la couche de 3^e corps dans ces deux zones *b* et *c* sont dus à la présence de lubrifiant fluide dans

3. Analyse tribologique de la phase de service

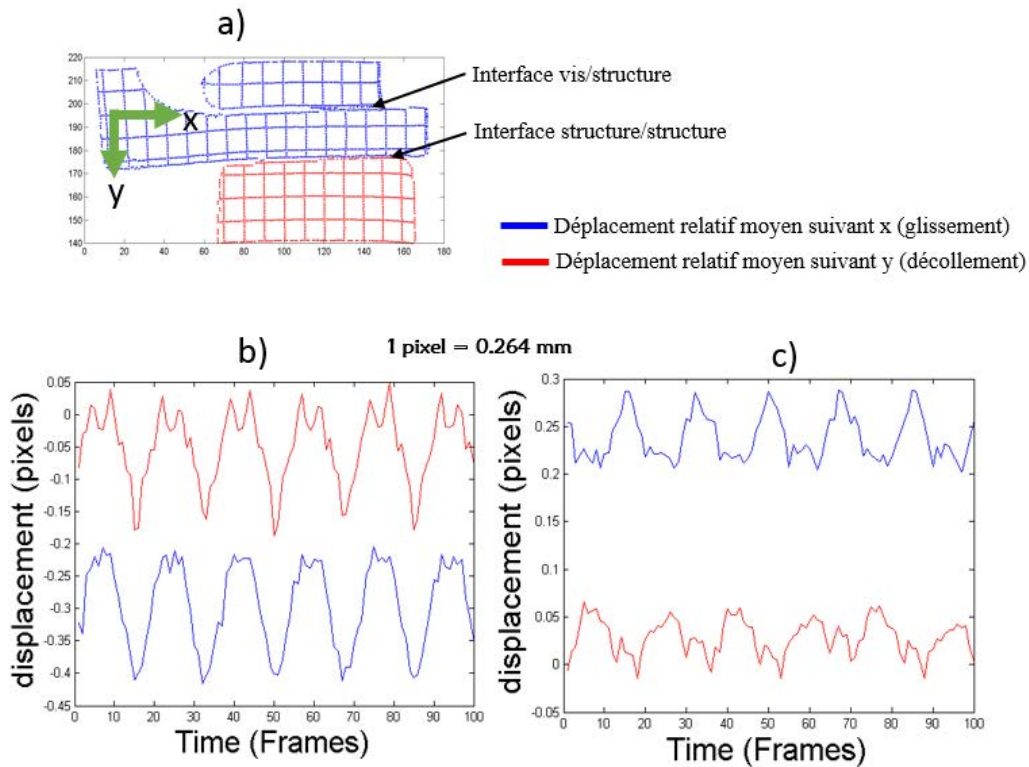


FIGURE 3.25: Moyenne des déplacements relatifs d'après les mesures de la caméra 1, b) à l'interface vis/structure, c) à l'interface structure/structure

le contact. Ce lubrifiant c'est la graisse initialement appliquée sur les filets de vis avant serrage. Elle a probablement migré dans le contact lors du positionnement de la vis et s'en est répandue sous l'action des sollicitations.

Au regard des expertises, d'aucun pourrait se demander si la phase de serrage n'endommage pas les surfaces. Afin de statuer sur la contribution de cette phase de serrage sur les endommagements constatés, des analyses numériques par la méthode des éléments finis ont été menées à l'interface concernée, int_2^{num} (cf. annexe D) [KOU 16b]. D'après ces analyses, la contribution de la phase serrage est du second ordre dans l'endommagement des surfaces. Elle a néanmoins entraîné l'activation de la réactivité des surfaces qui peut aller jusqu'à la plastification des aspérités de surfaces (initialisation de débit source).

La même surface de l'assemblage boulonné d'une vanne de pressurisation fissurée (vanne ayant fonctionné sur un avion) a été examinée afin de comparer les comportements tribologiques en essais et en service. En considérant la zone *b*, force est de constater que dans les deux conditions, les couches de 3^e corps formées ont la même morphologie (cf. FIG.3.34). Les conditions d'essais ont donc permis de reproduire le comportement tribologique de l'interface structure/structure en service [KOU 16b].

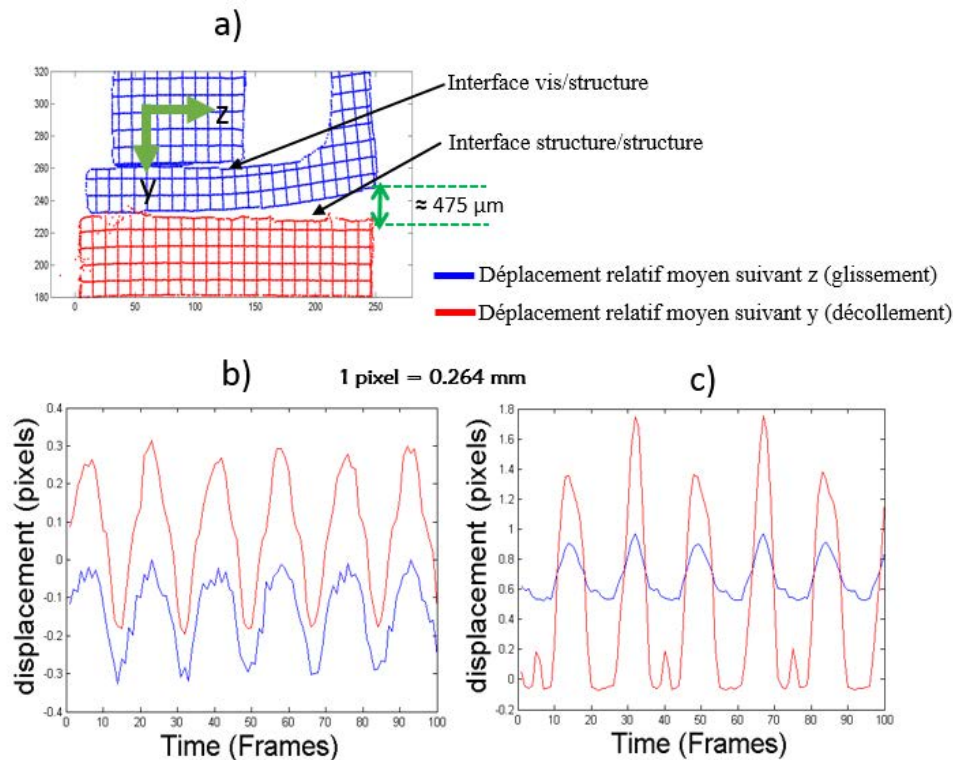


FIGURE 3.26: Moyenne des déplacements relatifs d'après les mesures de la caméra 2, b) à l'interface vis/structure, c) à l'interface structure/structure

3.1.3.2 Configuration 2 : Contrairement à la configuration 1 qui ne dispose qu'une seule nervure, cette configuration en possède deux. Les essais d'endurance vibratoire ont été réalisés dans les mêmes conditions avec un niveau d'excitation de 6 g et une fréquence de vibration de 342 Hz pendant 20 min. Après essais, deux interfaces sont examinées dans cette partie : structure/structure par le biais de la surface portante de la structure 1 et écrou/structure par la surface d'appui de l'écrou (cf. FIG.3.35).

A l'interface structure/structure, les endommagements sont similaires à ceux de la configuration 1 comme le montrent les images de la FIG.3.36. En effet, au sein du 3^e corps formé s'est développé un réseau d'écaillages rangé sous la forme d'un mur de parpaings. Mais il y a lieu de constater que ces endommagements sont localisés dans une seule zone, plus précisément la zone c par comparaison à la configuration 1. Ceci est sans doute dû à l'utilisation de deux nervures sur cette configuration. Elle préserve mieux l'endommagement des surfaces par rapport à la configuration 1.

A l'interface écrou/structure, l'examen de la contreface de la structure 2 révèle la

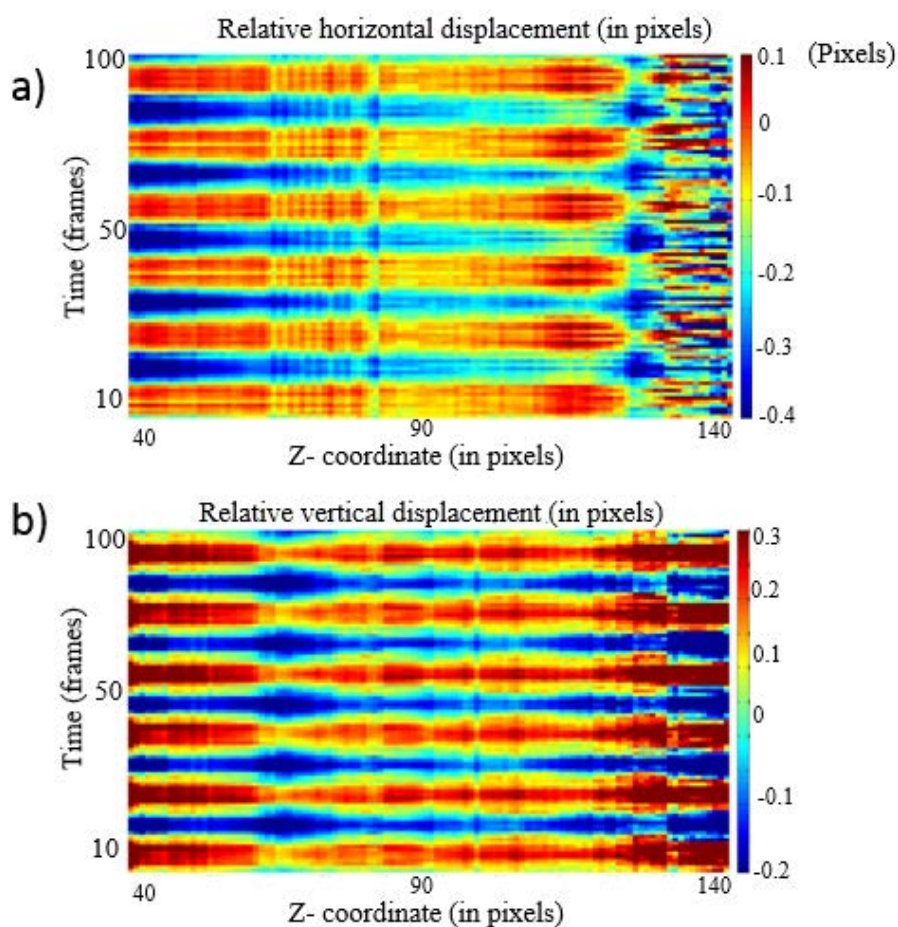


FIGURE 3.27: Diagramme spatio-temporel de la cinématique à l'interface vis/structure d'après la caméra 2, a) glissement, b) décollement

présence d'une mixture de 3^e corps (oxyde + graisse de serrage) d'après les images de la FIG.3.37. Elle recouvre les pièges à 3^e corps initialement tracés, jusqu'à la ligne limitrophe de la surface portante de l'écrou.

3.1.3.3 Configuration 3 : Cette configuration est un assemblage par vissage et dont les deux structures assemblées sont schématisées à la FIG.3.38a. Le niveau d'excitation lors des essais est de 6g avec une fréquence de 343 Hz pendant 20 min de sollicitations. L'interface structure/structure est alors examinée après les essais. D'après les images de la figure FIG.3.38b, les endommagements sur les deux surfaces de l'interface considérée sont similaires et se localisent dans la zone à fortes instabilités en comparaison avec la configuration 1. Tout comme dans les autres cas, le 3^e corps formé est une couche d'oxyde d'aluminium (cf. FIG.3.39).

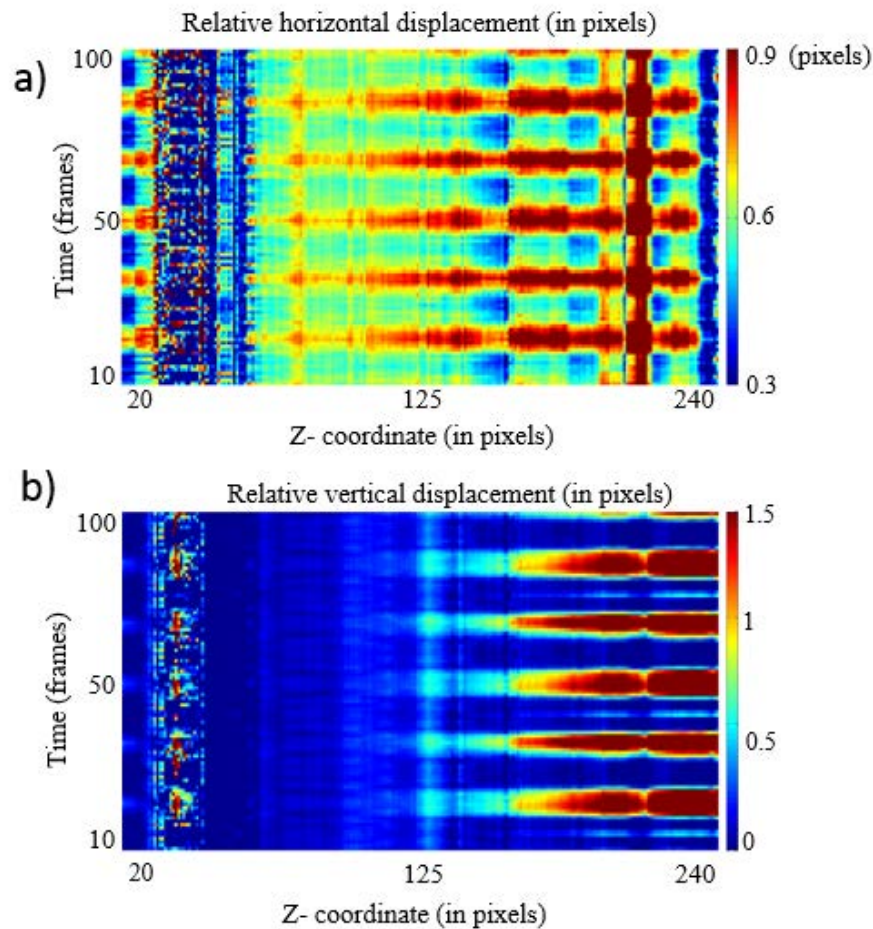


FIGURE 3.28: Diagramme spatio-temporel de la cinématique à l'interface structure/structure d'après la caméra 2, a) glissement, b) décollement

Par le biais des configurations de la jonction corps de vanne/corps d'actionneur étudiée, il y a lieu de constater que les interfaces structure/structure et écrou/structure sont le siège de phénomènes tribologiques sévères entraînant la formation de 3^e corps en forme d'oxyde d'aluminium. A partir de la vue en coupe de la FIG.3.40, la couche de 3^e corps est plutôt un surplus de volume de matière dans les dites interfaces. Ceci peut entraîner l'augmentation des contraintes mécaniques dans les assemblages. Cette augmentation de contraintes peut être source de fatigue des composants d'assemblages et de l'initialisation de fissures.

Afin d'identifier les sites préférentiels de fatigue de la jonction de corps de vanne/corps d'actionneur, des essais d'endurance vibratoire ont été effectués sous certaines conditions jusqu'à fissuration de l'assemblage.

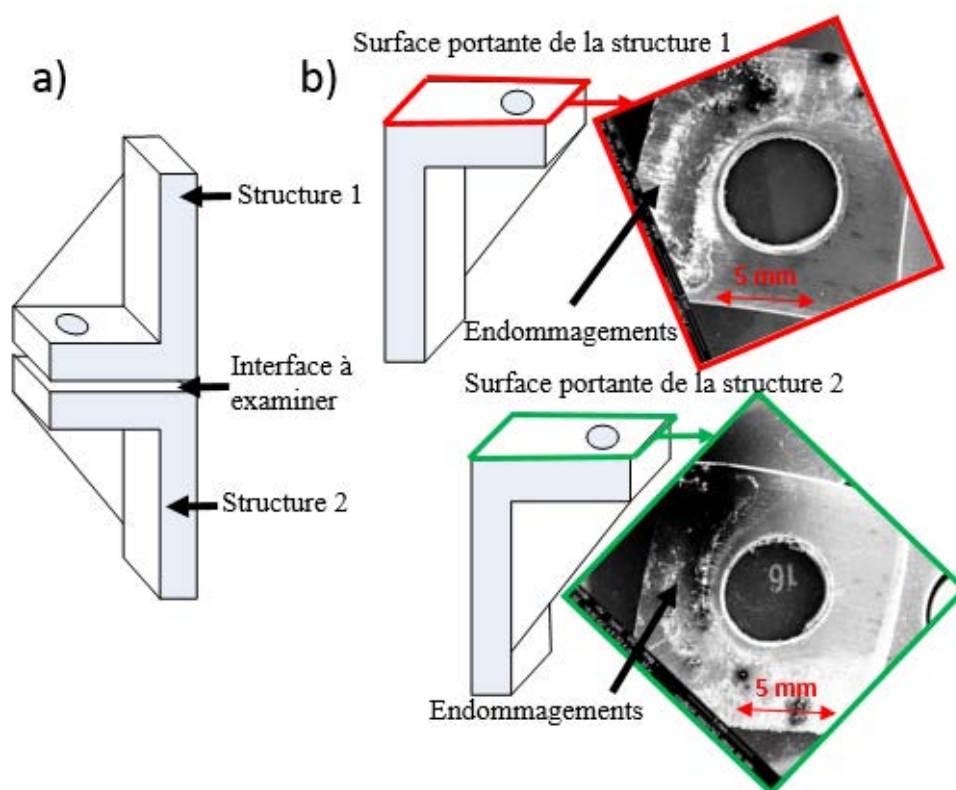


FIGURE 3.29: a) Schéma de la configuration 1, b) surfaces portantes de l'interface structure/structure

3.1.4 Expertises tribologiques et analyses de défaillances après essais d'endurance à fort niveau vibratoire

Le but de cette partie est d'identifier les sites préférentiels de fatigue de l'assemblage et le point de départ des fissurations. A cet effet, la configuration 4, semblable à la configuration 3 mais comportant une nervure (cf. FIG.3.41a), a été testée à fort niveau vibratoire (niveau d'excitation : 20g, fréquence : 253 Hz) jusqu'à l'apparition des fissures. Ces dernières, visibles sur les images de la FIG.3.41b, sont apparues au bout de 5min 30s d'essai, soit un peu plus de 83000 cycles.

Les interfaces vis/structure et structure/structure sont examinées après découpes.

A l'interface vis/structure, c'est la surface portante de la structure 1 qui est analysée. A partir des images de la FIG.3.42a, il apparaît d'après le chemin de fissure que la fissuration a commencé à l'extrémité de la surface sous tête de vis et s'est propagée dans le cœur de la structure. En effet, la "respiration" de l'interface entraîne le détachement de particules (3^e corps) dans la zone d'intersection de la structure 1 avec l'extrémité de la tête de vis. Les particules détachées s'éjectent de l'interface au fur et à mesure

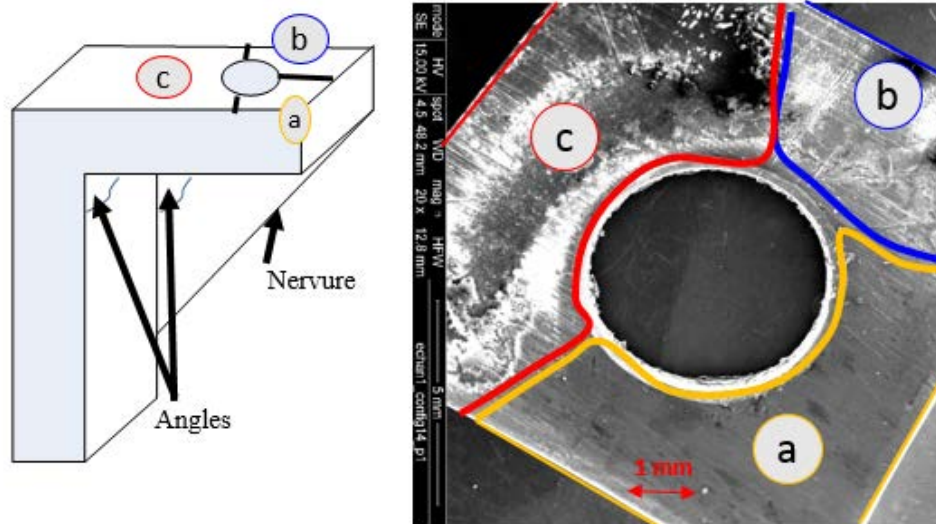


FIGURE 3.30: Surface portante de la structure 1 de l'interface structure/structure

que les sollicitations continuent. Ce mécanisme de production et éjection de 3^e corps (cf. FIG.3.42b) finit par donner naissance à un creux circulaire à la dite intersection où s'initialise la fissuration avant de se propager dans le reste de la structure.

A l'interface structure/structure, les deux surfaces portantes sont examinées. Sur la surface portante de la structure 1, il y apparaît d'après les images de la FIG.3.43 que la fissure engendrée ne se propage pas de façon circulaire. En effet, elle subit des bifurcations et donne des fissures secondaires qui débouchent dans le trou de passage de la vis. Il est aussi à remarquer que cette interface est oxydée et les couches d'oxyde d'aluminium (3^e corps) sont visibles aussi bien sur la surface portante de la structure 1 (cf. FIG.3.43) que sur celle de la structure 2 (cf. FIG.3.44).

Les endommagements constatés après les essais vibratoires à l'échelle intermédiaire sont pour les deux types de réponse vibratoire des vannes à savoir le basculement axial et la torsion. Il est donc impératif de savoir quel type de réponse endommage plus les vannes étudiées.

3.2 Essais à l'échelle 1

Afin de découpler la contribution de chacun de ces deux types de réponse dans l'endommagement des surfaces, des essais ont été conduits à échelle 1 sur deux équipements différents. L'un est dédié au basculement axial et l'autre à la torsion.

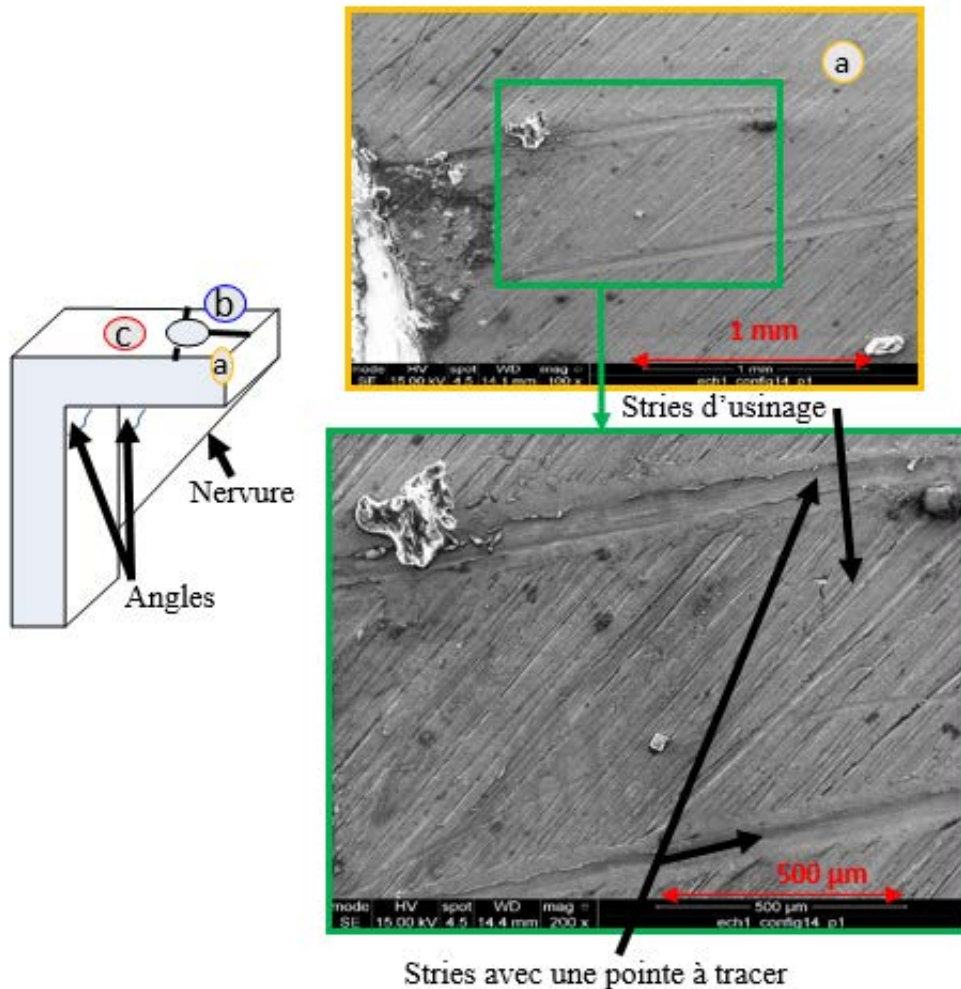


FIGURE 3.31: Zone a de la surface portante de la structure 1

Des essais d'endurance vibratoire ont été réalisés comme précédemment avec les mêmes techniques de mesures de champ par corrélation d'images. D'après le banc d'essais de la FIG.3.45a, on est dans la configuration "basculement axial" quand l'axe du module d'essais est parallèle à l'axe x qui est l'axe de sollicitation. La configuration "torsion" se réfère au cas où l'axe du module est perpendiculaire à l'axe x (disposition de la FIG.3.45a). Le traitement numérique de ces mesures de champ a permis d'identifier les zones les plus sollicitées des assemblages testés (cf. annexe E). Malheureusement, les niveaux d'excitation choisis au cours des essais (afin de préserver les matériels d'essais) n'ont pas permis de retrouver les mêmes ordres de grandeur des amplitudes de glissement et de décollement aux interfaces que les essais à l'échelle intermédiaire. En effet, ces déplacements relatifs sont très faibles et à peine identifiables. Néanmoins, l'identification des conditions de contact a été conduite à partir des expertises tribologiques.

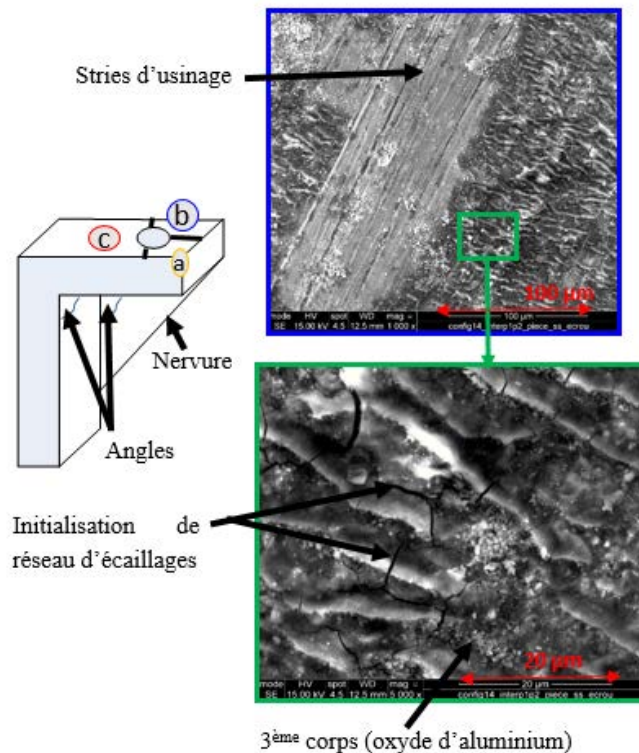


FIGURE 3.32: Zone *b* de la surface portante de la structure 1

3.2.1 Expertises tribologiques après essais d'endurance vibratoire

L'identification des conditions de contact après essais a porté sur l'interface structure/structure dans les deux configurations (basculement axial et torsion). En effet, les zones boulonnées de la FIG.3.45b ont été prélevées après essais et les surfaces correspondantes à l'interface structure/structure ont été examinées.

3.2.1.1 Configuration "basculement axial" : Les images de la FIG.3.46 sont celles de la surface portante de la structure 1 (corps d'actionneur). Elles montrent une faible épaisseur de couche de 3^e corps par endroit et les stries d'usinage. Ces stries, initialement tracées (avant essais) avec une pointe à tracer, jouent le rôle de traceurs de conditions de contact et sont encore très visibles. Comparativement aux endommagements constatés après les essais à l'échelle intermédiaire, les sollicitations en basculement axial influenceraient très peu le comportement tribologique des surfaces en contact.

3.2.1.2 Configuration "torsion" : Les endommagements constatés à l'interface structure/structure sont plus sévères dans le cas de sollicitation en torsion qu'en basculement axial. En effet, d'après les images de la FIG.3.47, la couche de 3^e corps (oxydes) au sein de laquelle se développe un réseau d'écaillages est très épaisse et recouvre en partie

3. Analyse tribologique de la phase de service

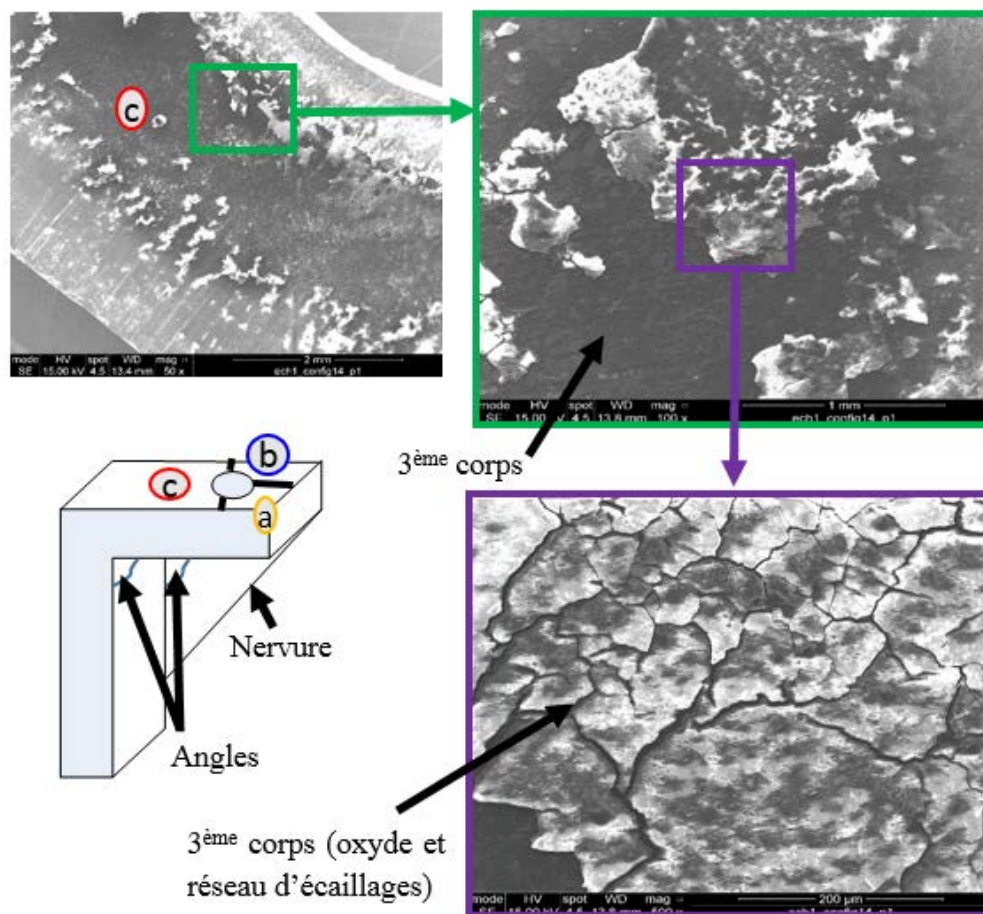


FIGURE 3.33: Zone c de la surface portante de la structure 1

les stries initialement tracées sur les surfaces. La morphologie du 3^e corps formé est très ressemblante à celle des différentes configurations des essais à l'échelle intermédiaire. Il est donc clair que d'un point de vue tribologique, la torsion endommage plus les vannes. Par contre, le niveau de déformation en torsion (cf. FIG.4.32) est faible par rapport à celui de basculement axial (cf. FIG.4.33) à la fin de l'endurance. Ce qui laisse à penser que le 3^e corps formé pourrait être dissipateur d'énergie mécanique selon son épaisseur, sa cohésion et le comportement mécanique des matériaux (élasticité, déformations relatives) des structures assemblées.

L'identification des conditions locales de contact des surfaces d'assemblages boulonnés après sollicitations quasi-statiques et vibratoires montre que les interfaces vis/structure, structure/structure et écrou/structure sont le siège de phénomènes de détachement de particules et d'oxydation. Ces phénomènes sont le résultat des instabilités de glissement, de décollement voire de petits débattement qui se produisent dans les dites interfaces. D'après les analyses par la FEM (cf. Annexe D), il est à noter que

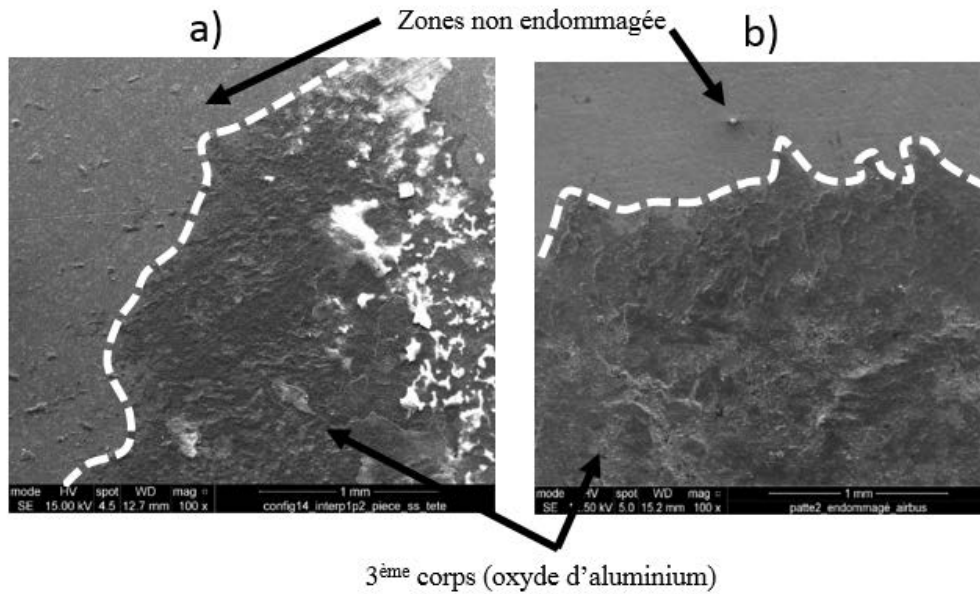


FIGURE 3.34: a) Morphologie des surfaces après essais, b) après fonctionnement réel sur avion

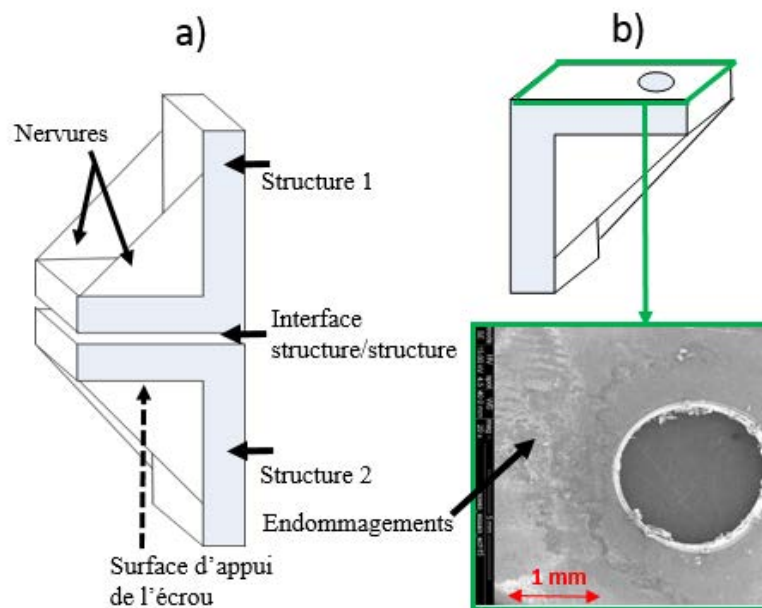


FIGURE 3.35: a) Schéma de la configuration 2, b) surface portante de la structure 1 à l'interface structure/structure

les endommagements constatés aux surfaces correspondant aux interfaces vis/structure, structure/structure et écrou/structure (détachement de particules, 3^e corps oxydé) ne sont

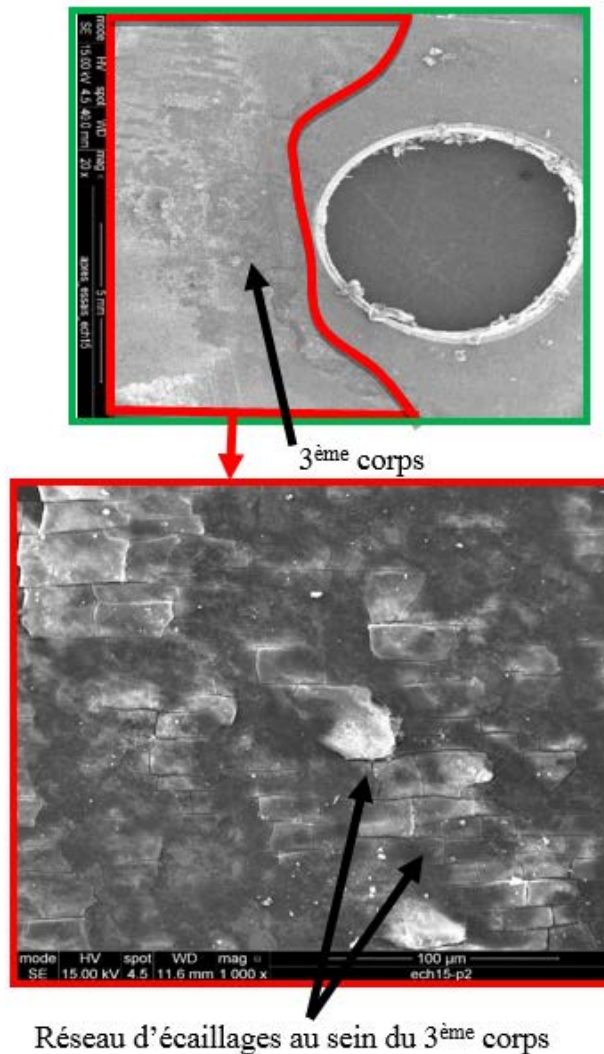


FIGURE 3.36: Endommagements constatés à l'interface structure/structure

pas dus aux sollicitations de serrage. Néanmoins, ces sollicitations (de serrage) jouent un rôle d'initialisation de débit source. En effet, les pressions de contact générées lors du serrage peuvent activer la réactivité des surfaces allant jusqu'à la plastification des aspérités. Cette réactivité de surface constitue donc un débit source qui va se transformer dans le temps en débit d'usure ou débit interne par détachement de particules et leur éjection ou piégeage.

A l'interface filets écrou/vis, ce comportement tribologique (oxydation, voire grippe) est contourné par l'application de revêtement sur les filets. Là encore, d'après les études sur la phase de serrage d'un assemblage boulonné, il existe un débit de 3^e corps "sec-solide" qui reste piégé dans les contacts flanc/flanc en fin de serrage. Or, que ce

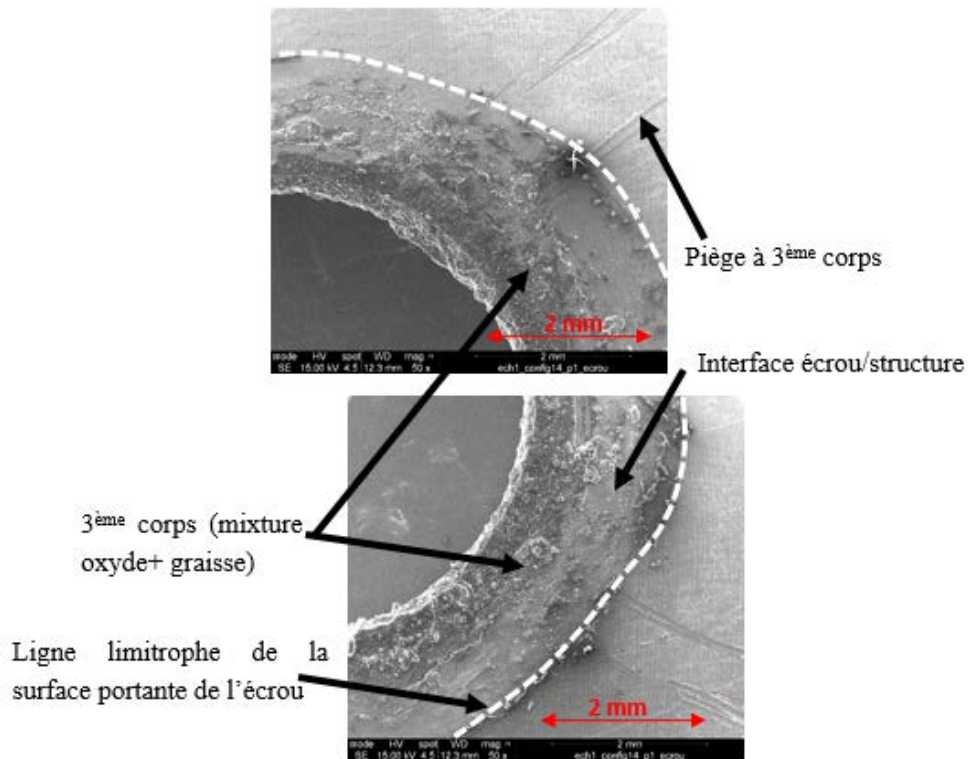


FIGURE 3.37: Endommagements constatés à l'interface écrou/structure

soit sous sollicitations quasi-statique ou vibratoires, les filets d'assemblages sont le siège de sollicitation de petits débattements. Ces sollicitations de petits débattements, dont la littérature fait largement mention sous l'appellation "fretting de contact", sont des déplacements relatifs de très faibles amplitudes se produisant entre les filets. La question qui se pose est alors la suivante, quel est le comportement tribologique du débit interne de 3^e corps initialement piégé sous sollicitations de petits débattements ? L'interface filets écrou/vis est confinée à tel point qu'elle empêche quasiment toute instrumentation expérimentale. Dans ces conditions, nous avons opté pour une instrumentation numérique de l'interface.

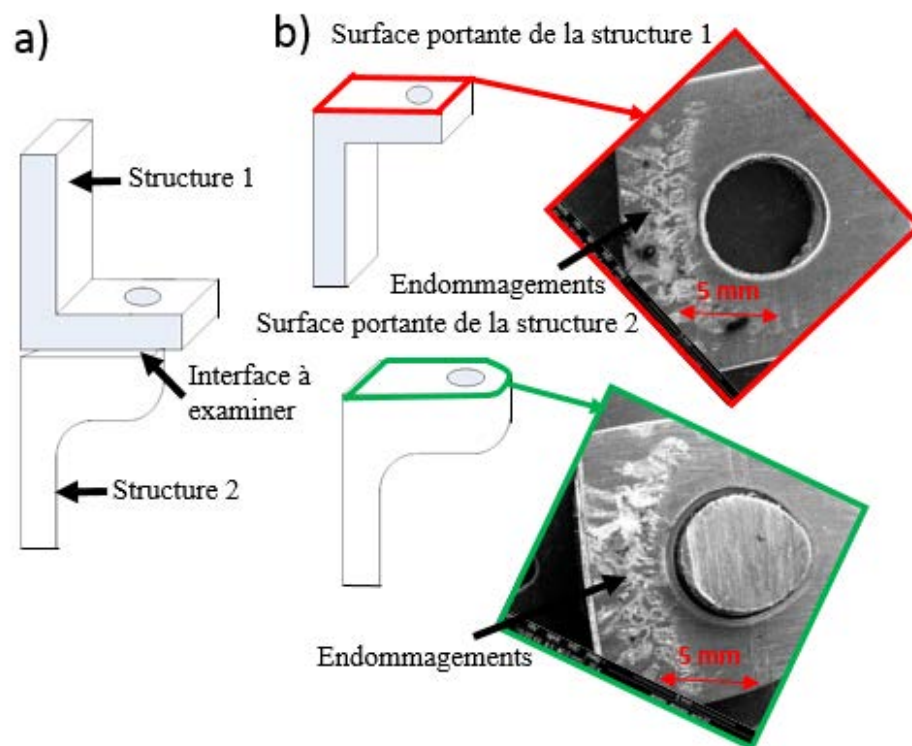


FIGURE 3.38: a) Schéma de la configuration 3, b) surfaces portantes de l'interface structure/structure

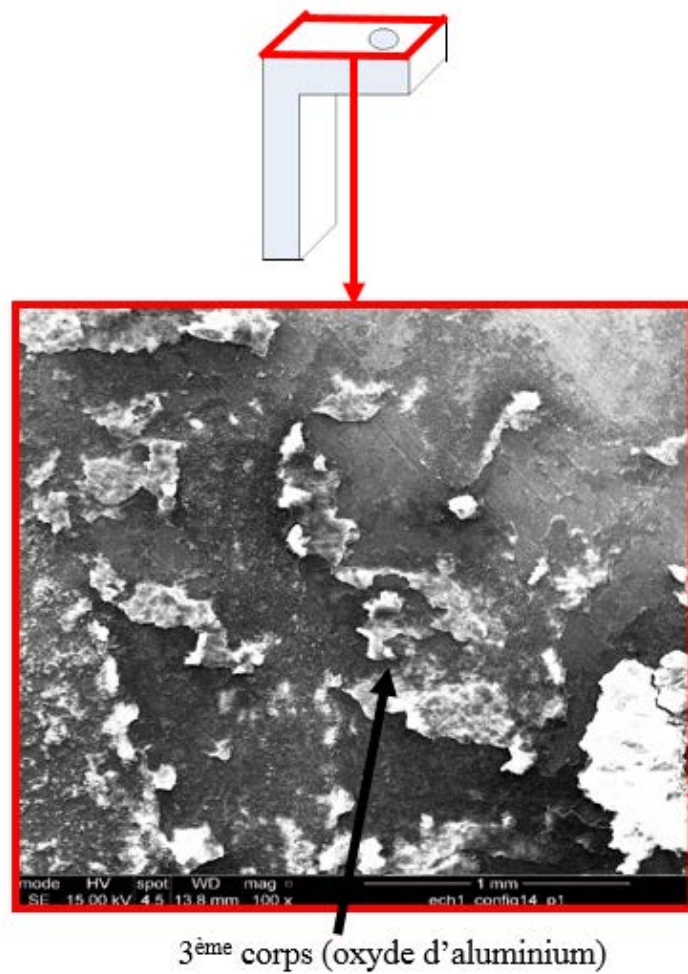


FIGURE 3.39: *Endommagements constatés à l'interface structure/structure*

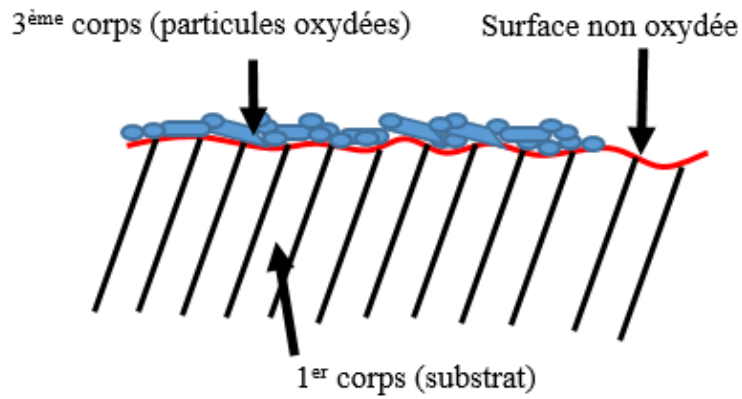


FIGURE 3.40: *Vue en coupe des surfaces des interfaces structure/structure et écrou/structure*

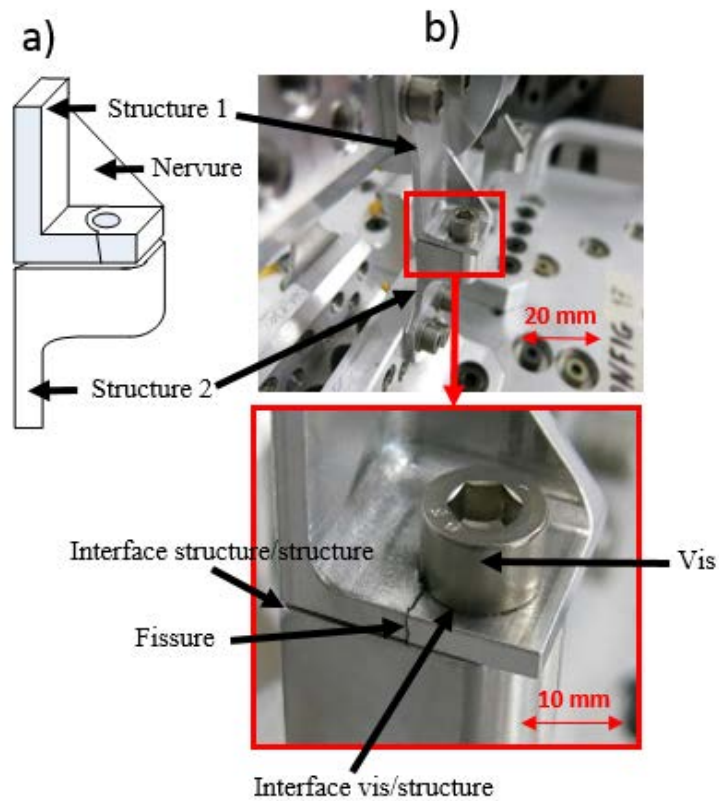


FIGURE 3.41: *a) Schéma de la configuration 4, b) zone fissurée*

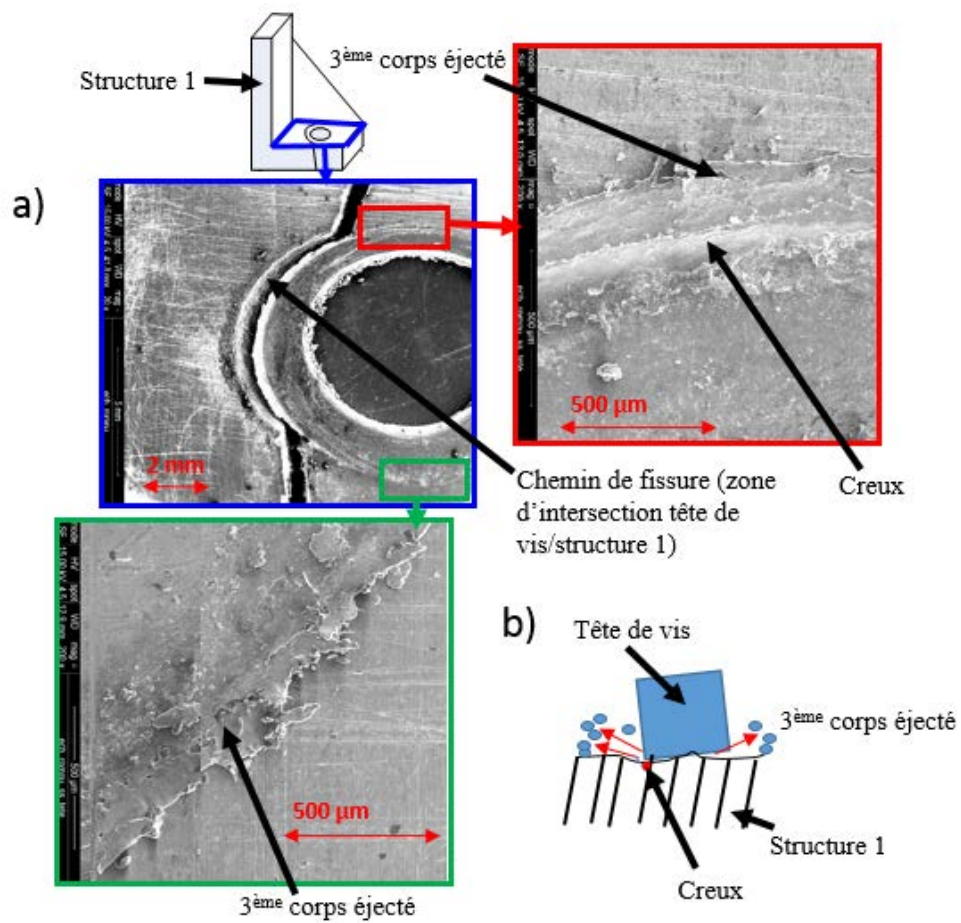


FIGURE 3.42: a) Endommagement à l'interface vis/structure, b) illustration du mécanisme d'endommagement

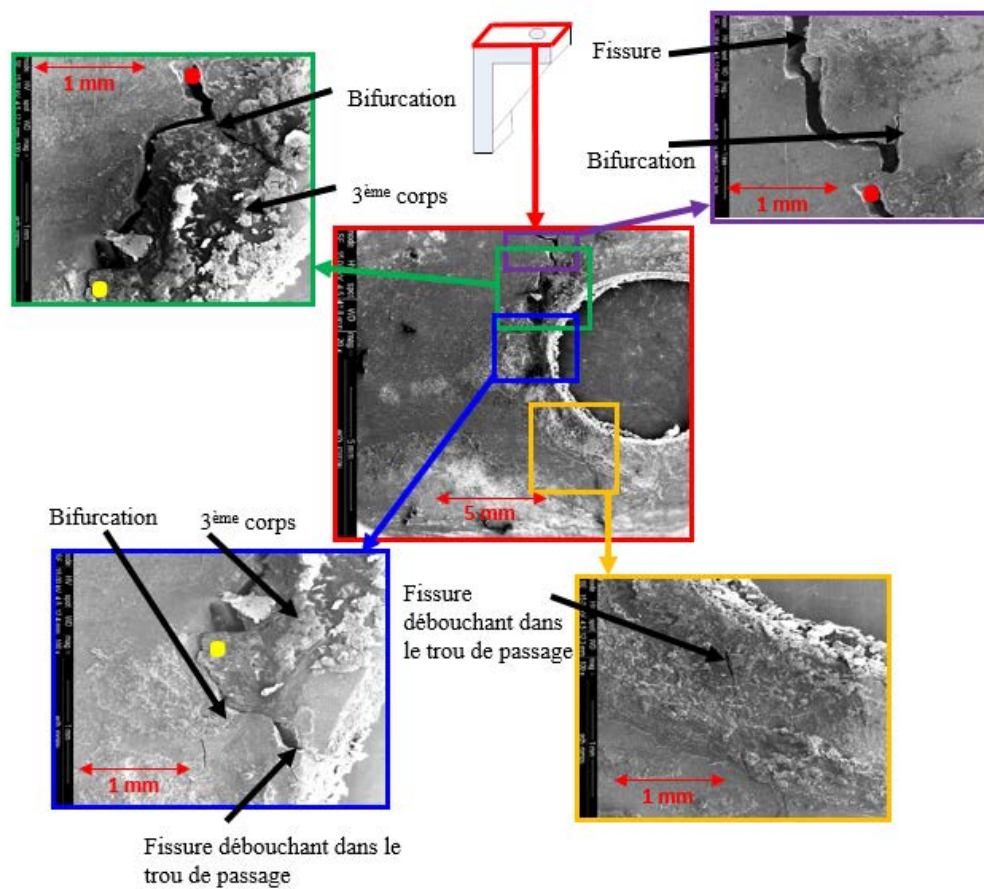


FIGURE 3.43: Surface portante de la structure 1 de l'interface structure/structure

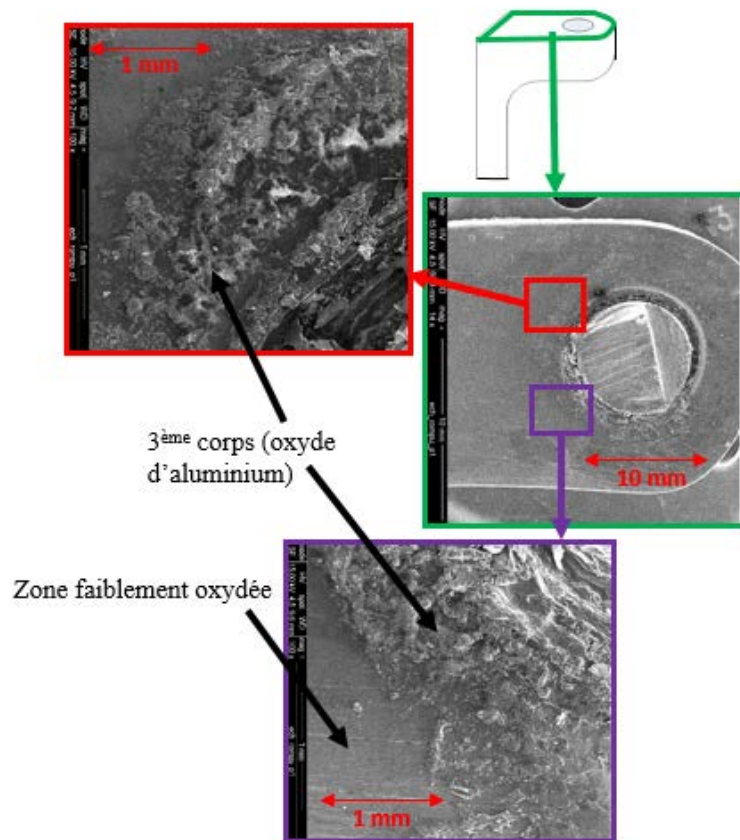


FIGURE 3.44: Surface portante de la structure 2 de l'interface structure/structure

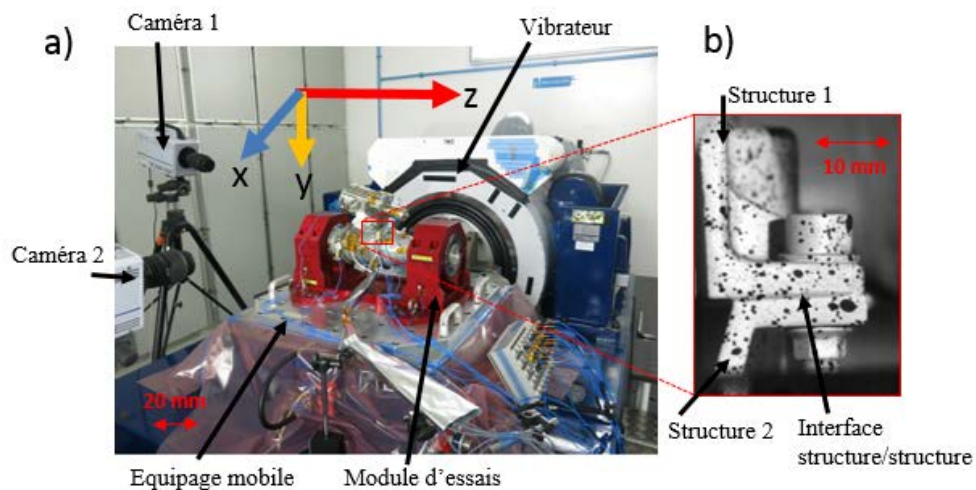


FIGURE 3.45: a) Banc pour les essais à l'échelle 1, b) image de mouchetis de la zone boulonnée

3. Analyse tribologique de la phase de service

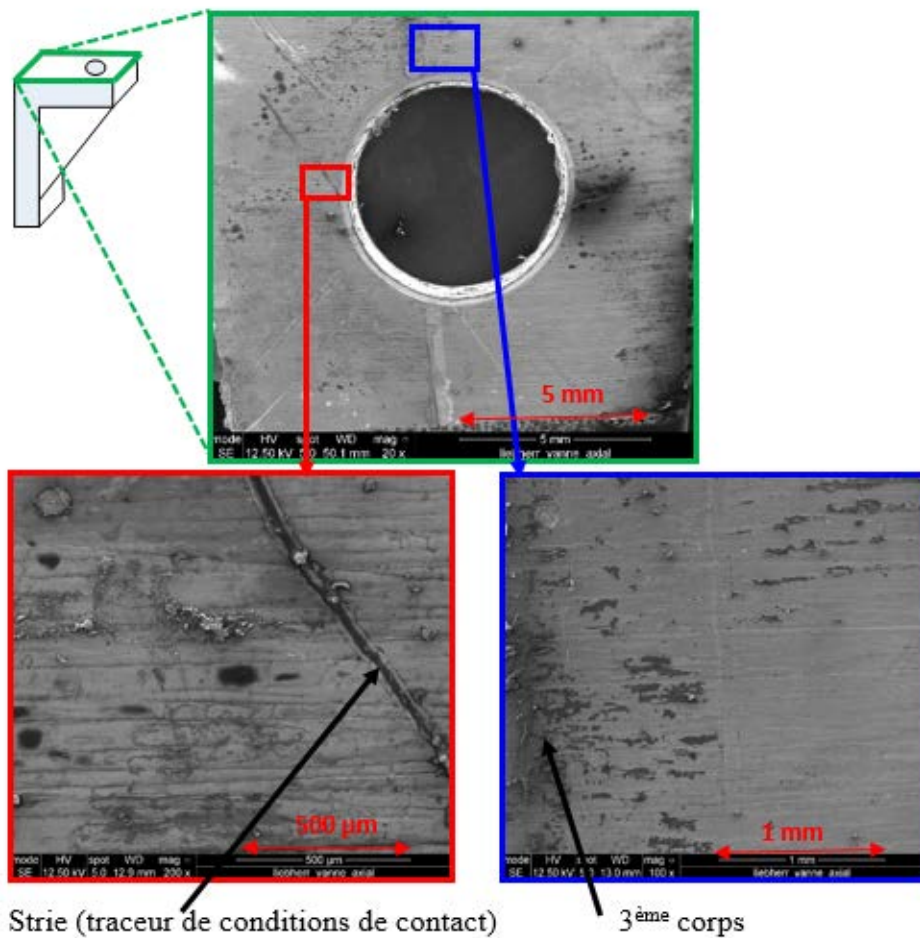


FIGURE 3.46: Endommagements constatés à l'interface structure/structure en réponse "basculement axial"

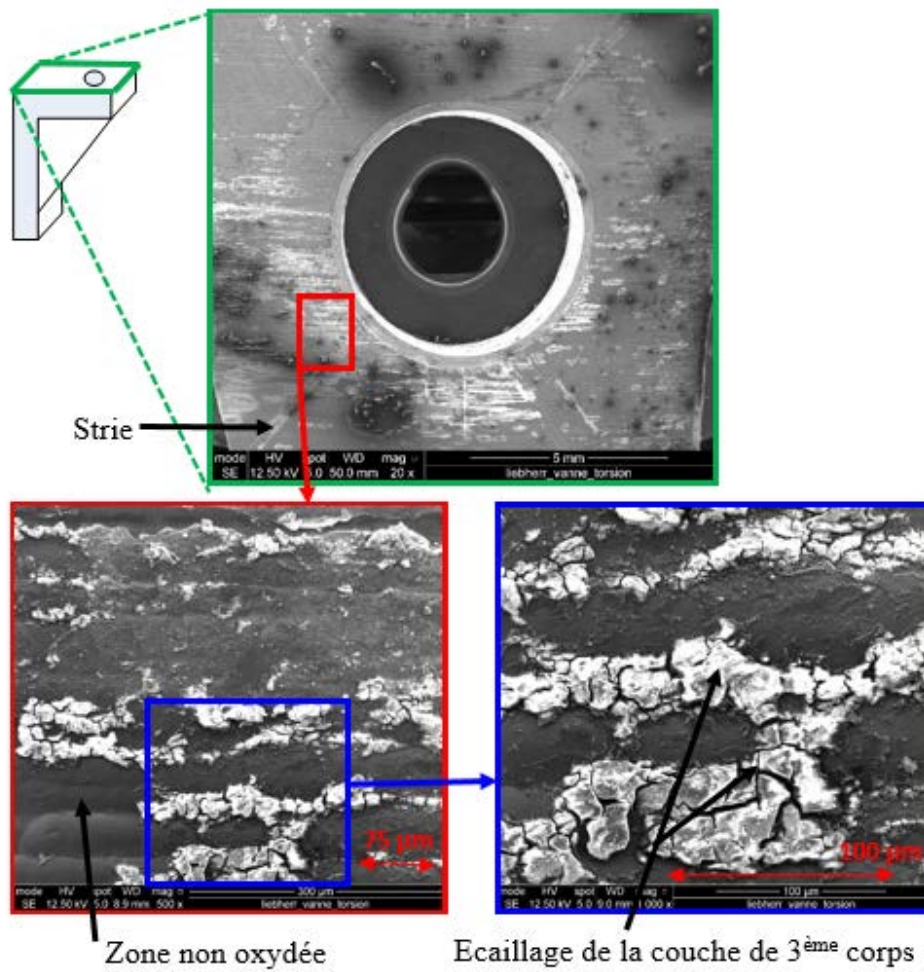


FIGURE 3.47: Endommagements constatés à l'interface structure/structure en réponse "torsion"

4 Simulation numérique des sollicitations de petits débattements

L'étude numérique du chapitre 2 est reprise dans cette partie pour l'étude des effets de sollicitations de petits débattements à l'interface filets écrou/vis. Mais les conditions aux limites en serrage sont quelque peu différentes. Afin de disposer d'un débit interne important qui permettrait d'observer des phénomènes, le serrage est effectué dans les mêmes conditions que celui du chapitre 2 en bloquant expressément l'extrusion des particules de 3^e corps. En effet, la vitesse des particules lors du serrage est annulée à chaque pas de temps de calcul jusqu'à la fin de la simulation. Les conditions de contact obtenus en fin de serrage sont comparées à celles en début de serrage et sont représentées à la FIG.3.48. Ces conditions de contact en fin de serrage constituent l'état initial pour les sollicitations de petits débattements. Ces petits débattements sont possibles suivant les axes X et Y ; mais ici, nous avons choisi de les simuler suivant Y. Dans ces conditions, les degrés de liberté des deux premiers corps sont bloqués dans les directions X et Z, et sont restés libres suivant Y (cf. FIG.2.17a).

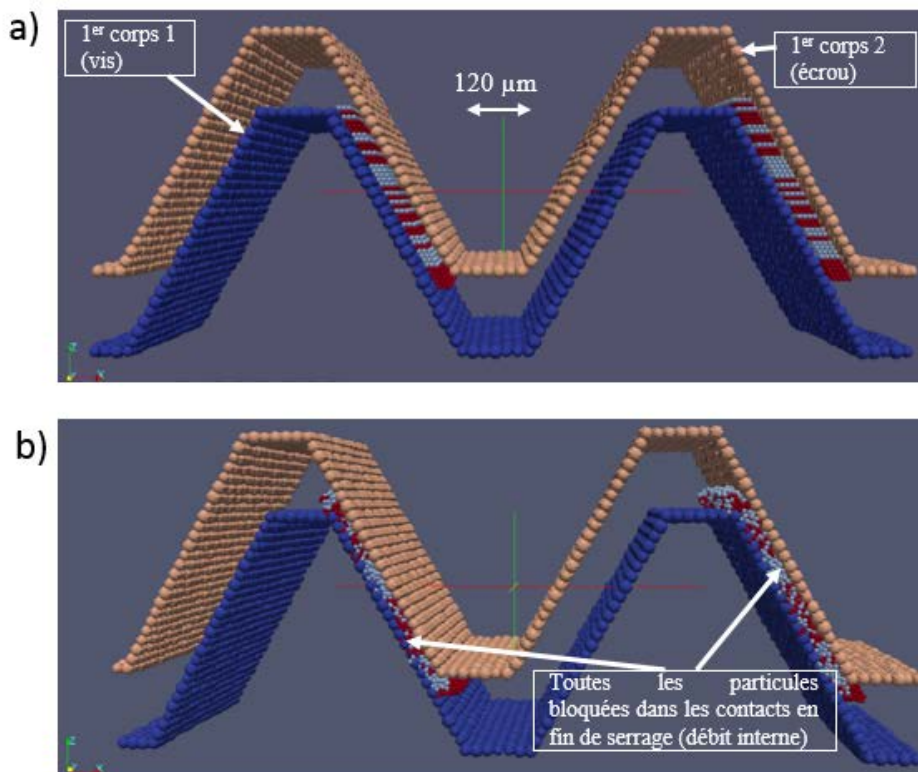


FIGURE 3.48: a) Début de serrage, b) fin de serrage

Dans cet exemple, mis en place pour illustrer le comportement du débit interne du 3^e corps, des déplacements relatifs oscillatoires de $2\mu\text{m}$ d'amplitude sont appliqués aux deux premiers corps, premier corps 1, la vis et premier corps 2, l'écrou, suivant l'axe y, avec une fréquence de 100KHz (cf. FIG.3.49) avec des conditions périodiques suivant le même axe. Dans ce cas, toutes les particules de 3^e corps (débit interne) ont leurs degrés de liberté relâchés. Au bout de 10 cycles de sollicitation, le débit interne de 3^e corps commence par s'extruder des contacts flanc/flanc comme représenté sur la FIG.3.50.

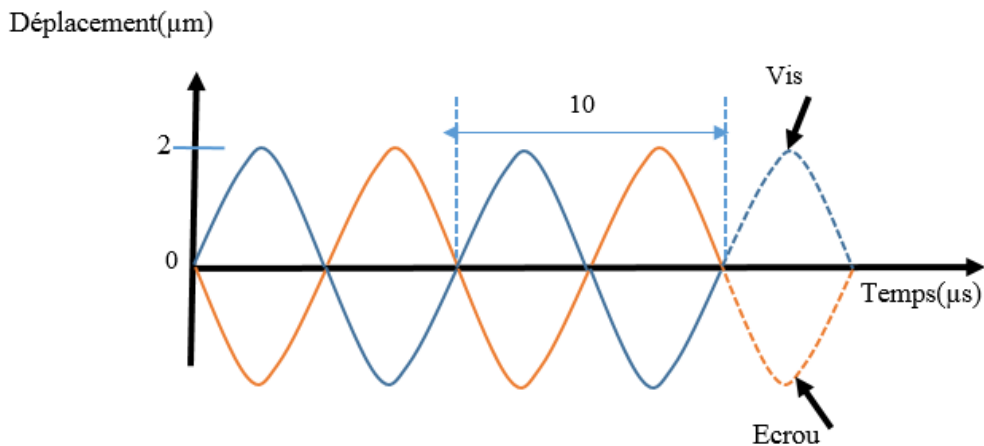


FIGURE 3.49: Déplacements relatifs appliqués en sollicitations de petits débattements

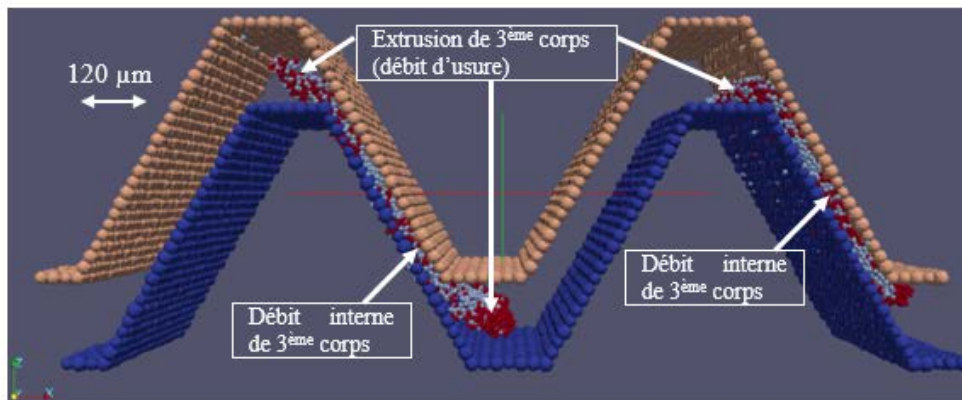


FIGURE 3.50: Conditions de contact en sollicitations de petits débattements

Comme dans le cas de l'étude de la phase serrage, l'influence de la cohésion de 3^e corps sur son aptitude à l'extrusion est étudiée en établissant des cartes de débit interne. Elles ont été tracées et représentées à la FIG.3.51 pour les trois valeurs de

3. Analyse tribologique de la phase de service

cohésion précédemment choisies. Il y apparaît que le débit interne diminue quand la cohésion diminue (cartes pour valeurs de cohésion de $10^{-5}N$ et $10^{-4}N$). En effet, pour une cohésion relativement faible, le 3^e corps s'extrude plus vite des contacts. Le débit d'usure est donc important. Dans le cas où le 3^e corps est suffisamment cohésif, il n'y a quasiment pas d'usure (carte pour une cohésion de $10^{-3}N$). Le 3^e corps a été entièrement contenu dans les contacts flanc/flanc.

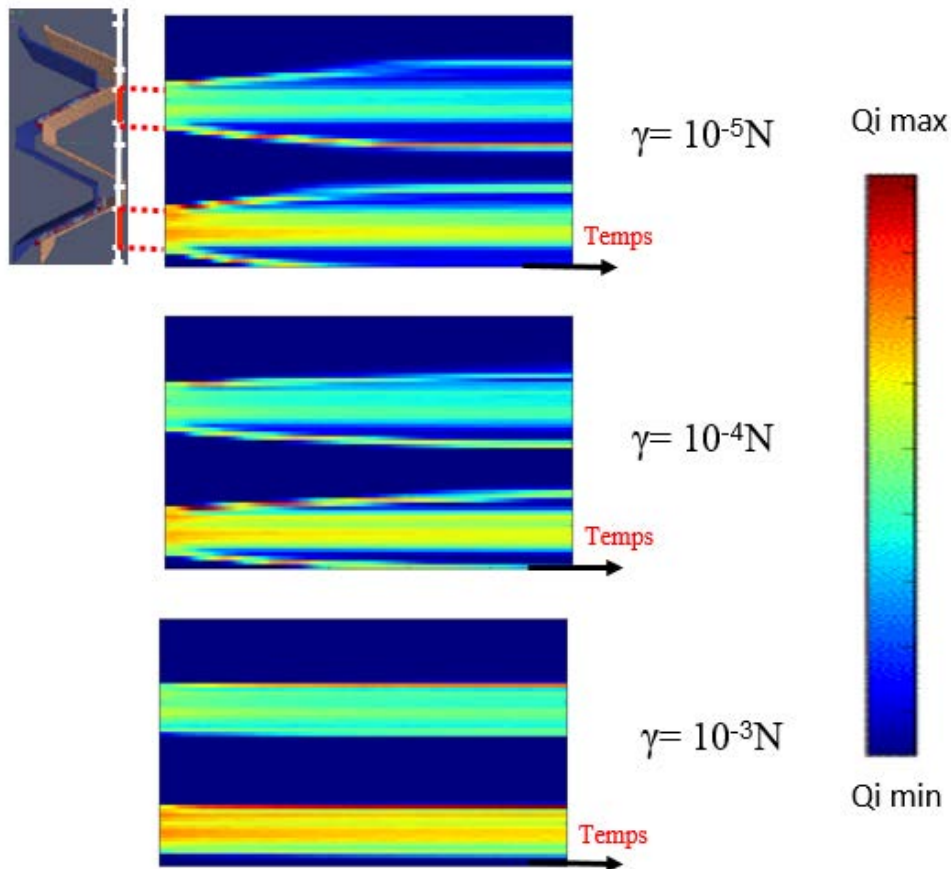


FIGURE 3.51: Evolution du débit interne de troisième corps en fonction du temps pour différentes cohésions

Sous sollicitations, le 3^e corps formé en phase de serrage dans les contacts flanc/flanc de l'interface filets écrou/vis s'extrude s'il n'est pas suffisamment cohésif. Cette cohésion dépend de la morphologie des surfaces en contact et des propriétés cohésives des lubrifiants fluides utilisés.

Conclusion et discussions

Expérimentalement, les techniques de corrélation d'images et l'instrumentation tribologique des essais par la mise en place des pièges à 3^e corps ont été bénéfiques dans l'identification des conditions locales de contact des surfaces d'assemblages en phase de service. Que ce soit sous sollicitations quasi-statique ou dynamique vibratoire, les interfaces "hors filets" ou "autres que filets" (vis/structure, structure/structure, écrou/structure) sont le siège d'instabilités de glissement et de décollement. Ces instabilités entraînent le détachement de particules et la naissance de 3^e corps sous forme d'oxydes. Ces oxydes constituent un surplus de matière dans les différentes interfaces comme représenté sur la FIG.3.52. Selon les conditions de sollicitation et la rhéologie du 3^e corps formé, ce dernier peut rester piégé ou au contraire peut être éjecté des contacts. De ces analyses, deux conclusions peuvent alors se dégager :

- si le 3^e corps reste piégé (débit interne), les interfaces ont alors un surplus de matière. Ceci peut entraîner l'augmentation des contraintes mécaniques dans l'assemblage et l'initialisation de fissurations.
- si le 3^e corps s'éjecte progressivement des interfaces (débit d'usure en phase service), il y a donc une perte de matière des contacts. La perte de matière serait à l'origine des phénomènes de desserrage des assemblages qui furent jusqu'à présent incompris.

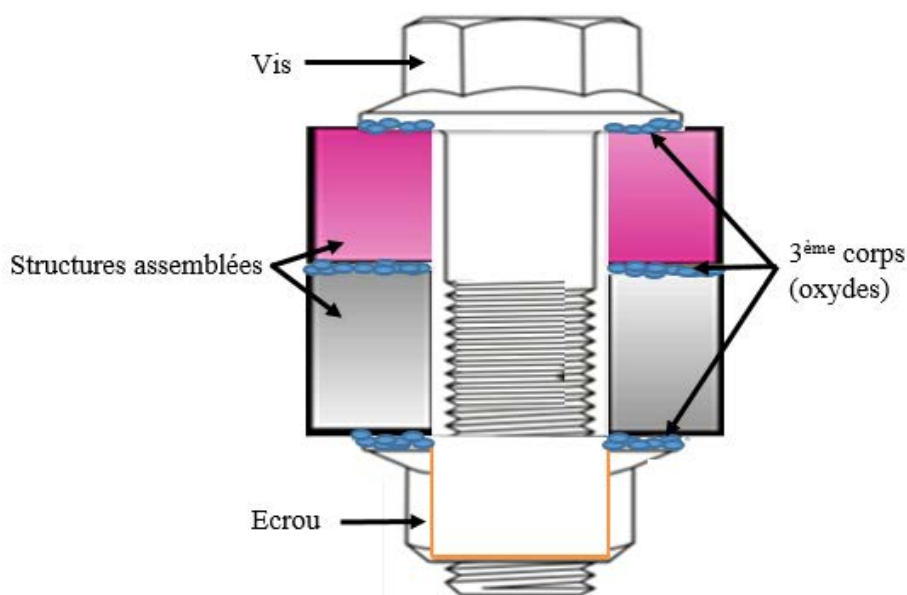


FIGURE 3.52: *Présence de troisième corps aux interfaces "hors filets" d'assemblage boulonné en service*

3. Analyse tribologique de la phase de service

L'interface "filets" écrou/vis est aussi le siège de sollicitations parasites qualifiées de petits débattements. La simulation de ces sollicitations par la DEM a permis de dégager des tendances quant à la durabilité des structures serrées. Il apparaît donc que si le débit interne de 3^e corps n'est pas suffisamment cohésif, il s'extrude plus rapidement des contacts. Or, le rôle principal de ce débit interne de 3^e corps est la transmettre des efforts, donc d'assurer le maintien de la précharge. Son extrusion entraîne la perte de la précharge sans qu'il n'y ait même une quelconque rotation de l'écrou. C'est ce qui caractérise le phénomène de desserrage des assemblages. Ce dernier peut entraîner, à un stade avancé, le phénomène de dévissage qui, se manifeste par la rotation de l'écrou. En effet, il existerait un certain seuil de desserrage auquel correspondrait une valeur limite de la précharge. Dans ces conditions, quand le desserrage est à un stade plus avancé, cette valeur limite de la précharge diminue, laissant la possibilité à l'écrou de bouger. Une fois que l'écrou se met en rotation progressive, la précharge continue par diminuer dans le temps.

Les phénomènes de desserrage et de dévissage sont donc initialisateurs de la perte de la précharge des assemblages boulonnés. Cette perte de la précharge est la forme de défaillance "déclencheur" de la majorité des autres formes de défaillances en service à savoir, la perte d'étanchéité, l'apparition des fissurations, la rupture par fatigue. Ce dernier (rupture par fatigue) a lieu préférentiellement dans les deux zones de la vis, élaborées par opérations tribologiques, les fonds de filets obtenus par roulage et le rayon sous tête, par galetage (cf. annexe A). En effet, ces opérations tribologiques engendrent une variation de la microstructure en sous-surfaces des zones élaborées. La variation de la microstructure à un stade avancé entraîne la formation des couches de Transformations Tribologiques Superficielles (TTS). Ces TTS altèrent les propriétés en fatigue des vis usinées. Dans ces conditions, un serrage excessif (lors de l'opération de serrage) et la perte de la précharge en service peuvent à leur tour renforcer cette altération de propriétés en fatigue, déjà initialisée par les TTS.

Par ailleurs, s'il existe d'une part, des méthodes de freinage (contre-écrou, écrou auto-freiné, rondelles spéciales, etc.) permettant d'empêcher un assemblage de se dévisser, aucune méthode n'existe jusqu'à présent pour faire face au desserrage ; il était d'ailleurs incompris jusqu'à aujourd'hui. L'augmentation des propriétés cohésives du débit interne de 3^e corps à l'interface "filets" écrou/vis serait une alternative pour résoudre le problème.

D'autre part, si l'hypothèse selon laquelle le dévissage serait le résultat du desserrage à un stade avancé, l'utilisation des méthodes de freinage pourrait être optimisée. En effet, ces méthodes de freinage ne font qu'accroître le surdimensionnement déjà pratiqué.

Chapitre 4

Circuits tribologiques et leurs interactions relatives dans le fonctionnement d'un assemblage boulonné

Introduction

Cette étude, abordée suivant les trois phases du cycle de vie des assemblages boulonnés par l'intermédiaire de leurs différentes interfaces, amène à proposer des circuits tribologiques correspondant aux phases de fonctionnement à savoir, le serrage et le service. Ces circuits tribologiques et leurs interactions permettront de comprendre comment fonctionne un assemblage boulonné.

1 Circuits tribologiques d'un assemblage boulonné

Le circuit tribologique est l'ensemble des situations tribologiques susceptibles d'animer un contact, vu sous l'angle du concept de triplet tribologique. Au regard des investigations numériques et expérimentales sur le comportement tribologique des assemblages boulonnés, des circuits tribologiques sont établis en termes de débits de matière lors du serrage et en service.

1.1 Circuit tribologique en phase de serrage

Le circuit tribologique d'un assemblage boulonné en phase de serrage par l'intermédiaire de toutes ses interfaces est présenté comme suit d'après les schémas de la FIG.4.1. Les différents débits qui y figurent sont :

— à l'interface "filets" écrou/vis

4. Circuits tribologiques et leurs interactions relatives dans le fonctionnement d'un assemblage boulonné

- le débit source externe Q_s^{ef} , représente l'alimentation externe en 3^e corps, dit "artificiel". Il constitue le lubrifiant fluide appliqué sur les filets des fixations (vis, écrou) avant le serrage ;
 - le débit d'écoulement plastique Q_p^f , traduit l'écoulement plastique du revêtement appliqué sur les filets des fixations. Plus spécifiquement, sous l'action des sollicitations de serrage (pression, vitesse), les traitements de surface (revêtement) subissent un écoulement plastique qui se matérialise par le détachement des aspérités et des complexes de surface (exemple des rugosités de l'argentage) ;
 - le débit source interne Q_s^{if} , est l'origine de la génération d'un 3^e corps, dit "naturel" et obtenu par la dégradation des surfaces des filets (premiers corps). Ce débit est l'ensemble des particules détachées lors de l'écoulement plastique de revêtement ;
 - au cours du processus de serrage, Q_s^{if} et Q_s^{ef} forment par réactivité une mixture de 3^e corps "sec-solide" ;
 - au fur et à mesure que le serrage continue, une partie de la mixture de 3^e corps s'extrude des contacts flanc/flanc (flancs portants) et s'amasse sur les flancs non portants et dans les fonds de filets. La matière qui est extrudée constitue le débit d'usure en phase de serrage, Q_U^s . Le reste de la matière qui est piégée dans les contacts flanc/flanc en fin de serrage constitue le débit interne de 3^e corps entre filets, Q_I^f .
- aux interfaces "hors filets"
- le débit source externe Q_s^{eh} , désigne l'alimentation externe en 3^e corps artificiel dans les interfaces "hors filets". Les trois interfaces vis/structure, structure/structure et écrou/structure sont d'une manière ou d'une autre alimentées en 3^e corps artificiel avant le serrage ou lors du serrage. En effet, dans certaines applications, la surface sous tête de vis (et)/ou la surface de base de l'écrou (sont)/est lubrifiée(s) tout comme les filets. Lors du positionnement d'un assemblage, le lubrifiant fluide initialement appliqué sur les filets de la vis (Q_s^{ef}) peut transiter à travers l'assemblage et migrer à l'interface structure/structure ; NB : Les débits Q_s^{eh} et Q_s^{ef} ne sont pas toujours présents (cas de non lubrification de la surface sous tête de vis ou de la surface de base de l'écrou et d'un positionnement contrôlé de la vis lors du processus de serrage).
 - le débit d'écoulement plastique Q_p^h , traduit l'écrasement des aspérités et des complexes de surface aux interfaces "hors filets" sous l'effet de la pression de contact due aux sollicitations de serrage ;
 - Q_s^{ih} est le débit source interne de 3^e corps dans les interfaces "hors filets". Il provient des particules détachées par écrasement des aspérités et complexes de surface ;
 - Q_I^h est le débit interne de 3^e corps dans les interfaces "hors filets" en fin de serrage. Il est constitué d'un mélange issu des débits Q_s^{eh} et Q_s^{ih} et/ou des

débits Q_s^{ef} et Q_s^{ih} . En l'absence de Q_s^{eh} et de Q_s^{ef} , c'est Q_s^{ih} seul qui conduit à Q_I^h .

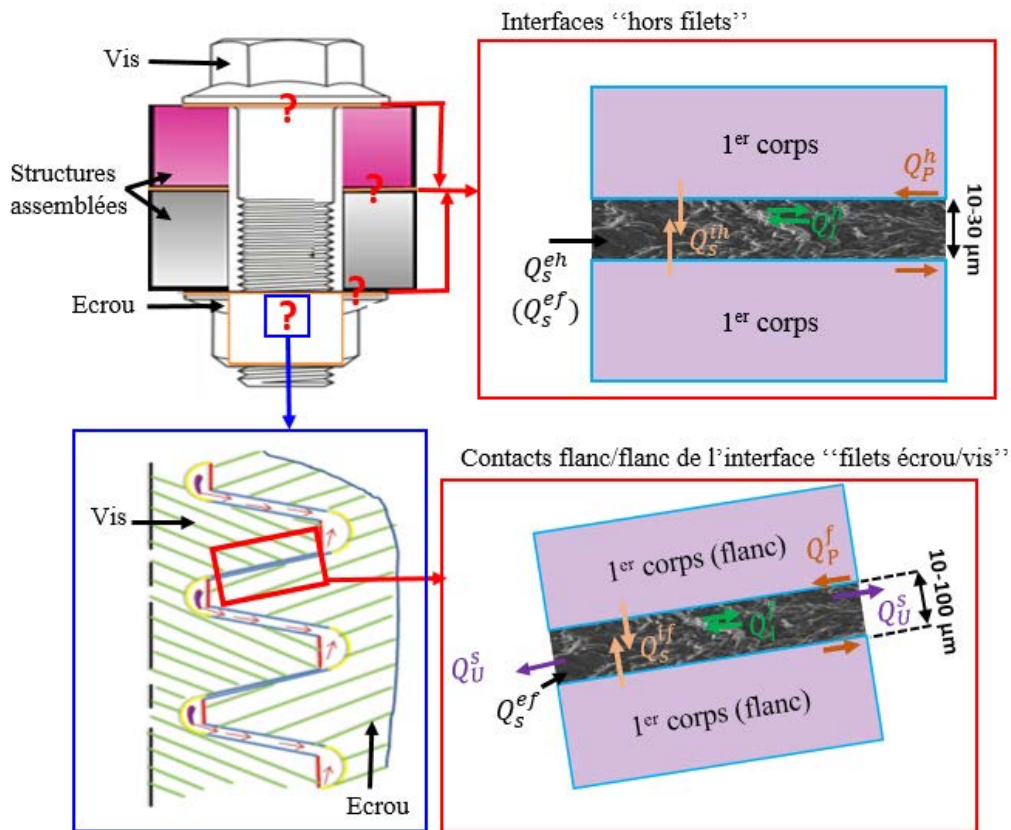


FIGURE 4.1: Circuit tribologique d'un assemblage boulonné en phase de serrage

Il y a lieu de préciser qu'à l'interface "filets" écrou/vis, le débit interne de 3^e corps en fin de serrage, Q_I^f n'est pas uniformément réparti sur tous les filets. Il varie plutôt en fonction de la position des filets, les uns par rapport aux autres. En effet, comme présenté à partir de l'hélicoïde (filet déroulé) de la FIG.4.2, Q_I^f diminue progressivement à partir du premier filet engagé de l'écrou. Ceci s'explique par le fait que les tous premiers filets sont les plus sollicités mécaniquement (force de cisaillement, déformations relatives) et tribologiquement (détachement de particules et leur circulation). Dans ces conditions, ils ont une intensité de tartinage de 3^e corps relativement plus élevée. Cette intensité de tartinage est en effet le degré de perdurance des sollicitations (mécanique et tribologique) de deux pièces en contact, de transport et d'étalement de matière lors de la naissance d'un contact tribologique (contact à trois corps, triplet tribologique).

4. Circuits tribologiques et leurs interactions relatives dans le fonctionnement d'un assemblage boulonné

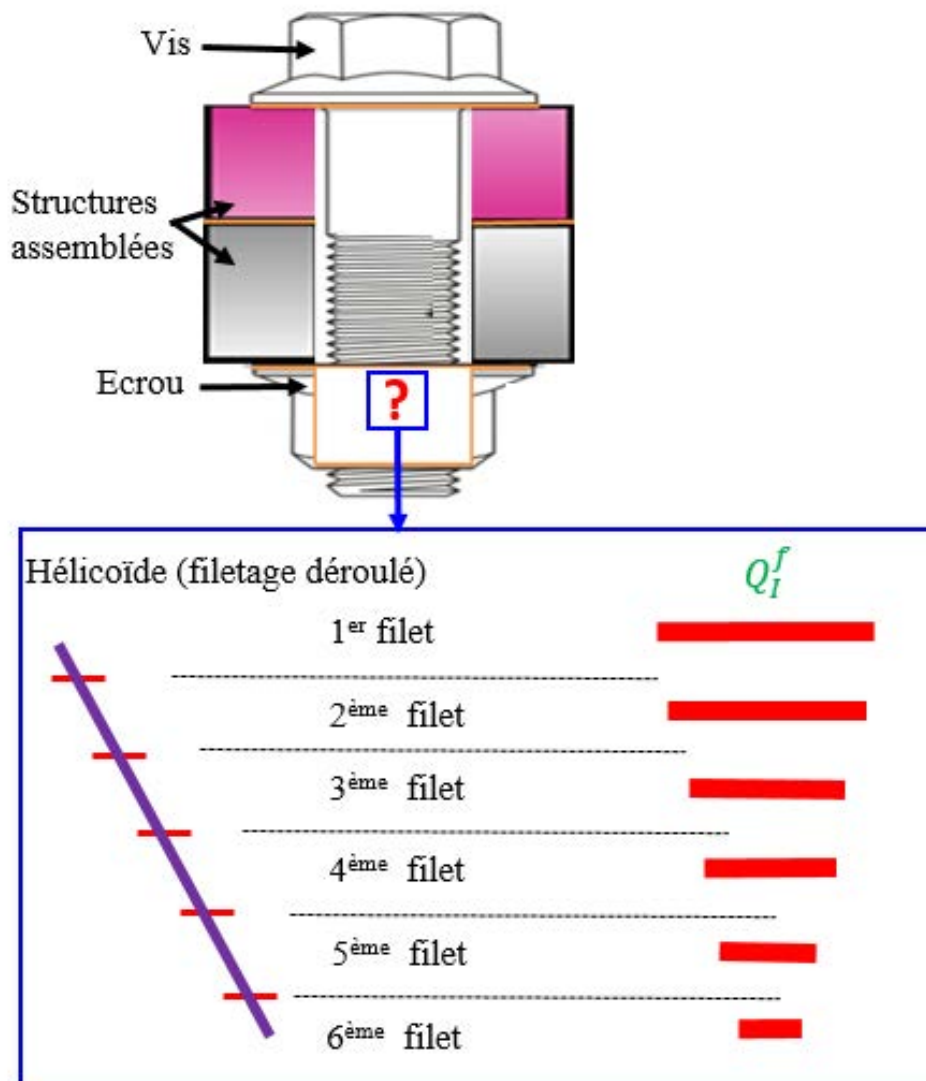


FIGURE 4.2: Répartition du débit interne dans les filets en fonction de leur position les uns par rapport aux autres (phase de serrage)

1.2 Circuit tribologique en phase de service

Pendant la phase de fonctionnement (solllicitations quasi-statique ou vibratoire) d'un assemblage boulonné, le circuit tribologique peut être vu comme suit, d'après les schémas de la FIG.4.3. Les différents débits qui y figurent représentent :

— à l'interface "filets" écrou/vis

- en service, sous l'action des solllicitations de petits débatssements (se produisant généralement entre filets), le débit interne en phase de serrage, Q_I^f s'extrude progressivement des contacts flanc/flanc. La matière extrudée constitue

le débit d'usure entre filets en phase de service, noté Q_U^f ;

- Q_I^{fr} est le débit interne de 3^e corps qui reste dans les contacts flanc/flanc au cours du temps quand Q_I^f est extrudé.

— aux interfaces “hors filets”

- Q_P^{ha} est le débit d'écoulement plastique dans les interfaces “hors filets” en phase de service. En effet, sous l'action des sollicitations, les instabilités de contact de type glissement, décollement ou petits débattements qui s'y produisent accentuent l'écoulement plastique des surfaces en contact. Q_P^{ha} est donc une augmentation du débit Q_P^h (débit d'écoulement plastique en serrage) ;
- Q_P^{ha} augmente à son tour le débit source interne de 3^e corps, Q_s^{ih} par davantage de détachement de particules. Le débit source interne résultant est Q_{sa}^{ih} ;
- la réactivité des particules au sein du débit Q_{sa}^{ih} donne naissance à une mixture de 3^e corps ;
- en présence de l'oxygène de l'air environnant, la mixture de 3^e corps résultant peut s'oxyder pour donner le débit interne aux interfaces “hors filets” en phase de service, Q_I^{ha} ;
- en fonction de la morphologie (continuité, discontinuité, cohésion, etc.) et de la rhéologie de Q_I^{ha} , une partie de ce débit peut s'extruder des contacts. Si c'est le cas, le débit sortant est le débit d'usure en phase de service des interfaces “hors filets” noté Q_U^h . Dans ces conditions, Q_I^{ha} devient Q_{I*}^{ha} .

Les circuits tribologiques à l'interface “filets” écrou/vis et aux interfaces “hors filets” sont établis séparément que ce soit en phase de serrage ou en phase service. Mais, quelle que soit la phase considérée (serrage ou service), les différents débits interagissent simultanément dans les différentes interfaces. Il y a donc une nécessité d'établir des interactions entre les différents circuits afin de relier les comportements locaux (interfaces) au comportement global d'un assemblage.

4. Circuits tribologiques et leurs interactions relatives dans le fonctionnement d'un assemblage boulonné

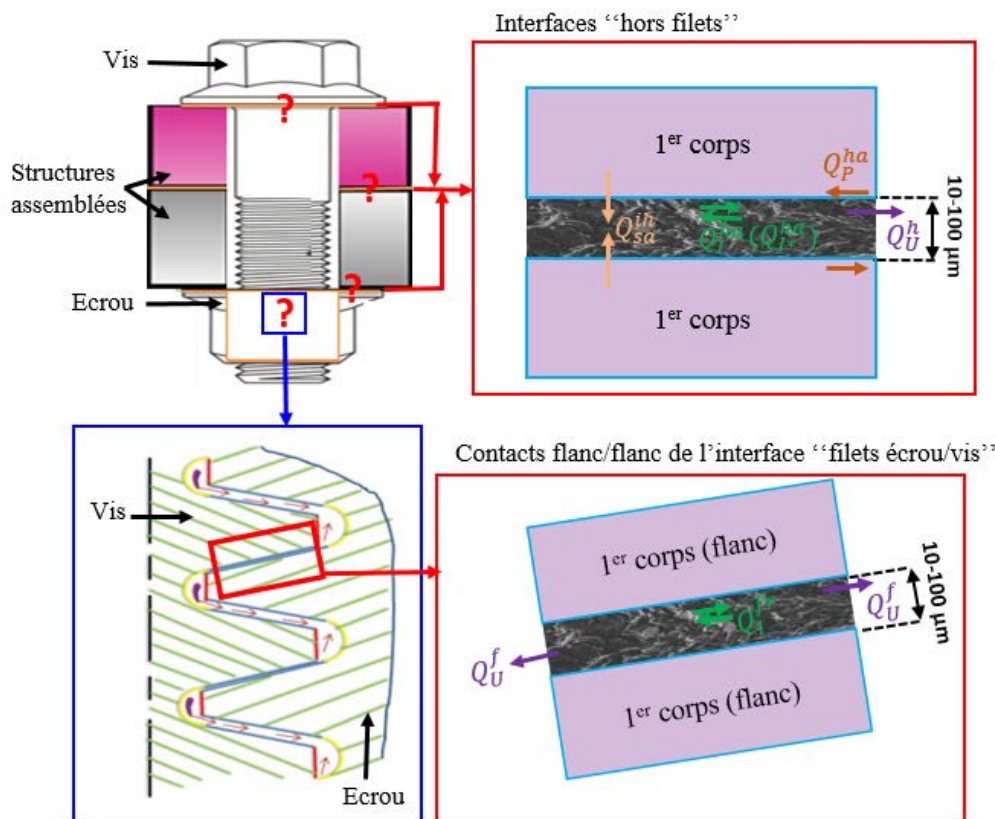


FIGURE 4.3: Circuit tribologique d'un assemblage boulonné en phase de service

2 Interactions entre circuits tribologiques dans un assemblage boulonné

Les interactions entre circuits tribologiques aux interfaces “filets” et “hors filets” sont établies en phase de serrage et en phase de service à partir des diagrammes des figures FIG.4.4 et FIG.4.5. Ces interactions, présentées ci-dessous, permettront de comprendre comment fonctionne un assemblage boulonné.

2.1 Interactions entre circuits tribologiques d'un assemblage boulonné pendant la phase de serrage

Le serrage d'un boulon est une sollicitation à la fois mécanique et tribologique. Aux déformations mécaniques (déformations relatives dues à l'élasticité des pièces) se superposent donc des déformations tribologiques (circuit tribologique). D'après le diagramme de la FIG.4.4, dans l'opération de serrage, les débits sources externes, Q_s^{ef} et Q_s^{eh} sont initialement introduits respectivement dans les interfaces “filets” écrou/vis, vis/structure et/ou écrou/structure. Un outil de serrage (clé dynamométrique, etc.) est ensuite utilisé

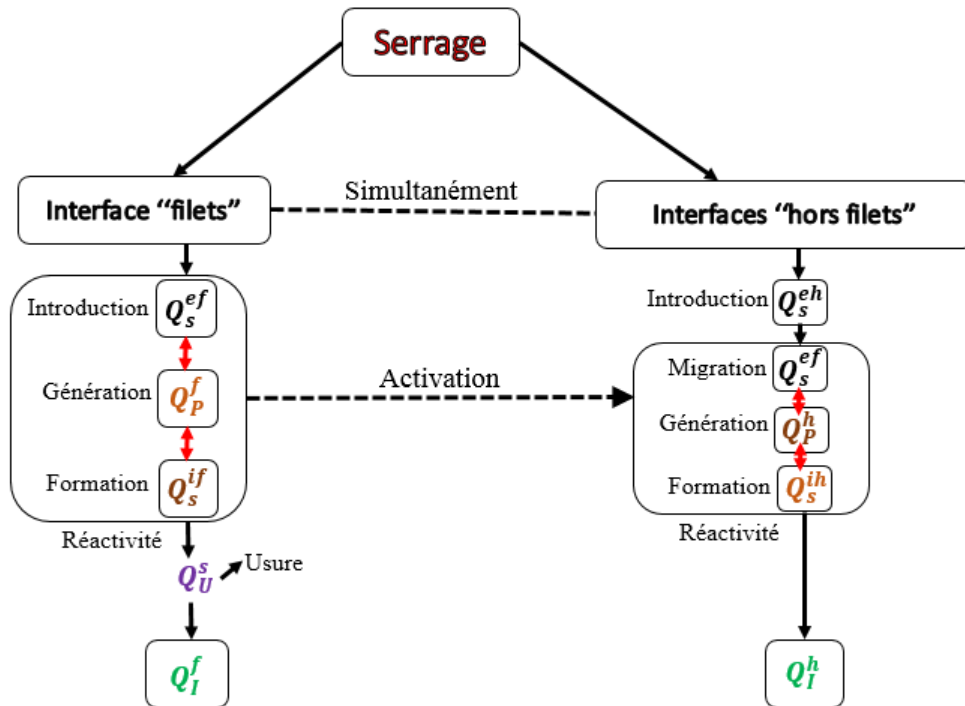


FIGURE 4.4: Diagramme d'interactions entre circuits tribologiques pendant la phase de serrage d'un assemblage boulonné

pour réaliser le serrage soit par l'écrou ou soit par la vis. La force motrice générée par l'outil de serrage est "activatrice" des différents débits du mécanisme par le biais des sollicitations mécaniques suivantes subies par un assemblage boulonné au cours de l'opération de serrage :

- flexion et traction de la vis ;
- compression des filets et cisaillement des flancs ;
- compression des structures assemblées.

En effet, le débit d'écoulement plastique, Q_p^f et le débit source interne entre filets, Q_s^{if} sont générés sous l'effet de la traction de la vis initiant la compression des flancs portants des filets et de la vitesse de serrage. Une mixture de 3^e corps "sec-solide" se forme alors par réactivité des deux débits sources (Q_s^{ef} et Q_s^{if}). La mixture de 3^e corps à l'interface "filets" écrou/vis s'extrude des contacts flanc/flanc au cours de l'opération (débit d'usure, Q_U^s). La quantité de 3^e corps qui reste piégée dans les contacts flanc/flanc en fin de serrage est le débit interne, Q_I^f .

Au cours de cette opération de serrage, les débits Q_p^f et Q_s^{if} entre filets activent les interfaces "hors filets" par compression des structures assemblées et y entraînent la génération des débits Q_s^{ef} , Q_p^h et Q_s^{ih} . Par réactivité (mélange, physico-chimie) des débits

4. Circuits tribologiques et leurs interactions relatives dans le fonctionnement d'un assemblage boulonné

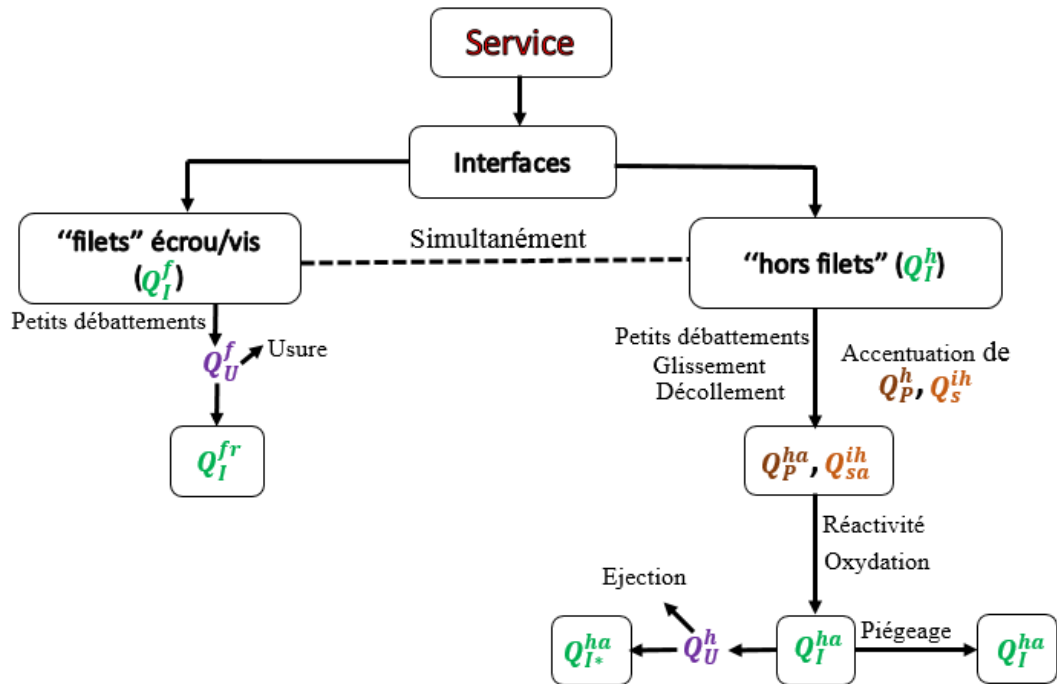


FIGURE 4.5: Diagramme d'interactions entre circuits tribologiques pendant la phase de service d'un assemblage boulonné

Q_s^{eh} , Q_s^{ef} , Q_p^h et Q_s^{ih} , un 3^e corps se forme dans les interfaces “hors filets” (Q_I^h).

Les débits internes Q_I^f et Q_I^h , en fonction de leur épaisseur et de leur cohésion, ont des raideurs qui leur sont propres et qui sont complémentaires à la raideur d'un assemblage boulonné en fin de serrage. Une quelconque modification de ces raideurs de 3^e corps suite à une éventuelle évolution du comportement tribologique des différentes interfaces est susceptible d'influer directement le comportement mécanique de l'assemblage.

2.2 Interactions entre circuits tribologiques d'un assemblage boulonné pendant la phase de service

Les débits interne de 3^e corps, Q_I^f , Q_I^h sont présents dans les interfaces avant la mise en service de l'assemblage boulonné. Une fois en service (solllicitations dynamiques ou quasi-statiques), les interfaces sont le siège d'instabilités de contact de type petits débattements, glissement et décollement. Dans ce cas, ce sont les instabilités de contact qui sont “activatrices” des débits de matière. En effet, les petits débattements à l'interface “filets” écrou/vis entraînent la production de débit d'usure. Le débit Q_I^f devient donc

Q_I^{fr} par perte de matière (Q_U^f) des contacts flanc/flanc. Simultanément, dans les interfaces “hors filets”, les débits Q_P^h et Q_S^{ih} générés lors du serrage s’intensifient sous l’action des instabilités de contact et donnent le débit d’écoulement plastique en service, Q_P^{ha} et le débit source interne Q_{sa}^{ih} par augmentation respective des débits Q_P^h et Q_S^{ih} (détachement de particules en service). La réactivité et l’oxydation des débits Q_P^{ha} et Q_{sa}^{ih} sous l’action des instabilités en service et de la présence de l’oxygène de l’air environnant engendrent le débit interne de 3^e corps, Q_I^{ha} .

Dans ces conditions, le débit Q_I^{ha} est supérieur au débit interne en serrage, Q_I^h , donc d’épaisseur et de raideur relativement supérieures. L’augmentation de raideur de contact dans les interfaces “hors filets” engendre une augmentation des contraintes de traction dans la vis. En conséquence, les contraintes de compression aux contacts flanc/flanc vont aussi augmenter ; ce qui va intensifier le débit d’usure en service dans les filets.

Le débit Q_I^{ha} , en fonction de sa cohésion, peut être piégé ou éjecté des interfaces. Dans le cas de l’éjection, il devient Q_{I*}^{ha} par le biais du débit d’usure “hors filets”, Q_U^h . Deux hypothèses peuvent alors se dégager :

- si le débit d’usure en service, Q_U^h est égal à zéro (piégeage), le débit interne Q_I^{ha} augmente la raideur de l’assemblage par le surplus de volume de matière (augmentation d’épaisseur) au contact.
- si Q_U^h est supérieur à zéro (éjection), Q_{I*}^{ha} modifie aussi la raideur de l’assemblage par perte de matière au contact.

A l’interface “filets” écrou/vis, Q_I^{fr} a une épaisseur inférieure à celle de Q_I^f , donc de raideur relativement inférieure. La raideur de l’assemblage est donc affectée suite à l’extrusion de matière des contacts flanc/flanc lors des sollicitations en service.

Le cas idéal serait d’empêcher d’une part l’extrusion du 3^e corps hors des contacts flanc/flanc, et d’autre part l’augmentation des débits internes de 3^e corps dans les interfaces “hors filets” lors des sollicitations en service.

Sous un autre angle, et dans certaines applications, notamment à fortes sollicitations vibratoires, le débit interne de 3^e corps dans les interfaces “hors filets” peut être une source de dissipation d’énergie mécanique dans les liaisons, donc d’amortissement des vibrations sous certaines conditions (rôle positif). Ces conditions peuvent être liées à l’épaisseur du débit interne de 3^e corps, à sa cohésion et au comportement mécanique des matériaux (élasticité, déformations relatives) des structures assemblées.

De façon général, que ce soit en phase de serrage ou de service, les interactions entre les circuits tribologiques aux interfaces “filets” écrou/vis et “hors filets” peuvent être unifiées en tenant compte de deux paramètres prépondérants : les débits de 3^e corps et leurs épaisseurs respectives, qui sont tous deux dépendants de la cohésion.

2.3 “Unification” des circuits tribologiques d'un assemblage boulonné

Le circuit tribologique unifié d'un assemblage boulonné est établi à partir des différentes interactions pré-établies et est représenté sur le diagramme de la FIG.4.6. Explicitement, un circuit tribologique, C_i activé (par exemple circuit tribologique “filets écrou/vis”) met en jeu une variation de débits, ΔQ_i . Cette variation de débits engendre une variation d'épaisseur de 3^e corps (Δe_i). Un assemblage boulonné étant un système multi-interfaces, Δe_i entraîne à son tour l'activation d'un autre circuit tribologique, C_j (par exemple circuits tribologiques “hors filets”) avec ses variations de débits, ΔQ_j et d'épaisseur, Δe_j . Les variations d'épaisseur de 3^e corps, Δe_i et Δe_j entraînent une variation des forces de contact, ΔF . Ces forces ont une composante tangentielle, ΔF_T et une normale, ΔF_N qui conduisent à un frottement local, μ_{local} relatif à une interface donnée. La composante normale des forces de contact a une variation de raideur de contact, Δk qui lui est propre. La variation positive de cette raideur ($\Delta k(+)$) est susceptible d'entraîner une variation de l'allongement, $\Delta \epsilon$ de la vis. Dans le cas d'une variation négative ($\Delta k(-)$), un jeu, ΔJeu s'initialise.

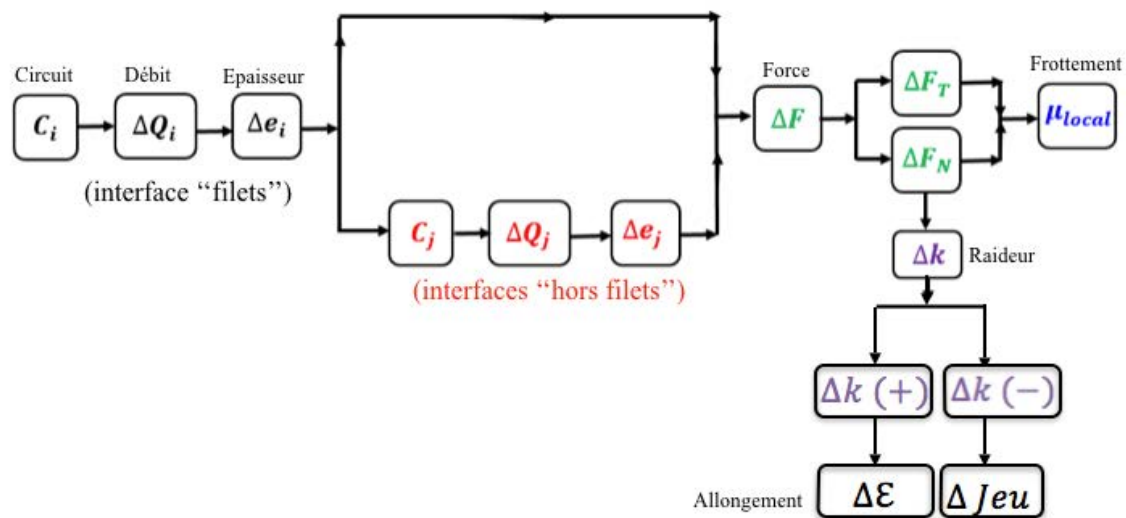


FIGURE 4.6: Diagramme d'unification des circuits tribologiques d'un assemblage boulonné

Le frottement local, μ_{local} est dépendant du comportement tribologique des interfaces d'assemblages. En revanche, la valeur du frottement calculée à partir de mesure de couples (couple cible, couple sous tête de vis, couple entre filets) et de la précharge lors d'une opération de serrage reste trop globale et ne tient pas compte directement de la variation des forces de contact due à la morphologie (continuité, discontinuité, cohésion, etc) du 3^e corps.

Conclusion

A travers les circuits tribologiques et leurs interactions, établis à l'issue des investigations qui ont été menées dans ces travaux, on peut mieux comprendre le fonctionnement d'un assemblage boulonné. Cette compréhension permettra d'optimiser, d'une part, le surdimensionnement depuis la phase de conception. D'autre part, les défaillances d'assemblages pourraient être anticipées lors des phases de fabrication, de montage et de maintenance.

4. Circuits tribologiques et leurs interactions relatives dans le fonctionnement d'un assemblage boulonné

Conclusion générale et perspectives

Conclusion générale

Dans ces travaux de thèse, les assemblages boulonnés sont étudiés par le biais des interfaces de leurs différents composants dans les 3 phases de leur cycle de vie à savoir, la fabrication, le serrage/montage et le service.

En fabrication (cf. annexe A), des expertises métallographiques ont été, dans un premier temps, conduites afin d'étudier l'effet du procédé de roulage des filets de vis, qui est une opération tribologique, sur le comportement microstructural en sous-surfaces et en coeur des vis usinées. Il ressort après expertises, l'apparition d'une variation de la microstructure du matériau, du coeur des vis vers les sous-surfaces. Cette variation de microstructure est un affinement des grains du matériau au niveau des fonds et flancs de filets, créant ainsi des couches de TTS. Ces dernières altèrent les propriétés en fatigue des matériaux. D'un point de vue principe, le roulage et le galetage sont similaires (opérations par déformation plastique). Si le roulage affecte la durée de vie des vis, le galetage également, d'autant plus que la rupture des assemblages boulonnés s'opère généralement en fonds de filets (zones roulées) et sous tête de vis (zone galetée).

Dans un second temps, des micrographies des surfaces de filets de vis et d'écrous, nues ou revêtues après roulage, ont été réalisées. Ces micrographies montrent la morphologie des surfaces (état de surface) après élaboration. En effet, il y figure des particules préformées (dues au roulage), des débris d'argent (dus au procédé de dépôt du revêtement d'argent) et des rugosités de l'argentage. Cette morphologie des surfaces a servi de traceurs de conditions de contact (état initial) dans la phase de serrage.

En serrage, expérimentalement, un système de bridage a été mis au point pour permettre de démonter un assemblage serré sans toutefois le desserrer. En effet, après serrage, le démontage est réalisé par découpes pour ne pas perturber les interfaces lors du desserrage. Les expertises tribologiques de l'interface "filets" écrou/vis de deux types de boulons ont montré la formation d'une mixture de 3^e corps "sec-solide" au cours du processus de serrage. Cette mixture, dans les contacts flanc/flanc est le débit interne de 3^e corps en fin de serrage. Il a été constaté que la quantité de ce débit interne varie selon la position des filets, les uns par rapport aux autres.

Numériquement, l'interface "filets" écrou/vis a été modélisée d'une part, en utilisant

la Méthode des Eléments Discrets (DEM) afin d'étudier les effets de la rhéologie du débit interne de 3^e corps sur l'efficacité et l'optimisation du serrage. Les résultats ont montré que de grandes valeurs de cohésion minimisent la valeur du frottement lors du processus ; ce qui maximise la précharge et par conséquent le couple de serrage est minimisé. Dans les mêmes conditions (grandes cohésions), le débit interne en fin de serrage est relativement élevé. D'autre part, les interfaces "hors filets" modélisées en utilisant la Méthode des Eléments Finis, montrent que les contraintes mécaniques générées lors du serrage sont localisées dans les zones d'influence des boulons.

En service, plusieurs cas-tests d'assemblages boulonnés ont été testés expérimentalement suivant deux types de sollicitations, vibratoires et quasi-statiques. Avant essais, des traceurs de conditions de contact (stries par une pointe à tracer, moulage de profil) ont été mis en place sur les surfaces à caractériser. Les expertises tribologiques après essais et ouverture des interfaces par découpes, ont été couplées in situ aux mesures de champ de déplacement/déformation par corrélation d'images numériques. Ce couplage a montré que les interfaces "hors filets" sont le siège d'instabilités de contact de type glissement, décollement et petits débattements, engendrant un débit interne de 3^e corps oxydé (surplus de matière aux interfaces). Sous certaines conditions telles que l'élasticité et les déformations relatives des structures, la rhéologie et l'épaisseur de 3^e corps, ce débit interne peut être dissipateur d'énergie mécanique dans des structures sollicitées en dynamique. Dans certains cas, ce débit de 3^e corps, ayant une raideur qui lui est propre, peut conduire à une augmentation des contraintes mécaniques dans les assemblages, entraînant l'initialisation des fissurations, etc. Dans ce cas (augmentation des contraintes), une re-conception des structures est envisageable.

Numériquement, les sollicitations de petits débattements qui ont généralement lieu dans les filets ont été simulées en reprenant le modèle DEM précédemment développé. Il a été constaté que le débit interne de 3^e corps en fin de serrage est extrudé des contacts flanc/flanc s'il n'est pas suffisamment cohésif, initialisant la perte de la précharge.

Le modèle DEM développé constitue un premier pas dans la modélisation phénoménologique locale des assemblages boulonnés pour la compréhension de leur fonctionnement.

Bref, à partir d'un boulon usiné suivant différentes opérations tribologiques (roulage, galéage, revêtement, etc.), des interfaces sont créées en serrant deux pièces (essai couple-tension). Chaque interface correspond à un triplet tribologique qui met en jeu un circuit tribologique relatif aux phénomènes de frottement et de génération de débits de 3^e corps. Ces différentes caractéristiques telles que le frottement, la rhéologie du 3^e corps, etc., conditionnent les problématiques récurrentes auxquelles sont confrontés les assemblages boulonnés (incertitude de la précharge, desserrage, dévissage, fissuration, etc.).

Grâce à la démarche d'analyse tribologique adoptée dans ces travaux, l'on comprend mieux comment fonctionne les assemblages boulonnés. Mais, bien que la tribologie a permis d'éclairer ces assemblages, longtemps considérés comme une boîte noire, force est de constater que la tribologie est elle-même une boîte noire. En effet, la tribologie

est indissociable des autres sciences telles que la mécanique, la thermique, la physico-chimie, la thermodynamique, etc. Ce qui laisse d'autres questions en suspens et certaines hypothèses à vérifier.

Perspectives

Bien que ces travaux apportent de nouveaux éléments dans la compréhension de la "vie" des assemblages boulonnés, d'autres défis restent encore à relever notamment concernant les 3 phases de cycle de vie.

En fabrication, une étude à part entière de l'effet du roulage et du galetage des vis sur leur comportement microstructural s'avère nécessaire. Pour ce faire, des expertises métallographiques des vis usinées dans de différentes conditions de lubrification et de refroidissement devraient être conduites. L'objectif est de contrôler l'augmentation de la densité de dislocation des matériaux en sous-surface des vis au cours de ces opérations de roulage et de galetage. Ceci permettrait d'optimiser l'affinement des grains en sous-surface, engendrant la formation des TTS. Par ailleurs, l'adhésion de revêtement aux couches de TTS est aussi un problème posé.

En serrage, la formation de la mixture de 3^e corps "sec-solide" n'est pas totalement comprise. Nous avons émis une hypothèse selon laquelle l'assèchement de la mixture serait dû au fait que les particules détachées, par réactivité au frottement, auraient pompé par capillarité l'huile de base de la graisse de serrage. La vérification de cette hypothèse nécessite de réaliser des essais de serrage complémentaires. Par exemple, on peut effectuer des essais à couples interrompus et des expertises relatives aux couples choisis.

Une fois que la formation de la mixture est bien comprise, il serait intéressant de pouvoir mesurer sa cohésion et sa raideur afin de pouvoir les optimiser pour accroître la durabilité des assemblages boulonnés.

La mesure de la cohésion pourrait être faite en utilisant par exemple la microscopie à force atomique ou une méthode dérivée. Dans ces conditions, plusieurs lubrifiants fluides peuvent être testés et les propriétés cohésives de la mixture de 3^e corps pourraient être optimisées en fonction des additifs de ces lubrifiants et de la morphologie des surfaces sur lesquelles ils sont appliqués.

La mesure de la raideur du 3^e corps peut être réalisée à partir de deux types de montage d'assemblages. Dans un premier temps, un assemblage boulonné est serré par frottement (clé dynamométrique par exemple). Dans ces conditions, un débit interne de 3^e corps est présent dans les contacts flanc/flanc des filets. Dans un second temps, un autre assemblage est serré sans frottement (méthode de tendeurs hydrauliques par exemple). Dans ce dernier cas, il n'y a aucune dégradation des surfaces ; par conséquent, pas de débit interne de 3^e corps dans les filets. Dans les deux types de montage, la raideur de l'assemblage est mesurée expérimentalement et la différence de raideur constituerait la raideur du débit interne de 3^e corps.

En service, la présence du 3^e corps oxydé dans les interfaces “hors filets” peut être avantageux (dissipation d’énergie mécanique) ou néfaste (augmentation des contraintes mécaniques) au comportement mécanique des assemblages.

Pour le côté positif, il serait intéressant de quantifier la dissipation d’énergie propre au 3^e corps afin de pouvoir l’optimiser. Pour ce faire, l’énergie mécanique dissipée dans les contacts d’assemblages peut être évaluée en présence et non de 3^e corps. La différence d’énergie constituerait celle liée à la présence de 3^e corps.

Pour le côté négatif, une re-conception des structures est envisageable, notamment au niveau des interfaces. On peut par exemple mettre en place une gorge de décharge au niveau de l’interface structure/structure (cf. FIG.4.7). En effet, la gorge de décharge constitue une suppression du contact dans la zone d’influence du boulon. Elle peut être réalisée sur une des deux structures assemblées (mono-gorge), voire sur les deux (double gorge). Dans ces conditions, il convient de vérifier le niveau de déformation relative des composants de l’assemblage en présence et non des gorges de décharges en passant par une modélisation FEM. En fonction de la localisation des instabilités de contact, ces gorges peuvent prendre d’autres formes et peuvent aussi se localiser à d’autres endroits de l’interface structure/structure, autres que ceux de la FIG.4.7.

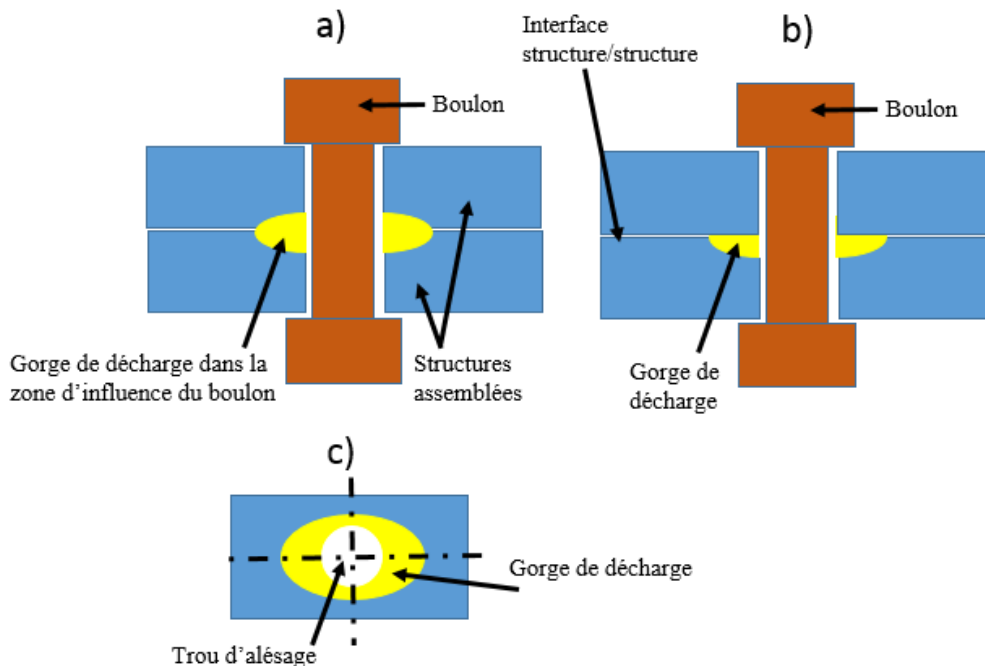


FIGURE 4.7: Gorge de décharge à l’interface structure/structure d’un assemblage boulonné, a) double gorge, b) mono-gorge, c) vue de dessus

Annexe A : Analyse tribologique de la phase de fabrication des boulons

Introduction

Dans cette partie des travaux, un état de l'art a été dans un premier temps effectué sur les différents procédés d'usinage des boulons aérospatiaux. Plus spécifiquement, cet état de l'art concerne les opérations d'usinage par déformation plastique (roulage de vis, etc.), par enlèvement de matière (taroudage d'écrou) et les différents traitements de surface (revêtements). Des expertises métallographiques et tribologiques ont été ensuite conduites sur des boulons usinés, le but est d'identifier l'effet de ces procédés d'usinage sur le comportement tribologique et la durabilité des assemblages boulonnés.

Etat de l'art des techniques de fabrication des boulons

De façon générale, la fabrication des boulons fait intervenir trois grandes étapes :

- les traitements thermiques (trempe, revenu, recuit, etc.) ;
- l'usinage (forgeage, galetage, roulage, tournage, etc.) ;
- les traitements de surface (revêtements, etc.).

Parmi ces différentes étapes de fabrication, seules les opérations tribologiques à savoir, l'usinage et les traitements de surface sont abordés dans cette étude.

Usinage des boulons

Les fixations (vis et écrous) métalliques sont obtenues suivant deux procédés :

- l'usinage par enlèvement de matière :

Le métal est coupé, en plusieurs passes successives, par un outil ayant une dureté plus élevée. Le profil du filetage est donné par la forme de l'outil de coupe et son pas est obtenu en synchronisant l'avance du porte-outil sur la rotation de la pièce usinée (sur un tour, rapport d'engrenage entre vis mère et rotation du mandrin). Les pièces usinées par ce procédé ont l'avantage de présenter un état de surface précis, mais l'inconvénient est que l'outil coupe les fibres du métal ;

— l'usinage par déformation plastique :

Ce procédé (à froid ou à chaud) consiste à reproduire le profil d'un outillage (molettes par exemple, ayant pour forme la contrepartie du filetage recherché) sur une pièce à usiner. Les molettes sont pressées de part et d'autre de la pièce à usiner, entraînées par ce dernier, et viennent progressivement lui donner leur empreinte jusqu'à l'obtention de la forme finale. En sollicitant le matériau au-delà de sa limite d'élasticité, la pièce se déforme en conservant sa microstructure. Par ce procédé, les fibres du métal sont déplacées et non coupées comme elles le sont en filetage par enlèvement de matière.

Compte tenu des exigences dans l'aéronautique (obtention d'assemblages durables), les vis sont obtenues par déformation plastique. De ce fait, le "fibrage" de la matière est conservé et renforcé, ce qui confère aux vis une meilleure résistance mécanique et apparemment une tenue améliorée à la fatigue ainsi qu'à l'usure.

Usinage des vis

Quel que soit le diamètre ou le nombre de pièces à réaliser (petite série, moyenne série, etc.), la gamme typique d'usinage des vis est présentée comme suit (cf. FIG.4.8) :

- forgeage ou matriçage de tête de vis à partir d'un lopin ;
- traitement thermique ;
- usinages divers (rectification, chanfreinage, etc.) ;
- roulage des filets ;
- galetage sous tête ;
- traitement de surface.

Parmi les procédés d'usinage de la gamme de fabrication, les opérations spécifiques à la visserie sont le forgeage ou matriçage, le roulage et le galetage.

Forgeage ou matriçage : il s'agit d'une opération de forgeage en matrice fermée au cours de laquelle le métal est entièrement refoulé dans l'outil (cf. FIG.4.9 a). Lorsque le refoulement est trop important par rapport au diamètre du lopin, l'opération peut être réalisée en plusieurs étapes (cf. FIG.4.9 b).

Réalisée à température ambiante ou après préchauffe, l'opération de forgeage a pour but de conférer aux vis une résistance améliorée notamment en fatigue par corroyage et orientation des grains. L'analyse macrographique de la FIG.4.10 montre l'écoulement du métal qui se matérialise par un fibrage.

Roulage des filets de vis : tout comme le forgeage, le roulage des filets de vis a pour but d'augmenter la résistance mécanique en fatigue du filetage, en renforçant le fond de filet où se concentrent les contraintes en service.

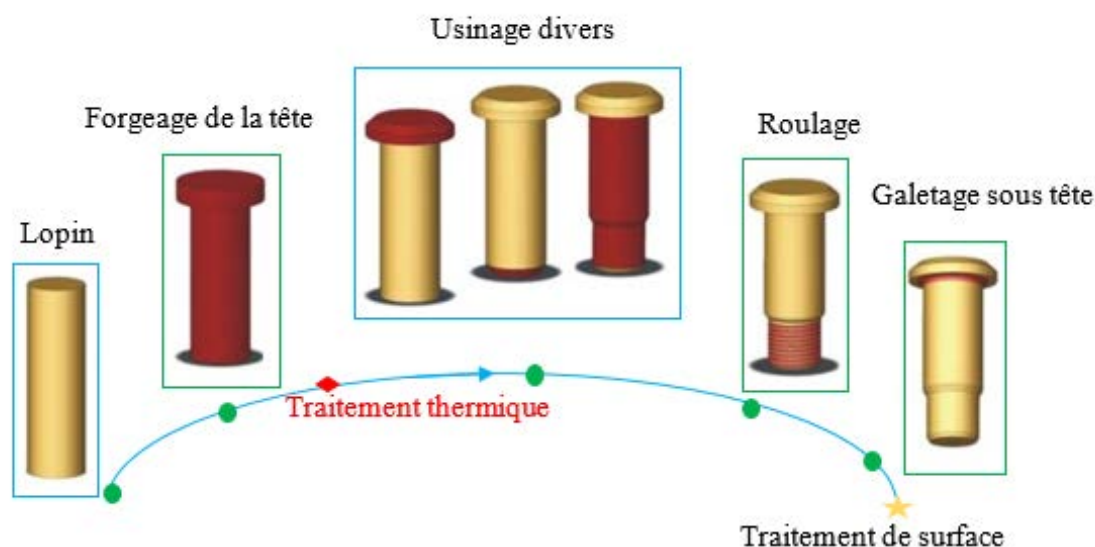


FIGURE 4.8: Gamme de fabrication des vis [AER]

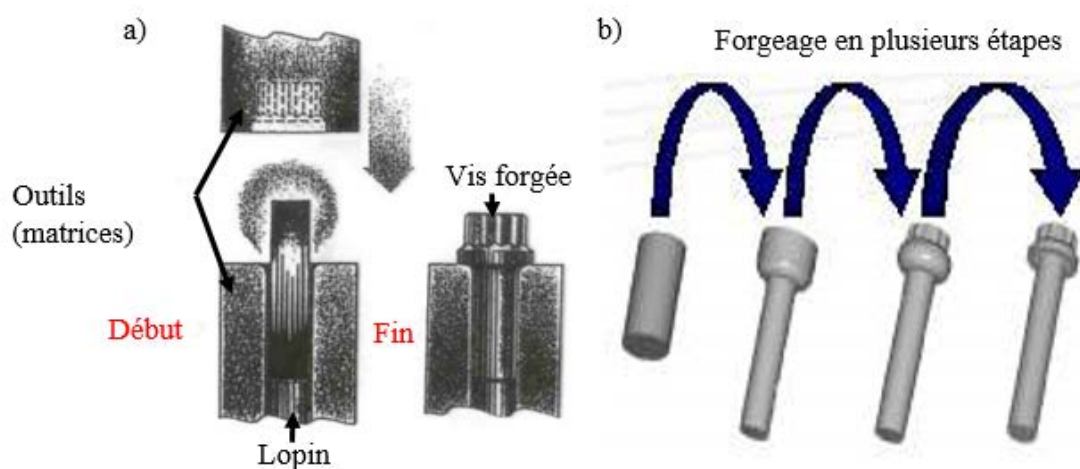


FIGURE 4.9: Principe de forgeage des vis [AER]

Le filetage est “laminé” au moyen de deux molettes entre lesquels on fait passer la pièce (cf. FIG.4.11 a). Ceci se traduit par un corroyage et une orientation des grains du matériau (cf. FIG.4.11 b). Cette opération provoque un durcissement des grains par écrouissage et une mise en état de contraintes de compression superficielles du fond de filet. Selon les matériaux, le roulage est réalisé à froid ou après préchauffe locale de la zone à fileter afin d’abaisser la résistance à la déformation.

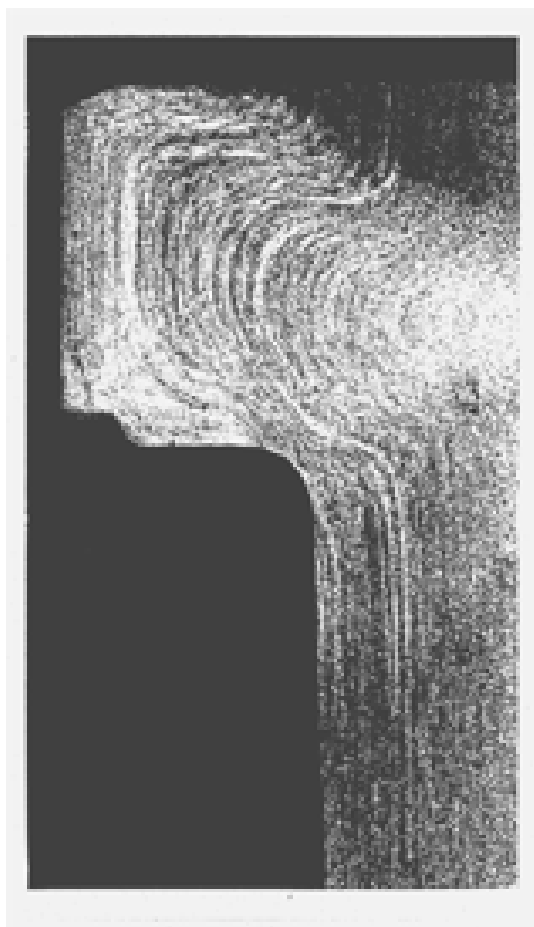


FIGURE 4.10: *Fibrage dans une tête de vis [AER]*

Galetage sous tête de vis : tout comme le fond de filets de vis, tout changement brutal de section constitue une zone préférentielle de rupture en raison des concentrations de contraintes en service. Ceci est également valable pour le congé de raccordement tête-fût de vis. Le rayon sous tête doit donc être maximisé (dans la limite des contraintes résiduelles de fabrication) afin d'obtenir une meilleure résistance en fatigue. A cet effet, ce rayon sous tête qui reste un point faible est, à priori, renforcé par une opération dite de "galetage" (cf. FIG.4.12). C'est un écrouissage superficiel réalisé par molettes ou d'autres outils spécifiques. Il permet d'éliminer les traces résiduelles d'usinage, et de créer des contraintes superficielles de compression qui s'opposeraient à l'initiation de fissures de fatigue.

Contrairement aux vis obtenues par déformation plastique, les écrous sont réalisés par enlèvement de matière (par taraudage).

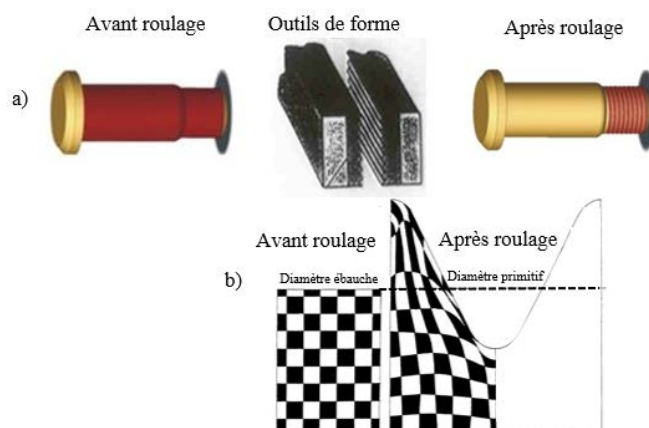


FIGURE 4.11: Principe de roulage [AER]

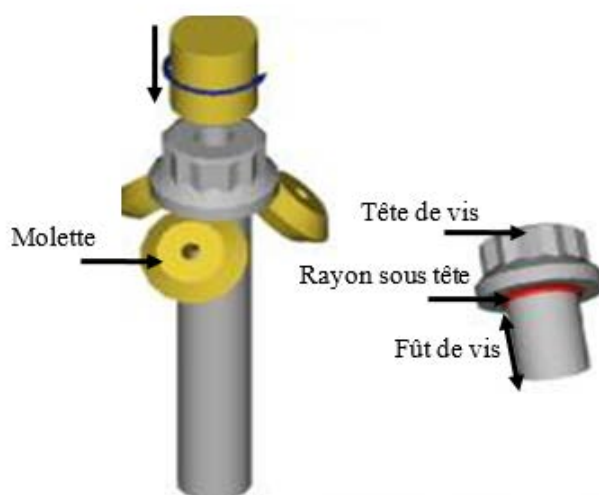


FIGURE 4.12: Principe de galetage [AER]

Usinage des écrous

De façon classique, la FIG.4.13 résume la gamme de fabrication des écrous, faisant intervenir différentes opérations :

- usinages divers (alésage, chanfreinage, etc.) à partir d'un lopin ;
- taraudage ;
- déformation locale pour le freinage des filets ;
- traitement thermique ;
- traitement de surface.

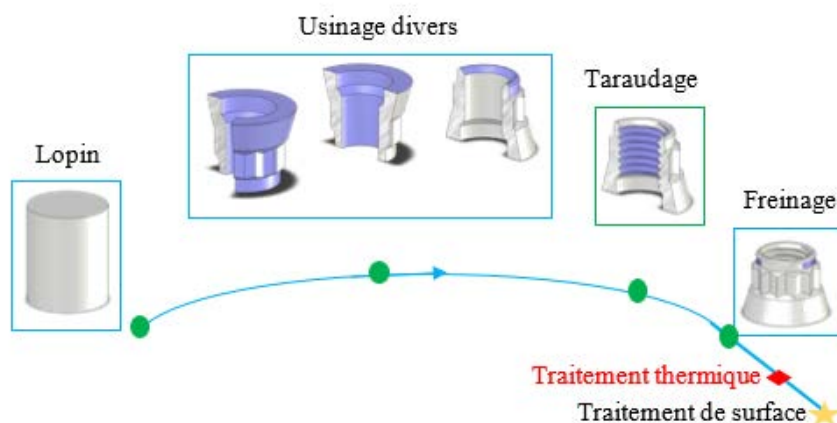


FIGURE 4.13: Gamme de fabrication des écrous [AER]

Contrairement à la visserie, le taraudage des écrous peut être réalisé avant ou après traitement thermique. Dans l'ingénierie aéronautique, les écrous sont généralement auto-freinés, c'est-à-dire qu'ils sont dotés d'un dispositif de freinage par frottement contrôlé sur le filetage de la vis. Le plus fréquemment, le freinage consiste en une déformation locale contrôlée de la paroi de l'écrou (cf. FIG.4.13).

Le couple de freinage des écrous est fonction de l'état de surface du taraudage, de la localisation des zones de déformation, de la rigidité et de l'élasticité résiduelle de leurs parois. Cette opération délicate impose aussi de maîtriser les coefficients de frottement par le biais des traitements de surface appropriés.

Traitements de surface

En traitement de surface, des revêtements sont généralement appliqués sur les fixations pour diverses fonctions :

- prévenir le grippage des contacts ;
- assurer la protection contre la corrosion des boulons eux-mêmes et/ou des structures assemblées ;
- réduire les frottements au montage ;
- assurer une relation stable et contrôlée entre le couple de serrage et la tension installée.

Dans la boulonnerie, il existe différents moyens et natures de revêtement relatifs aux applications spécifiques. Ci-après, sont décrits de façon non exhaustive les principaux types de revêtement en fonction de leur nature et de leur moyen d'application qui sont couramment utilisés dans le cadre des fixations (vis, boulon) aéronautiques.

Dépôts électrolytiques

On distingue essentiellement trois types de revêtement électrolytique dans l'ingénierie aéronautique : le cadmium (Cd), le zinc-nickel (Zn/Ni) et l'argentage (Ag).

Excepté l'argentage, ces revêtements sont principalement utilisés pour la protection contre la corrosion de la boulonnerie en aciers faiblement alliés. Le cadmiage électrolytique a été le revêtement le plus utilisé et reste encore la protection la plus performante d'un point de vue technique. Cependant son remplacement devient nécessaire pour des raisons de santé et de mise en conformité aux nouvelles réglementations environnementales telles que REACH (Registration, Evaluation, Authorization and restriction of CHemicals), compte tenu de l'utilisation de chrome hexavalent, notamment.

La solution de remplacement du cadmiage la plus mature et aujourd'hui appliquée industriellement est le revêtement électrolytique co-déposé de type zinc-nickel (12-15% de Nickel). Les performances de ce revêtement approchent celles du cadmium mais au prix d'un procédé de fabrication plus complexe à maîtriser (contrôle des bains de co-déposition) et de l'application d'une couche supplémentaire, permettant d'obtenir des coefficients de frottement faibles (FOM : Finitions Organo-Minérales).

Outre la maîtrise de l'épaisseur et de l'adhésion, le problème majeur des revêtements électrolytiques sur les aciers reste le risque de fragilisation par l'hydrogène. Ce risque augmente avec le niveau de résistance de l'acier et le niveau de contrainte en service.

L'argentage, quant à lui, est utilisé sur des fixations en acier inoxydable ou en superalliage à base de nickel. Il est particulièrement utilisé pour ses bonnes propriétés à haute température notamment l'anti-grippage à chaud. Il est un compromis pour remplacer le cadmiage.

Traitements de conversion chimique

Ces traitements ont pour but de renforcer la couche d'oxyde protecteur naturellement présente à la surface d'une pièce ; on parle de conversion chimique. Il en existe deux types et sont généralement appliqués sur des matériaux ayant déjà une très bonne résistance à la corrosion : la passivation et l'anodisation ou l'oxydation anodique (procédé électrolytique).

Le premier type de traitement est généralement appliqué sur les aciers inoxydables ou superalliages base nickel par formation d'une très fine couche d'oxyde de chrome (1 à 100 nm). Quant au second, il est appliqué sur le titane par formation d'une très fine couche d'oxyde de titane d'environ 100 nm d'épaisseur et sur les alliages d'aluminium par formation d'une couche d'oxyde d'aluminium de 5 à 10 μm d'épaisseur.

Cependant, la passivation des aciers inoxydables et l'oxydation anodique du titane ou des alliages d'aluminium ne permettent pas d'obtenir de bonnes propriétés en frottement, ce qui nécessite généralement l'utilisation d'une lubrification supplémentaire (alcool cétylique ou vernis de glissement au bisulfure de molybdène MoS_2).

Vernis de glissement

Ils sont utilisés sur les structures pour assurer une bonne maîtrise de la relation couple / tension et éviter les risques de grippage, mais ils ne constituent pas une barrière anti-corrosion. De nombreuses formulations de vernis de glissement ont été développées et reposent sur 3 composants :

- un liant principal organique (résine phénolique, époxydique, acrylique, polyimide, cellulosique, etc.) ou inorganique (phosphate, silicate, titanate) ;
- un ou plusieurs pigments ou charges, notamment inhibiteurs de corrosion ;
- un ou plusieurs lubrifiants solides MoS₂, graphite, polytétrafluoroéthylène (PTFE), sous forme de poudre dispensée de liant.

Les caractéristiques du frottement sont liées à la nature du lubrifiant solide utilisé. Le liant et certains pigments ou charges, déterminent quant à eux le comportement en résistance à l'usure, à l'humidité, etc. D'autres types de traitement de surface sont aussi pratiqués dans l'aéronautique, à savoir les dépôts sous vide de l'aluminium et du cadmium ou encore les revêtements alumino-organiques, etc.

Quelle que soit l'opération d'usinage (déformation plastique ou enlèvement de matière) et le type de traitement de surface réalisé sur les boulons, la phase de fabrication est déterminante dans la vie des assemblages boulonnés. Un boulon mal fabriqué (usiné), souvent par ignorance, a peu de chance de franchir la phase de serrage (montage), encore moins la phase de service. A cet effet, nous allons aborder d'une part, l'influence du procédé de roulage des vis sur leur intégrité microstructurale à partir des expertises métallographiques (analyse volumique). D'autre part, des expertises tribologiques (analyse surfacique) vont être conduites sur des vis et écrous avec ou sans argentage afin d'analyser la morphologie de leurs surfaces.

Expertises métallographiques et tribologiques des boulons après fabrication

Comme colorié en vert dans le TAB.4.1, l'étude dans cette partie porte sur l'interface filets écrou/vis (*Int*₄). Elle comporte les boulons des cas-tests "carters" et "roue".

Expertises métallographiques

Dans un système vis-écrou, le boulon est conçu de manière à ce que ce soit la vis qui casse. A cet effet, les expertises métallographiques ont porté sur les vis. Elles sont toutes en inconel 718 que ce soit le cas-test "carters" ou "roue". Les expertises débutent par une étape de préparation des pièces suivie des observations et interprétations.

Cas-tests	Carters	Roue	Vanne
Cycle de vie			
Fabrication	Int_4^{exp}	Int_4^{exp}	
Serrage	Int_4^{exp}	Int_4^{exp}	
Service	Int_2^{exp}	Int_4^{num}	Int_1^{exp}, Int_2^{exp} Int_3^{exp}, Int_2^{num}

TABLE 4.1: Etude de l'interface filets écrou/vis en phase de fabrication

Préparation des pièces et attaque chimique

Des tranches de la section filetée des vis ont été découpées à l'aide d'une tronçonneuse au disque diamanté puis enrobées dans une résine pour faciliter la préparation (cf. FIG.4.14). Avant d'effectuer les analyses, il est nécessaire d'avoir une surface poli-miroir. A cette fin, la préparation débute par un polissage mécanique sur une polisseuse MECA-POL. L'opération de polissage s'est déroulée en trois étapes.

- l'ébauche : polissage avec des papiers abrasifs de carbure de silicium de grade 600 puis 1200 ; on commence avec un papier à gros grains (plus petit grade) et on procède par élimination progressive des rayures formées lors du tronçonnage. Les stries de polissage sont soigneusement croisées quand on passe d'un papier à un autre de grade relativement supérieur.
- la semi-finition : polissage avec un papier de grade 4000. C'est l'eau qui a servi de lubrifiant pendant ces deux premières étapes.
- la finition : l'opération est terminée par un polissage avec un disque de feutre en utilisant un lubrifiant à pâte diamantée de $1 \mu\text{m}$.

A la fin de chaque étape du polissage, l'échantillon est rincé une première fois en présence des ultrasons dans un bain d'éthanol, puis une seconde fois au pistolet avec de l'acétone pour éliminer tous les copeaux générés.

Une fois la préparation de l'échantillon achevée, on procède à son attaque chimique. Cette opération a pour but de révéler la microstructure du matériau étudié. L'attaque utilisée est une solution fraîchement préparée contenant :

- 40 ml de chlorure d'hydrogène (HCl) ;
- 10 ml de fluorure d'hydrogène (HF) ;
- 10 ml d'eau oxygénée (H_2O_2) ;
- 40 ml d'eau (H_2O).

Après attaque chimique, il est nécessaire d'attendre quelques secondes avant de rincer l'échantillon (environ 20 secondes). Le rinçage s'effectue en présence des

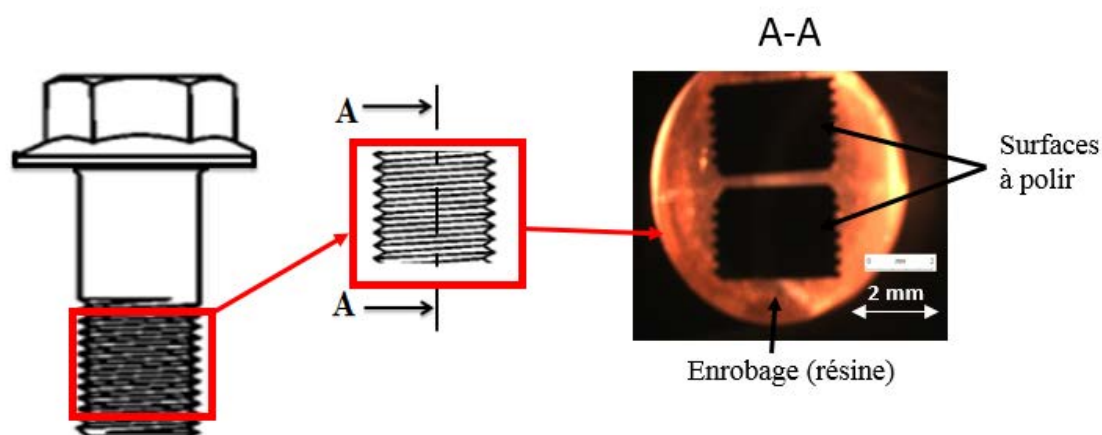


FIGURE 4.14: *Echantillon à analyser*

ultrasons comme précédemment et a pour but d'éliminer d'éventuelles traces de l'attaque.

Pour caractériser et identifier la microstructure du matériau suite au roulage, qui est plus ou moins une opération tribologique, des micrographies ont été réalisées à l'aide des techniques d'observation par microscopie optique.

Caractérisation microscopique

La morphologie et la taille des grains du matériau de la vis ont été observées par microscopie optique. Ces observations ont été effectuées dans des zones différentes au sein de la section tronçonnée (le cœur de la vis et les sous-surfaces des filets). En s'aidant du code couleur de la FIG.4.15 (rouge pour le sommet de filet, jaune pour le fond et bleu clair pour le flanc de filet), il y a lieu de remarquer que la microstructure des grains est très différente dans ces différentes zones observées. En effet, la taille des grains est globalement homogène en cœur et avoisine $12 \mu\text{m}$ (FIG.4.15). En revanche, au niveau des sous-surfaces notamment au niveau des flancs et fonds de filets, la microstructure est relativement hétérogène avec de très petits grains. En effet, les grains sont très petits et difficilement identifiables. Ce qui est visible c'est une bande noire que nous pouvons qualifier de TTS (Transformations Tribologiques Superficielles) en raison de la sollicitation subie par le matériau (pression et cisaillement simultanés).

Il est clair que cette variation de microstructure est la conséquence de l'histoire thermomécanique pendant les opérations d'usinage des filets, donc du roulage. En effet le procédé de roulage entraîne un affinement des grains du cœur de la vis vers les sous-surfaces (flancs et fonds de filets). Au niveau des sous-surfaces, l'affinement devient plus marqué jusqu'à entraîner la formation des couches de TTS. Très peu

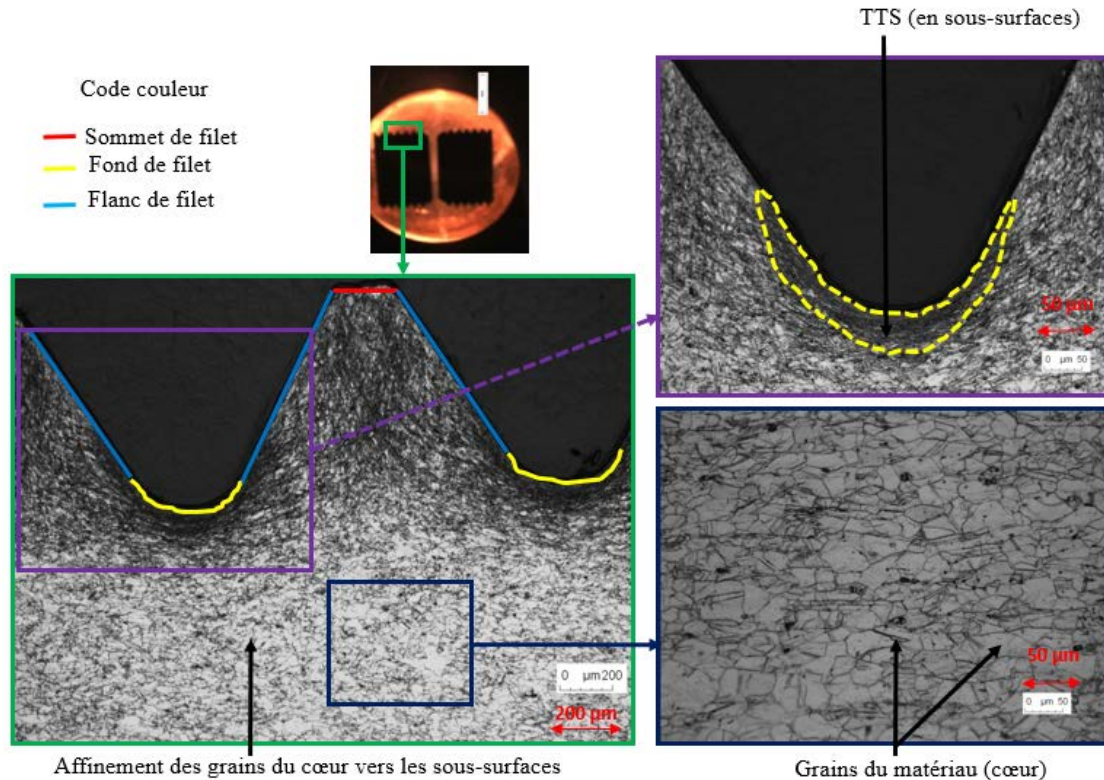


FIGURE 4.15: Microstructure des vis “roue”

d'études ont été faites sur ce procédé, peut-être par ignorance. Celles qui figurent dans la littérature, que ce soit du point de vue numérique [FAR 06, MAT 09] ou expérimental [IFE 01, FRO 04, FAR 06], sont toutes dans une approche comparative. En effet, des mesures de dureté et de contraintes résiduelles en sous-surfaces des filets roulés sont comparées à celles des filets usinés par enlèvement de matière. Tous les auteurs s'accordent sur le fait que le roulage entraîne la formation d'une couche écrouie en sous-surface (TTS). L'avantage remarquable de ce procédé est l'augmentation de dureté et de niveau de contrainte en sous-surfaces des vis. Ce procédé étant thermo-mécanique (recristallisation ou non), la question cruciale qui se pose est de savoir si la variation de microstructure ne dégrade pas finalement les propriétés en fatigue des vis. D'autre part, la surface étant durcie, comment réagit-elle en terme d'adhérence au dépôt de revêtement ? Ces deux questions demeurent posées.

Les mêmes expertises métallographiques ont été aussi réalisées sur les vis du cas-test “carters”, élaborées de la même manière (vis de 6 mm de diamètre nominal comparativement aux précédentes qui ont un diamètre de 16 mm) pour voir si les observations changent ou pas en fonction des diamètres des vis roulées. Force est de constater que les phénoménologies sont similaires en terme de variation de microstructure du cœur vers les sous-surfaces des vis (cf. FIG.4.16).

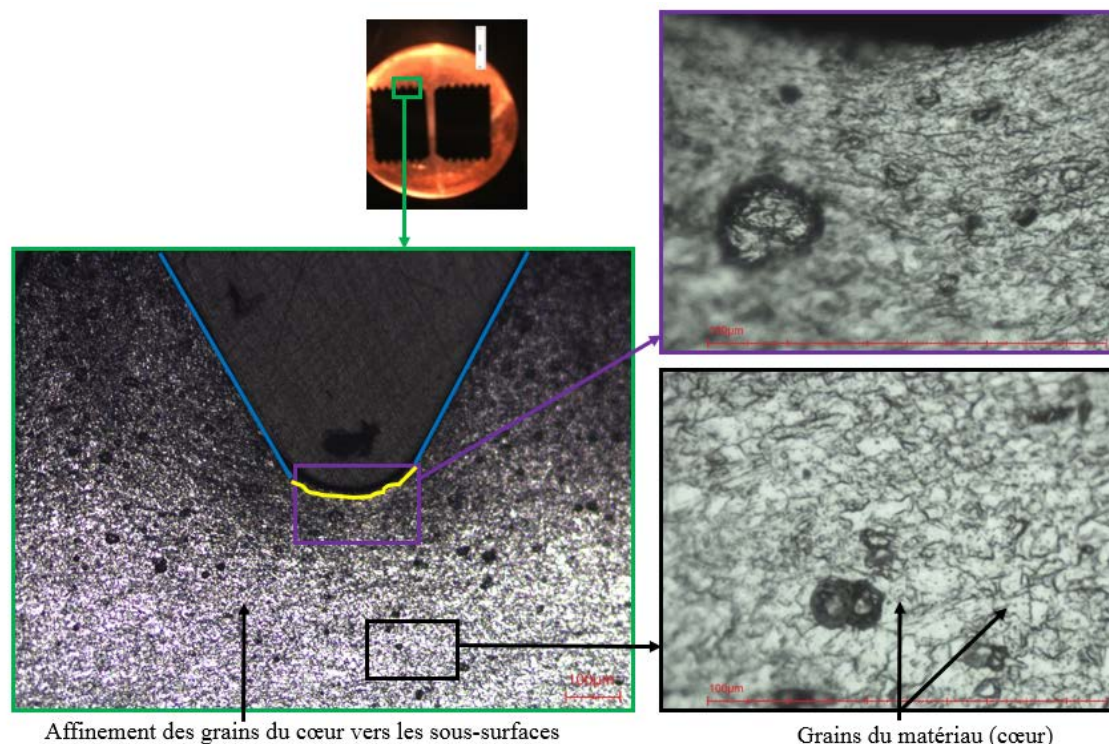


FIGURE 4.16: *Microstructure des vis “carters”*

Dans la littérature, une de nos hypothèses coïncide avec les études de Jha et ses co-auteurs [JHA 10]. En effet, lors des essais de qualification de moteur d’aéronef, deux vis d’une sous-structure se sont rompues en fond de filets à l’intersection tête de vis/fût (tout le fût fileté). Les observations en microscopie optique révèlent la formation d’un réseau de fissures en fond de filets des 4 premiers filets (à partir de la tête de vis). Après analyses métallographiques, les auteurs ont constaté une variation de microstructure le long du fût. Plus spécifiquement, la taille des grains est plus petite en sous-surface au niveau des fonds de filets qu’en cœur de la vis. Les mêmes constats ont été réalisés après analyses de vis neuves. Les auteurs ont conclu que la variation de microstructure du matériau suite au roulage des vis est la cause initiatrice des défaillances constatées.

Contrairement aux idées reçues, le procédé de roulage des filets de vis n’entraîne pas seulement le corroyage des grains et l’amplification de leur durcissement, mais aussi leur affinement en sous-surfaces si la phase de recristallisation est atteinte. Le roulage crée donc une variation de microstructure dans les vis, ce qui peut engendrer l’altération des propriétés mécaniques des pièces élaborées.

Le procédé de roulage des filets de vis est à cet effet déterminant dans la vie des assemblages boulonnés. Ce procédé nécessiterait plus d’études approfondies pour optimiser les défaillances d’assemblages. Il en va de même pour le galetage sous tête de vis, qui demeure un procédé dérivé.

Après l'analyse volumique, place maintenant à l'analyse surfacique des vis et écrous élaborés, d'où les expertises tribologiques.

Expertises tribologiques

Dans cette partie, les écrous sont en waspaloy et recouverts d'argentage. Les vis autres sont en Inconel 718 avec de l'argentage pour le cas-test "roue" et sans argentage pour le cas-test "carters" (cf. FIG.1.6).

Écrous

Les écrous ont un filetage intérieur. Une découpe (coupe axiale) a été alors effectuée pour la caractérisation microscopique des filets (cf. FIG.4.18). Cette caractérisation a été réalisée à partir des micrographies réalisées en Microscopie Electronique à Balayage (MEB). A cet effet, la morphologie de l'argentage des écrous du cas-test "roue" est montrée sur les images de la FIG.4.17. Un code couleur y indique en rouge, le sommet de filet de vis, en bleu clair, le flanc et en jaune, le fond de filet. Des débris d'argent et des porosités peuvent être observés à l'intérieur du filetage. Ces défauts sont dûs à la nature de l'opération de dépôt du revêtement qui est un dépôt électrolytique.

Excepté la présence de porosités, les observations des écrous "carters" révèlent de même des débris d'argent (cf. FIG.4.18). Contrairement à ce que l'on peut imaginer, les surfaces obtenues ne sont pas aussi "propres". Ces débris d'argent ont sans doute des conséquences tribologiques sur la vie de l'interface filets écrou/vis, et donc sur la vie de l'assemblage puisqu'ils feront partie intégrante d'un éventuel 3^e corps qui pourrait être formé en phase de serrage. Que révèlent alors les observations du côté des vis ?

Vis

Contrairement aux filetages des écrous, les vis ont un filetage extérieur et ne nécessitent donc aucune découpe particulière pour réaliser les micrographies. Les vis "roue", avec argentage, présentent à l'échelle microscopique des rugosités (cf. FIG.4.19) qui vont conditionner la naissance de l'interface filets écrou/vis. Quant aux vis "carters", sans argentage, les micrographies montrent des fronts d'écoulements et quelques particules préformées d'Inconel 718, tous dûs au roulage, sur les images de la FIG.4.20). Ces particules préformées ont les mêmes effets que les débris d'argent. En effet, ces particules et débris peuvent se retrouver dans les contacts flanc/flanc de l'interface filets écrou/vis et participeraient à la vie de l'interface.

Par extrapolation, ces différentes analyses de la phase fabrication seraient similaires aux fixations "freins" (vis en inconel 718 sans argentage et l'écrou en waspaloy avec de l'argentage) obtenues dans les mêmes conditions et par les mêmes procédés d'élaboration.

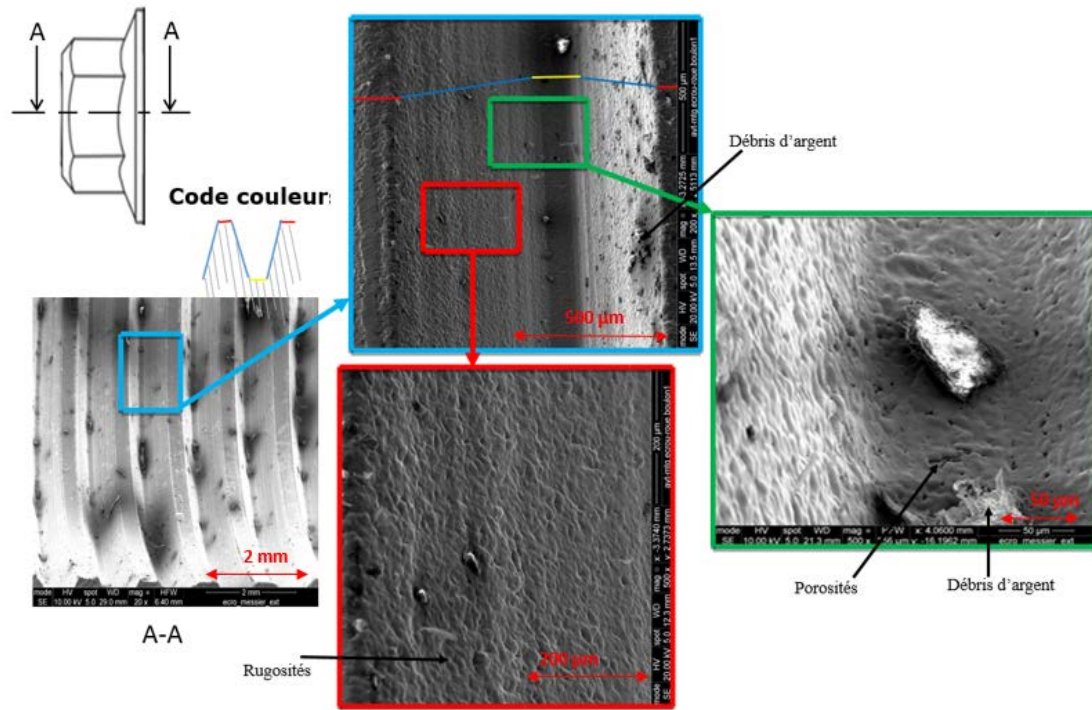


FIGURE 4.17: Micrographie des écrous “roue”

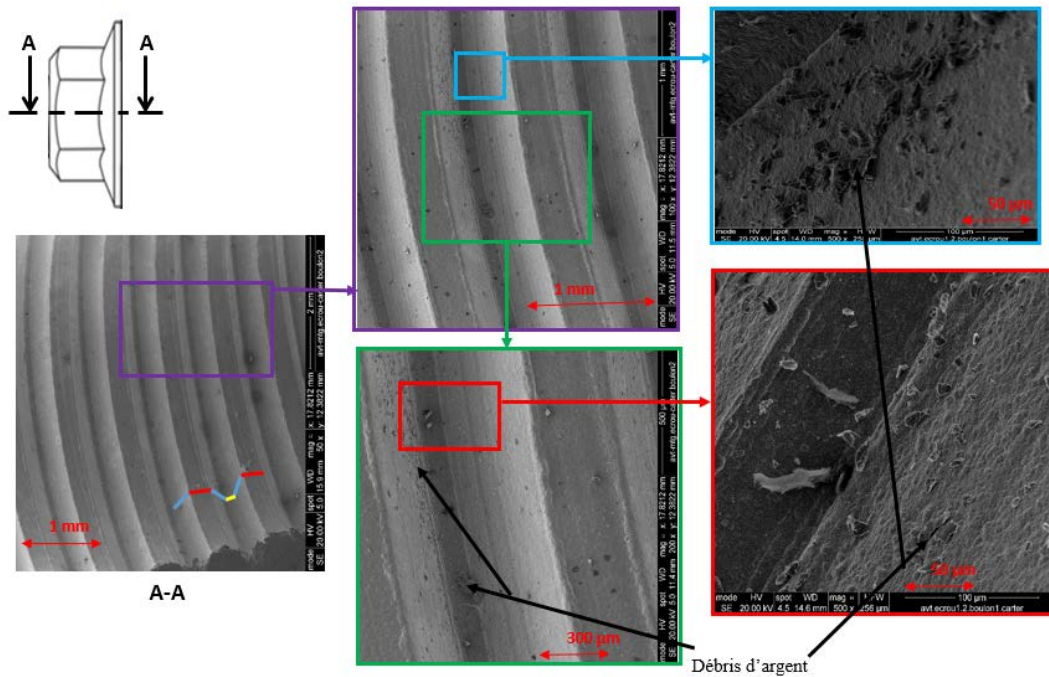


FIGURE 4.18: Micrographie des écrous “carters”

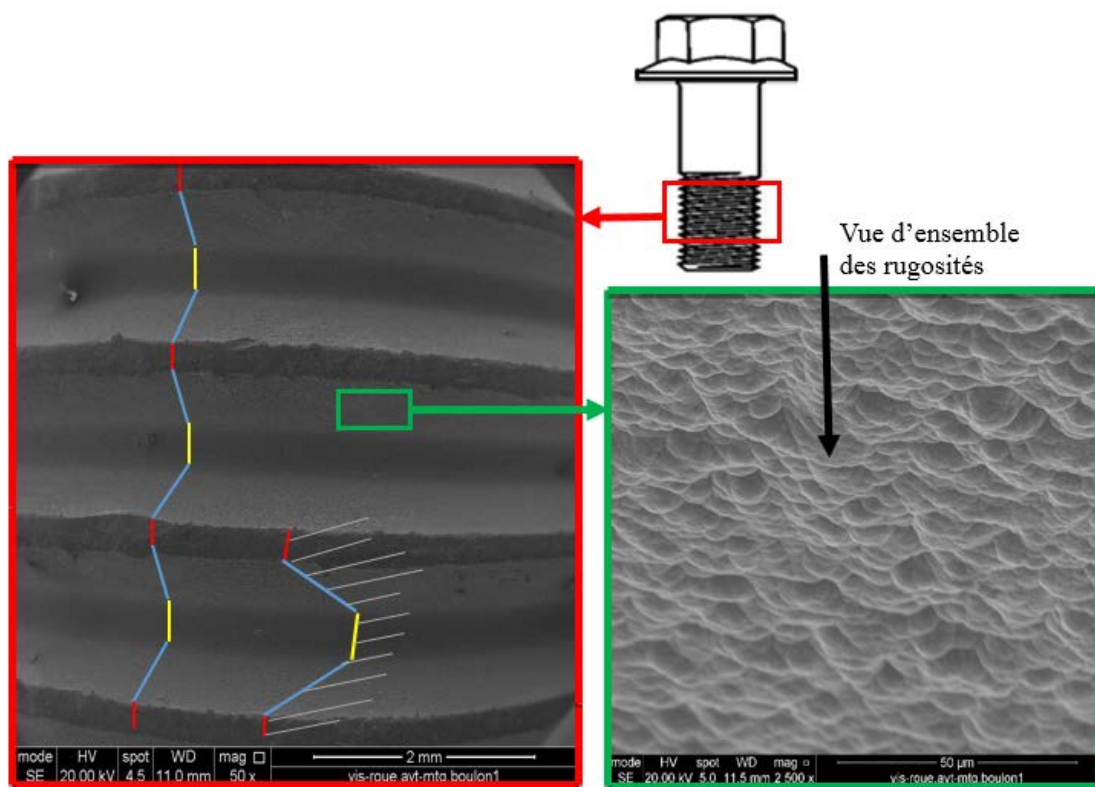


FIGURE 4.19: Micrographie des vis “roue”

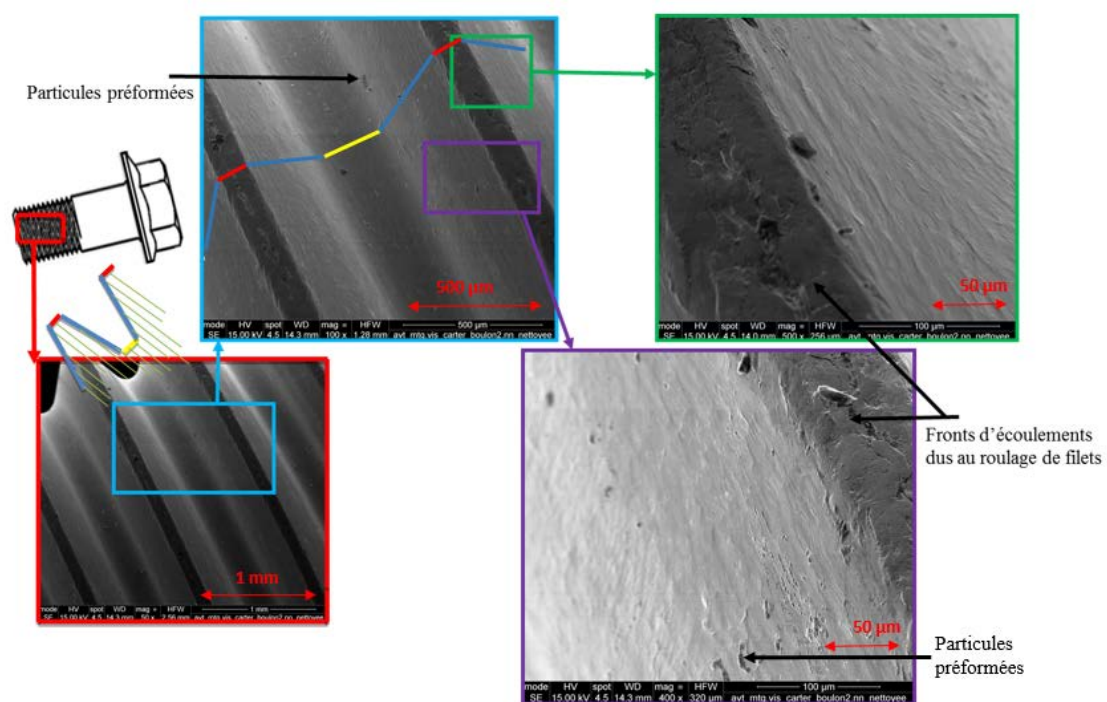


FIGURE 4.20: Micrographie des vis "carter"

Conclusion et discussions

Au cours de la phase de fabrication, les opérations tribologiques qui interviennent et qui sont abordées ici sont les opérations d'usinage par déformation plastique, à savoir le roulage des filets de vis et le galetage sous tête des vis, et les traitements de surface. L'étude de cette phase permet de révéler d'une part les conséquences des opérations de roulage sur l'intégrité microstructurale des vis. D'autre part, cette phase montre la morphologie des surfaces (qualité visuelle des surfaces) après roulage à savoir la présence de particules préformées (vis sans traitement de surface), et des débris de revêtement et porosités (vis et écrou après traitement de surface). Cette morphologie va servir de traceurs de conditions de contacts dans la phase de serrage.

Le roulage de filets de vis et le galetage sous tête de vis sont des opérations de compression et de cisaillement simultanés de matière. Ce sont donc des opérations tribologiques. Même si le galetage n'est pas explicitement abordé dans ces études, les deux opérations (roulage et galetage) restent similaires d'un point de vue "sollicitations". Les zones sollicitées (filets de vis, congé de raccordement sous tête de vis) lors de ces opérations demeurent les sites préférentiels de fatigue des vis. C'est probablement la raison pour laquelle la majorité des cas de rupture de vis se reporte dans ces deux zones [FAR 06].

En effet, les opérations de roulage et de galetage n'engendrent pas seulement le corroyage des grains des matériaux. Elles peuvent aussi entraîner une variation de microstructure au sein des pièces usinées. Ceci se matérialise par la localisation des grains de taille relativement très fine en sous-surface qu'au coeur des pièces. Les sous-surfaces ont en effet subi des Transformations Tribologiques Superficielles (écrouissage). Apparemment, l'avantage remarquable de ces opérations par déformation plastique est l'augmentation de la dureté des surfaces et sous-surfaces. Mais force est de constater que la variation de microstructure peut rapidement altérer la résistance en fatigue des pièces, entraînant des fissurations et rupture [JHA 10].

Plus spécifiquement, au cours de ces opérations de roulage et de galetage, les transformations thermiques (opérations sous lubrification fluide) et mécaniques peuvent entraîner l'augmentation de la densité de dislocations en sous-surface des pièces. Ce qui nécessite que les grains du matériau se recristallisent en fin d'opération. Cette recristallisation des grains passe par plusieurs étapes :

- la restauration qui constitue la réorganisation des dislocations ;
- la reformation des grains ;
- la croissance des grains.

Au cours de la recristallisation, c'est des étapes de formation et de croissance des grains que dépend finalement la microstructure en sous-surface des pièces. Les différentes opérations de déformation plastique associées doivent donc être contrôlées afin de minimiser le mieux possible la variation de microstructure en coeur et en sous-surfaces. Il faut par exemple revoir les conditions de lubrification et de refroidissement au cours des

opérations de roulage et de galetage.

Qu'en est-il de l'adhésion de revêtement aux couches de TTS ? La réponse à cette question nécessite des études et des réflexions bien muries.

Annexe B : Essais couple-tension

Procédure d'essais

L'essai de couple-tension consiste à serrer un assemblage à un couple ou à une précharge cible. Il permet de caractériser l'assemblage en établissant une relation entre le couple appliqué et la tension subie par l'assemblage (précharge) tout au long de la séquence de vissage.

Le banc couple-tension de la FIG.4.21 est utilisé pour la réalisation des essais. Il comporte une cellule de mesure à 4 voies qui mesure en temps réel le couple appliqué, le couple sous tête de vis, le couple entre filets et la précharge dans l'assemblage. Le système de mesure calcule de manière automatique les valeurs de frottement relatifs aux interfaces vis/structure et filets écrou/vis par le biais du modèle de [KEL 55]. La précharge obtenue dans un assemblage dépend directement du couple appliqué et est fortement influencée par le comportement tribologique des différents composants de l'assemblage (revêtement, lubrification, etc.)

Cellule de mesure



FIGURE 4.21: *Banc d'essais couple-tension*

Résultats des essais couple-tension du cas-test “roue”

Après graissage, les assemblages ont été serrés jusqu’à un couple cible de 220 $N.m$ à la vitesse de 10 tr/min . Un lot de 10 boulons a été testé au cours des essais et sur chaque boulon, 15 cycles de serrage/desserrage ont été réalisés.

Les précharges relatives au couple cible sont reportées sur les graphes de la FIG.4.22. D’après ces graphes, les précharges atteignent une valeur moyenne de 150000 N pour les premiers cycles.

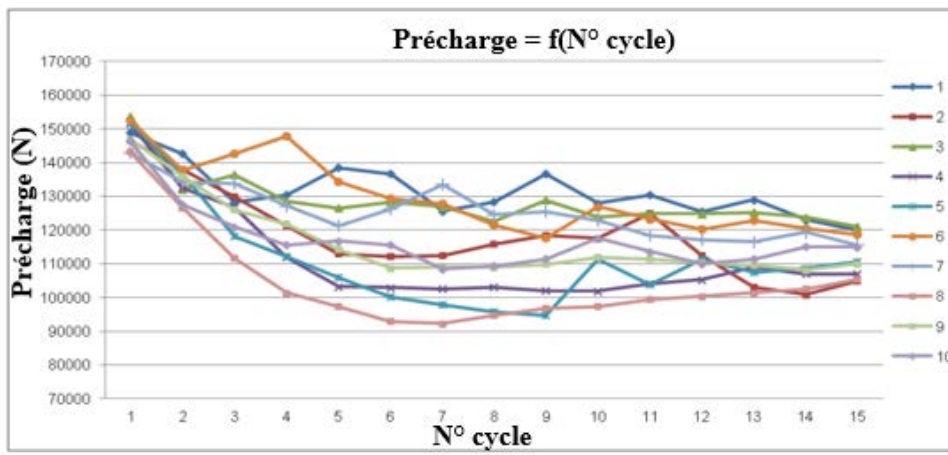


FIGURE 4.22: Précharges mesurées en fonction du nombre de cycles de serrage/desserrage

Annexe C : Traitement numérique des mesures de champ lors des essais à l'échelle Intermédiaire

Champs de déplacement et de déformation des composants d'assemblage de la configuration 1

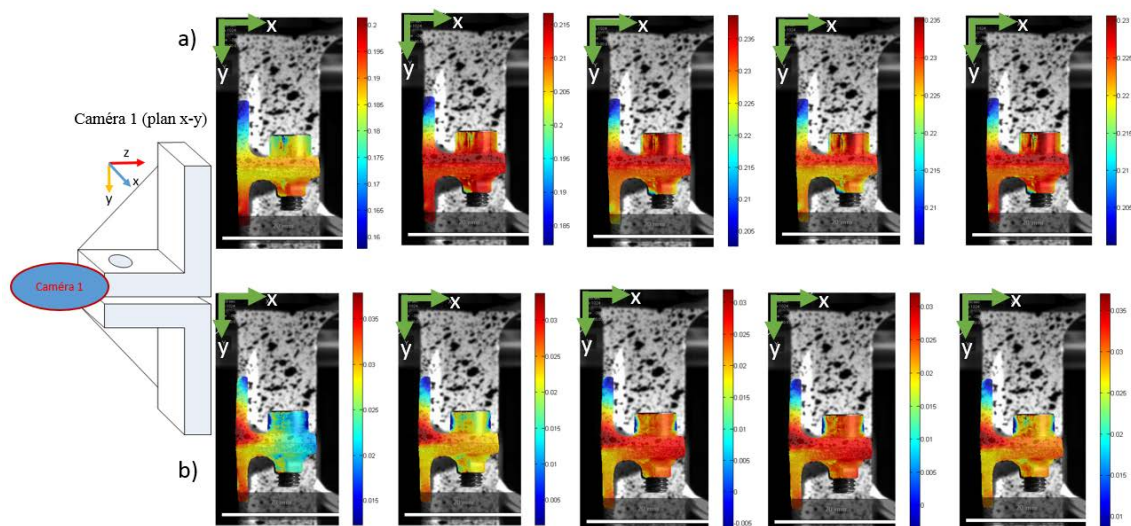


FIGURE 4.23: Champ de déplacement en mm d'après les mesures de la caméra 1, a) suivant l'axe X, b) suivant l'axe Y

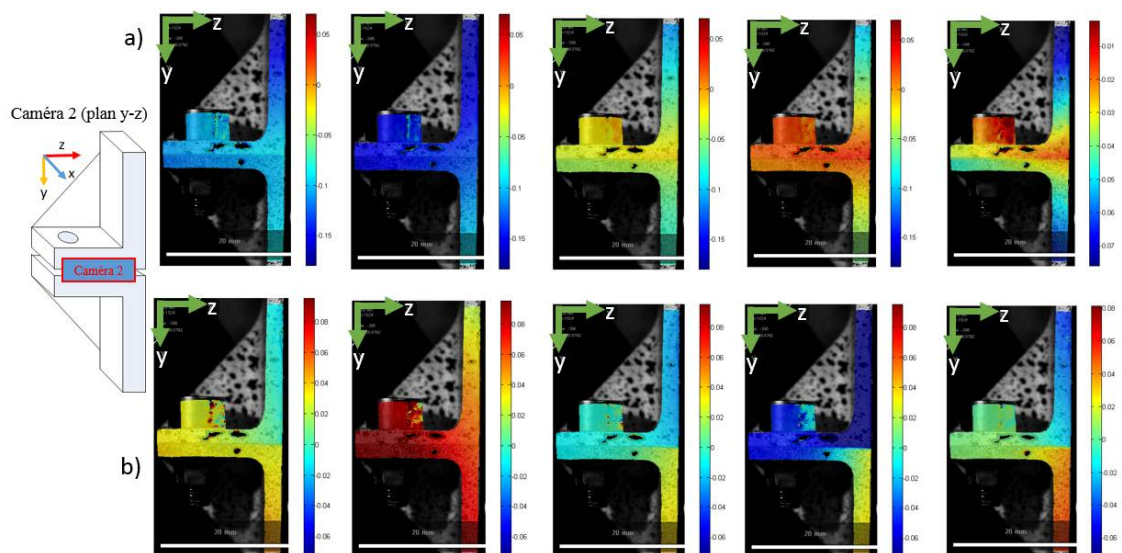


FIGURE 4.24: Champ de déplacement en mm d'après les mesures de la caméra 2, a) suivant l'axe Z, b) suivant l'axe Y

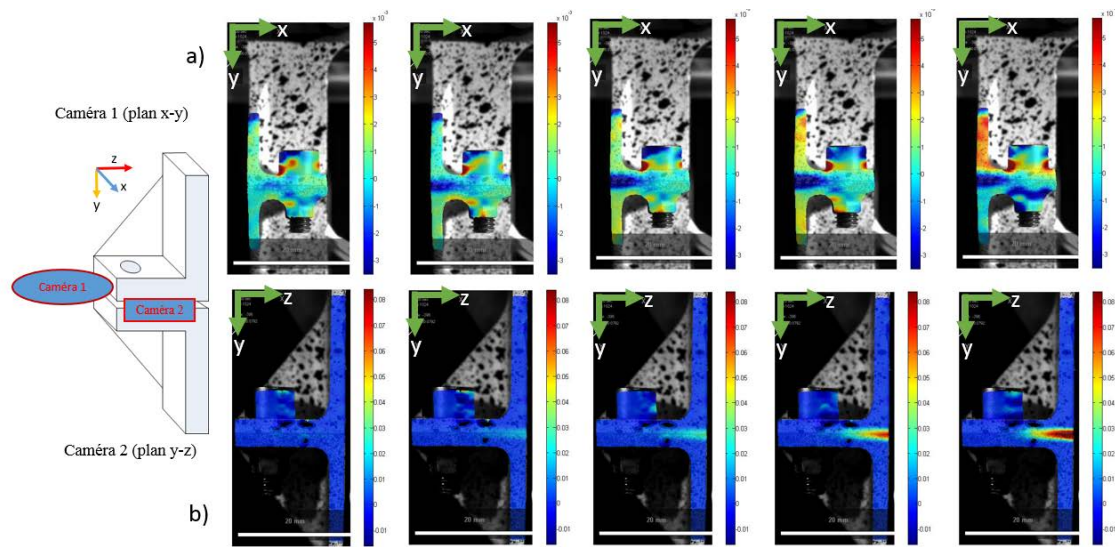


FIGURE 4.25: Champ de déformation suivant l'axe Y, a) d'après les mesures de la caméra 1, b) d'après les mesures de la caméra 2

Champs de déplacement et de déformation des composants d'assemblage de la configuration 4

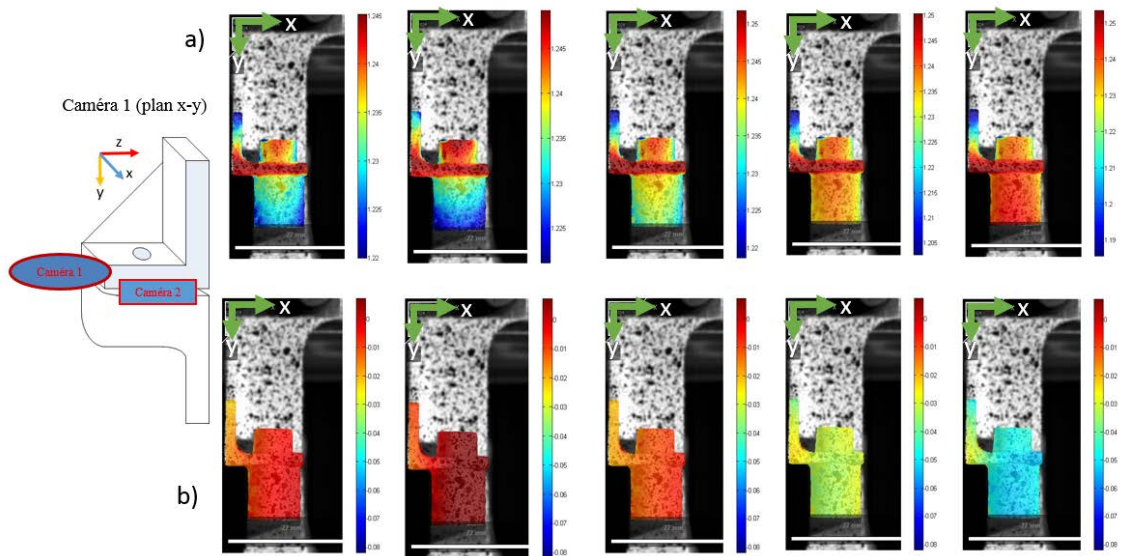


FIGURE 4.26: Champ de déplacement en mm d'après les mesures de la caméra 1, a) suivant l'axe X, b) suivant l'axe Y

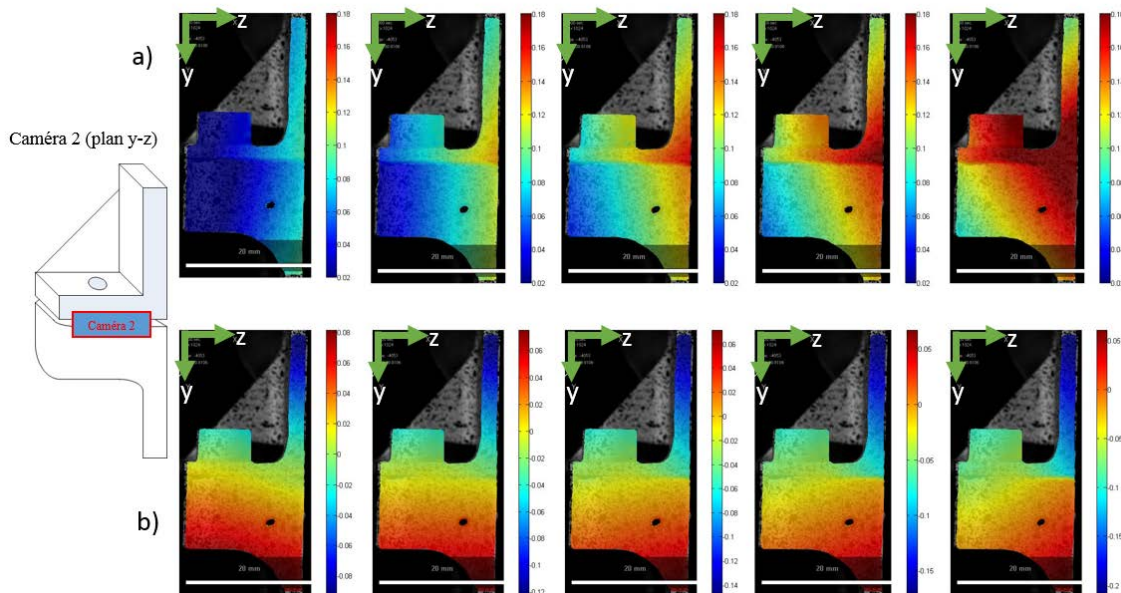


FIGURE 4.27: Champ de déplacement en mm d'après les mesures de la caméra 2, a) suivant l'axe Z, b) suivant l'axe Y

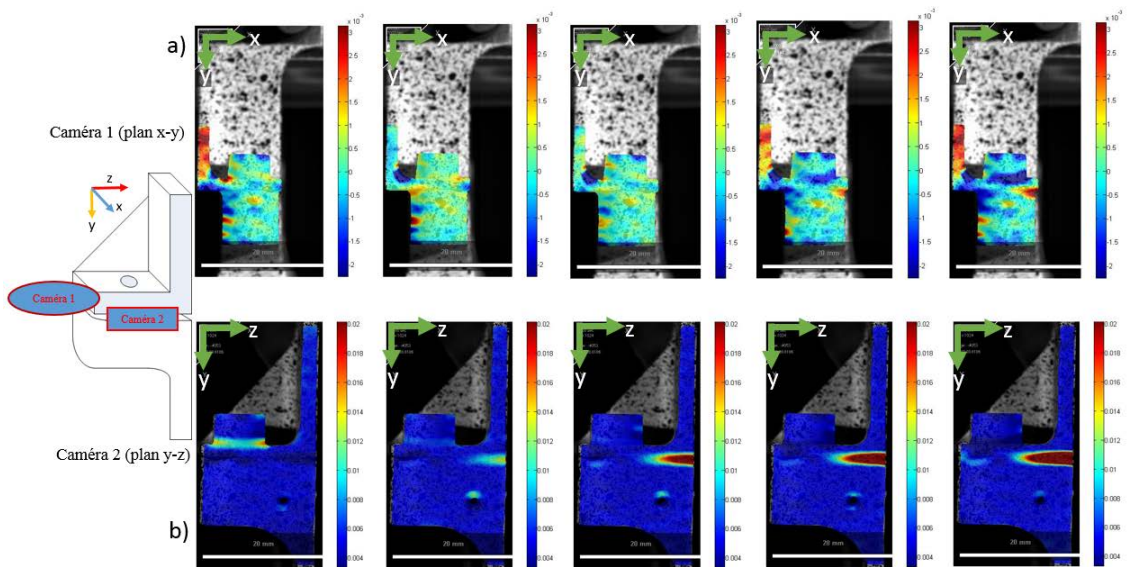


FIGURE 4.28: Champ de déformation suivant l'axe Y, a) d'après les mesures de la caméra 1, b) d'après les mesures de la caméra 2

Annexe D : Analyse tribologique du serrage d'assemblages boulonnés par la méthode des éléments finis

Les endommagements constatés après les essais ont deux contributions possibles à savoir le serrage et les sollicitations vibratoires. Afin de s'affranchir de la contribution des sollicitations de serrage dans l'endommagement des surfaces, des analyses de cette sollicitation par la Méthode des Eléments Finis (FEM) ont été effectuées.

A cette fin, la géométrie de la configuration 1 a été utilisée, et seule l'interface structure/structure a fait l'objet des analyses. Les filets de vis et d'écrou ne sont pas, à cet effet, représentés.

Le modèle d'assemblage boulonné utilisé et son maillage sont présentés à la FIG.4.29a et b. Le maillage est grossier par endroit et relativement fin dans les zones d'intérêt dont les surfaces correspondantes de l'interface structure/structure. Il compte 64130 éléments et les conditions aux limites en serrage sont appliquées en tirant simultanément sur l'extrémité de la vis tout en bloquant tous les degrés de liberté de l'écrou (cf. FIG.4.29a). Une précharge de 12 kN, qui est une valeur mesurée lors des essais couple-tension du cas-test "vanne" a été appliquée.

La vis et l'écrou sont en acier et les structures assemblées sont en alliage d'aluminium. Les interactions entre surfaces sont gérées par une loi classique de type frottement de Coulomb et les valeurs de frottement adoptées sont reportées dans le TAB.4.2. Elles résultent des essais couple-tension. Un schéma implicite a été utilisé au cours des simulations par l'intermédiaire du code commercial Abaqus.

Après serrage, les champs de contraintes de von Mises ont été analysés à l'interface structure/structure et représentés sur la FIG.4.30. D'après ces résultats numériques, il y a lieu de remarquer que seule la zone du boulon est la plus chargée lors du serrage et non toute la zone de contact (cf. FIG.4.31) . Ceci signifie que la sollicitation due au serrage n'est pas aussi élevée pour endommager toute la zone de contact. Les endommagements observés après essais sont donc dus aux instabilités de glissement et de décollement lors des sollicitations vibratoires. Néanmoins le serrage peut jouer le rôle d'initialisation de débit source de troisième corps, c'est-à-dire l'activation de la réactivité des surfaces. C'est cette réactivité qui entraînera la formation de troisième corps par détachement de particules.

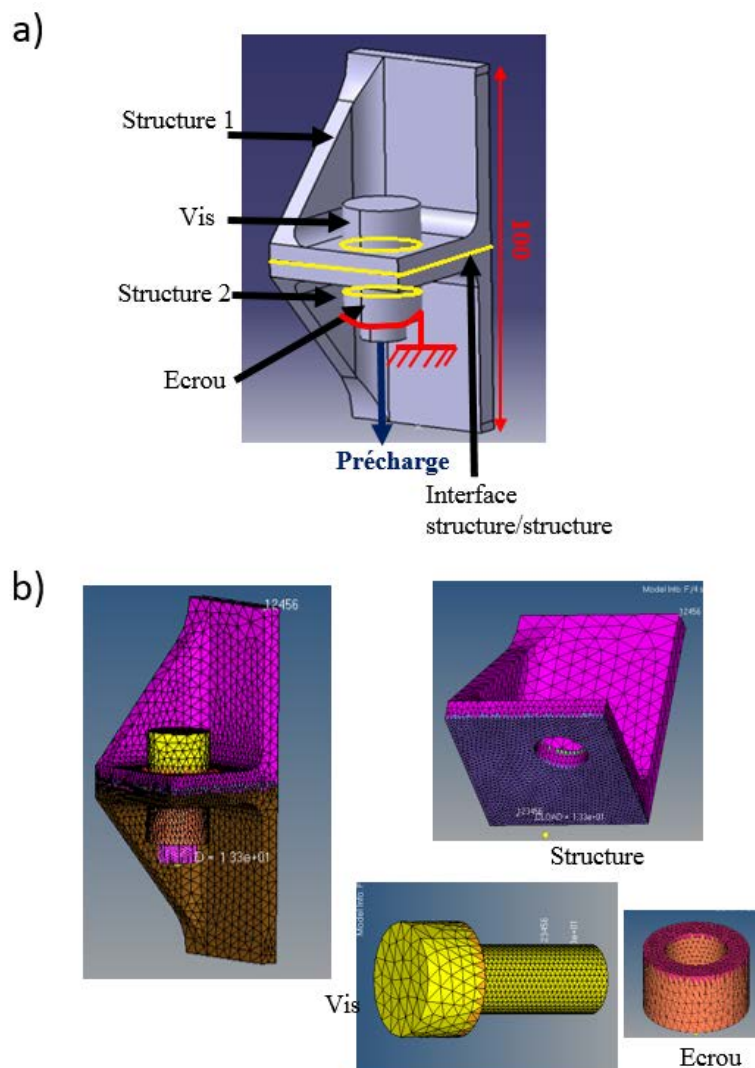


FIGURE 4.29: a) *Modèle et conditions aux limites en serrage*, b) *maillage du modèle*

Surface	Surface	Frottement
Vis	Structure 1	0.15
Structure 1	Structure 2	0.3
Ecrou	Structure 2	0.15
Vis	Ecrou	0.12

TABLE 4.2: Valeurs de frottement aux différentes interfaces

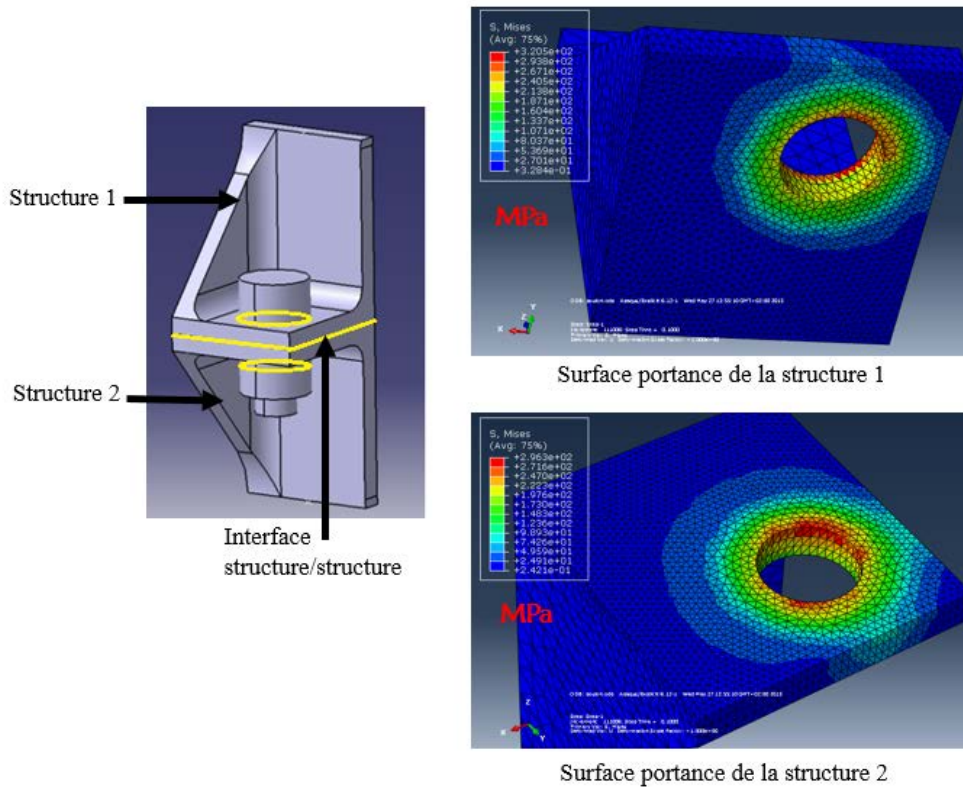


FIGURE 4.30: Champ de contraintes de von Mises à l'interface structure/structure

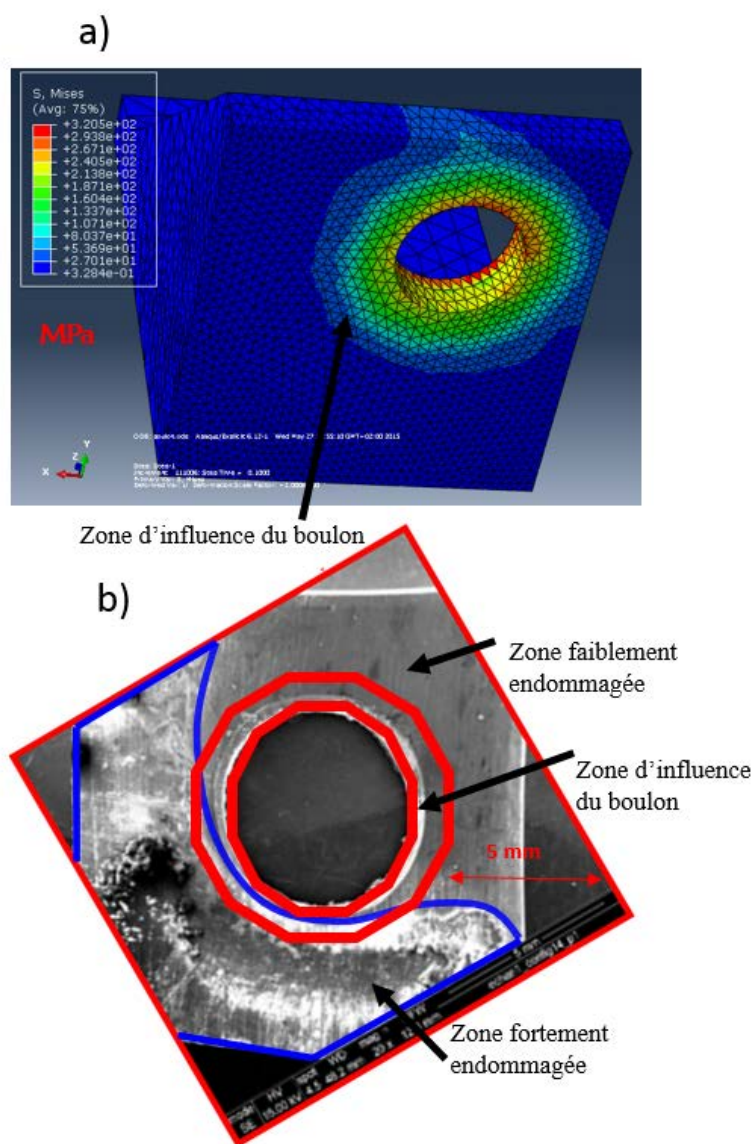


FIGURE 4.31: a) Comportement de l'interface en serrage numérique, b) après essais

Annexe E : Traitement numérique des mesures de champ lors des essais à l'échelle 1

Les images de mouchetis de caméra de visualisation ont été enregistrées 2 minutes avant la fin des essais d'endurance vibratoire pour les deux types de réponses vibratoires :

— réponse “torsion”

Le niveau d'excitation est de 2g avec une fréquence de 347 Hz pendant 20 minutes ;

— réponse “basculement axial”

Le niveau d'excitation est de 5g avec une fréquence de 385 Hz pendant 20 minutes.

Les images numérisées ont permis de reconstituer la cinématique globale des assemblages testés par l'intermédiaire des champs de déformation des figures FIG.4.32 et FIG.4.33. La FIG.4.32 se reporte au champ de déformation suivant l'axe y en sollicitation de torsion et la FIG.4.33, au champ de déformation suivant le même axe et en sollicitation de basculement axial.

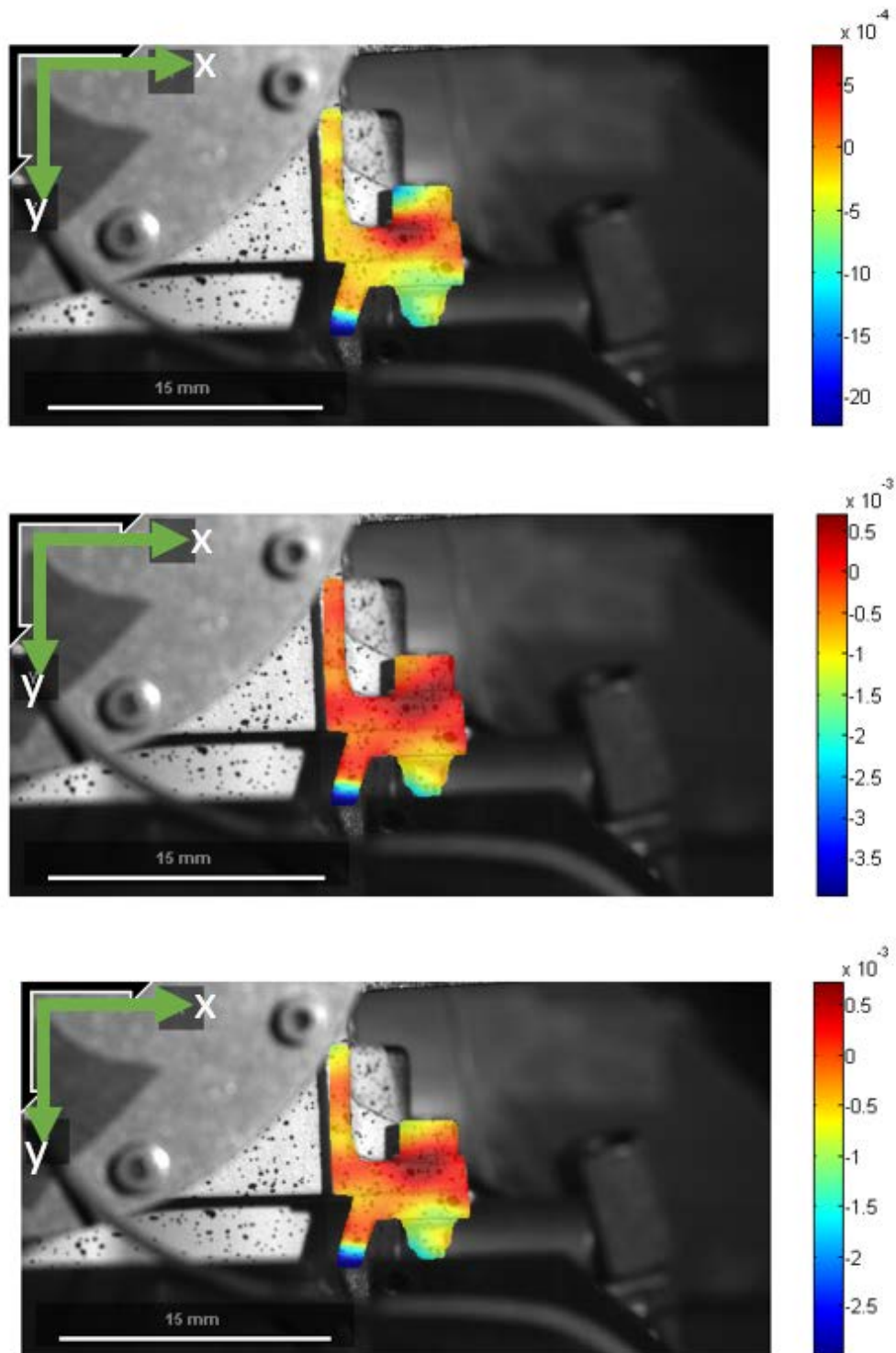


FIGURE 4.32: Champ de déformation suivant l'axe y en sollicitation de torsion

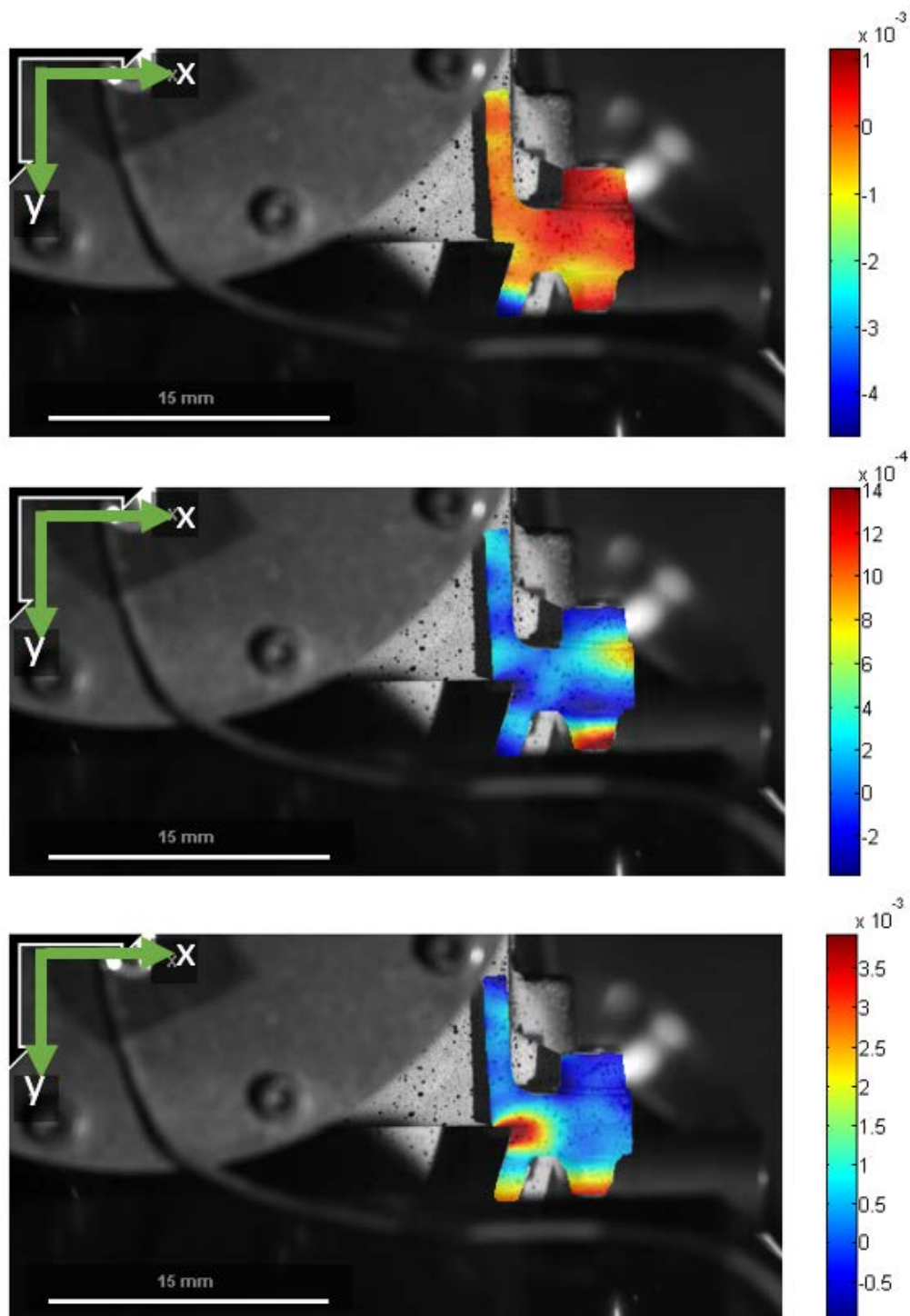


FIGURE 4.33: Champ de déformation suivant l'axe y en sollicitation de basculement axial

Bibliographie

- [AAI 05] AAIB
Air Accident Investigation Branch Report on a Ran S6-ESD XL Aircraft. rapport, 2005, <http://www.aaib.gov.uk/>.
- [AAI 06] AAIB
Air Accident Investigation Branch Report into the crash of a Light Aircraft due to the loss of a stiffnut. rapport, 2006, <http://www.aaib.gov.uk/>.
- [ABO 00] ABOYOUSSEF H.
Effect of an antirotation resistance form on screw loosening for single implant-supported crowns. *The Journal of Prosthetic Dentistry*, vol. 80, n° 4, 2000, p. 450-455.
- [ABO 13] ABO
Accident ferroviaire de Brétigny-sur-Orge. rapport, 2013, <http://www.beatt.developpement-durable.gouv.fr/resume-a693.html>.
- [AER] AEROSPACE L.
Guide Technique de Fabrication de Fixations. rapport.
- [AHN 09] AHN J.-M.
Detection of locking bolt loosening in the Stem-Condyle Junction of a Modular Femoral Stem in Revision Total Knee Arthroplasty. *The Journal of Arthroplasty, Corrected Proof*, vol. 54, n° 4, 2009.
- [ARG 01] ARGHAVANI J.
Sealing performance of washered bolted flanged joints : A fuzzy decision support system approach. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 17, n° 1, 2001, p. 2-10.
- [BAH 94] BAHAI H., ESAT I. I.
A hybrid model for analysis of complex stress distribution in threaded connectors. *Comput. Struct.*, vol. 52, n° 1, 1994, p. 79-93.
- [BAS 98] BASAVA S., HESS D. P.
Bolted Joint Clamping Force Variation Due To Axial Vibration. *Journal of Sound and Vibrations*, vol. 210, n° 2, 1998, p. 255-265.
- [BER 88] BERTHIER Y.
Mécanismes et tribologie. Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon et de l'Université Claude Bernard de Lyon, 1988.

- [BIC 98] BICKFORD J. H., NASSAR S.
Handbook of Bolts and Bolted Joints. Marcel Dekker Inc. 1, 1998.
- [BLA 15] BLABER J., AL.
Ncorr : open-source 2D Digital Image Correlation Matlab Software. *Society for Experimental Mechanics*, , 2015.
- [CHE 99] CHEN J., SHIH Y.
A study of the helical effect on the thread connection by three dimensional finite element analysis. *Nucl. Eng. Des.*, vol. 191, 1999, p. 109-116.
- [CHU 08] CHUMAKOV R.
Optimal control of screwing speed in assembly with thread-forming screws. *Int. Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 36, n° 3, 2008, p. 395-400.
- [CLA 66] CLARK S. K., COOK J. J.
Vibratory loosening of bolts. rapport, 1966, SAE paper 660432.
- [CRO 10] CROCCOLO D., AL.
Failure analysis of bolted joints :Effect of friction coefficients in torque-preloading relationship. *Engineering Failure Analysis*, vol. 18, 2010, p. 364-373.
- [CRO 12] CROCCOLO D., AL.
Influence of tightening procedures and lubrication conditions on titanium screw joints for lightweight applications. *Tribol. Int.*, vol. 55, 2012, p. 68-73.
- [DAA 92] DAADBIN A., CHOW Y. M.
Theoretical models to study thread loosening. *Mech. Mach. Theory*, vol. 27, 1992, p. 69-74.
- [DEA 05] DEAN S., REIFF J.
A Procedure for Calculation of Torque Specifications for Bolted Joints with Prevailing Torque. *J. ASTM Int.*, vol. 2, n° 3, 2005, page 12879.
- [DEV 92] DE-VOR R., AL.
Statistical quality design and control. Maxwell Macmillan International Edition, New York, 1992.
- [ECC 10] ECCLES W.
Tribological aspects of the self-loosening of threaded fasteners. Thèse de doctorat, Jost Institute for Tribotechnology, University of Central Lancashire, 2010.
- [ELI 03] ELIAZ N., AL.
Failures of bolts in helicopter main rotor drive plate assembly due to improper application of lubricant. *Engineering Failure Analysis*, vol. 10, 2003, p. 443-451.
- [FAA 82] FAA
Federal Aviation Authority Accident Investigation on an engine failure. rapport, 1982, <http://www.nts.gov/nts/GenPDF.asp?id=ATL83LA023&rpt=fi>.
- [FAR 06] FARES Y.
Dimensionnement en fatigue des assemblages boulonnés à l'aide de critères de fatigue multiaxiale. Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse, 2006.

- [FRO 04] FROMENTIN G.
Etude mécanique et technologique du taraudage par déformation : application aux aciers prétraités. Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, Centre de Cluny, 2004.
- [FUK 85] FUKUOKA T., TAKAKI T.
Stress analysis of threaded portions in fastening. *Bul. Of JSME*, vol. 244, n° 28, 1985, p. 2247-2253.
- [FUK 98a] FUKUOKA T., TAKAKI T.
Mechanical behavior of bolted joint in various clamping configurations. *ASME J. Pressure Vessel Technol*, vol. 120, 1998, p. 226-231.
- [FUK 98b] FUKUOKA T., TAKAKI T.
Mechanical behaviors of bolted Joint during tightening using torque control. *JSME, Int. J., Ser. A*, vol. 41, n° 2, 1998, p. 185-191.
- [FUK 03] FUKUOKA T., TAKAKI T.
Elastic plastic finite element analysis of bolted joint during tightening process. *ASME J. of Mech. Design*, vol. 125, 2003, p. 823-830.
- [FUK 08] FUKUOKA T., NOMURU M.
Proposition of helical thread modeling with accurate geometry and finite element. *ASME, J. of Pressure Vessels and Technology*, vol. 130, 2008, p. 011204.1-011204.6.
- [FUK 11] FUKUOKA T., NOMURU M.
Finite element analysis of the cyclic stress amplitude of threaded fasteners using. *ASME, J. of Pressure Vessels and Technology*, vol. 133, 2011, p. 061201.1-061201.7.
- [GAM 68] GAMBRELL S. C.
Why bolts loosen. *Machine Design*, vol. 40, 1968, p. 163-167.
- [GOD 84] GODET M.
The third body approach : A mechanical view of wear. *Wear*, vol. 100, 1984, p. 437-452.
- [GOO 45] GOODIER J. N., SWEENEY J.
Loosening by vibration of threaded fastenings. *Mechanical engineer*, vol. 67, 1945, p. 798-802.
- [GRA 84] GRAVES F. E.
Nuts and Bolts. *Scientific American*, vol. 250, 1984, p. 136-144.
- [HES 96a] HESS D. P.
Threaded components under axial harmonic vibration : Part 2—Kinematic Analysis. *ASME J. Vibr. Acoust.*, vol. 118, 1996, p. 423-429.
- [HES 96b] HESS D. P., DAVIS K.
Threaded components under axial harmonic vibration : Part 1—Experiments. *ASME J. Vibr. Acoust.*, vol. 118, 1996, p. 417-422.
- [HES 97] HESS D. P., SUDHIRKASHYAP S. V.
Dynamic loosening and tightening of a single bolt assembly. *ASME J. Vibr. Acoust.*, vol. 119, 1997, p. 311-316.

- [HOL 88] HOLMES H.
Seeking the perfect locking method for threaded fasteners. rapport, 1988, Automation :4.
- [IFE 01] IFERGANE S., AL.
The effect of manufacturing processes on the fatigue lifetime of aeronautical bolts. *Engineering Failure Analysis*, n° 8, 2001, p. 227-235.
- [JHA 10] JHA A. K.
Failure analysis of titanium alloy (Ti6Al4V) fastener used in aerospace application. *Engineering Failure Analysis*, vol. 2010, n° 17, 2010, p. 1457-1465.
- [JIA 03] JIANG Y., ZHANG M.
A study of early stage self-loosening of bolted joints. *ASME J. Mech. Des.*, vol. 125, 2003, p. 518-526.
- [JUN 69] JUNKER G. H.
New criteria for self-loosening of fasteners under vibration. *Society of Automotive Engineers Transactions*, vol. 78, 1969, p. 314-335.
- [JUV 00] JUVINALL R. C., MARSHEK K. M.
Fundamentals of Machine Component Design. 3rd ed., Wiley, New York, 2000.
- [KAM 90] KAMINSKAYA V. V., LIPOV A. V.
Self-loosening of bolted joints in machine tools during service. *Metal Cut. Mach. Tools*, vol. 12, 1990, p. 81-85.
- [KAS 89] KASEI S., AL.
On self-loosening of threaded joints in the case of absence of macroscopic bearing surface sliding. *Bull. Jpn. Soc. Precis. Eng.*, vol. 23, 1989, p. 31-36.
- [KEL 55] KELLERMAN R., KLEIN H. C.
Untersuchungen über den Einfluß der Reibung auf Vorspannung und Anzugsmoment von Schraubenverbindungen. Springer Verlag, Constructio, 1955.
- [KHR 04] KHRAISAT A.
Effect of lateral cyclic loading on abutment screw loosening of an external hexagon implant system. *The Journal of Prosthetic Dentistry*, vol. 91, n° 4, 2004, p. 226-234.
- [KOG 70] KOGA K.
Loosening by repeated impact of threaded fastenings. *Bull. of the JSME*, vol. 13, n° 55, 1970, p. 140-149.
- [KOG 73] KOGA K.
The effect of thread angle on loosening by impact. *Bull. of the JSME*, vol. 16, 1973, p. 1010-1019.
- [KOG 86] KOGA K., ISONO H.
Study on self-loosening of bolted Joints taking account of characteristics of impulsive friction. *Bull. JSME*, vol. 29, 1986, p. 1004-1012.
- [KOU 15] KOUNOUDJI K. A., AL.
Système de contrôle d'un assemblage boulonné, l'assemblage boulonné, dispositif

- de bridage et procédé de contrôle associés*. Demande de brevet français, numero 1561071, 2015.
- [KOU 16a] KOUNOUDJI K. A., AL.
Role of Third Body On Bolted Joints' Self-Loosening. *Tribol. Letters*, vol. 61, n° 3, 2016, p. 1-8, DOI 10.1007/s11249-016-0640-8.
- [KOU 16b] KOUNOUDJI K. A., AL.
Tribological Analysis of Bolted Joints Submitted to Vibrations. *Tribol. Online*, vol. 11, n° 2, 2016, p. 255-263, DOI 10.2474/trol.11.255.
- [KUM 95] KUMAKURA S. S.
On the self-loosening of bolts nuts under repeated tensile loads. *PVP Current Topics in Computational Mechanics*, vol. 305, 1995, p. 119-124.
- [LEO 06] LEONAVICIUS M. A., AL.
Experimental and analytical investigation of loosening and shakedown of the threaded joints. *Indian Journal of Engineering and Material Sciences*, vol. 13, 2006, p. 411-416.
- [MAC 03] MACKERLE J.
Finite element analysis of fastening and joining : A bibliography. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, vol. 80, 2003, p. 253-271.
- [MAT 09] MATHURIN F., AL.
3D Finite Element Modeling of an Assembly Process With Thread Forming Screw. *ASME, J. of Manuf. Sc. Eng.*, vol. 131, n° 4, 2009, p. 041015/041015-8.
- [MOL 04] MOLLER K., AL.
Radiographic evaluation of osseointegration and loosening of titanium implants in the MCP and PIP joints. *The Journal of Hand Surgery*, vol. 29, n° 1, 2004, p. 32-38.
- [MON 01] MONTGOMERY D. C.
Design and analysis of experiment. 5th ed. New York : Wiley, 2001.
- [MOR 99] MOREAU J. J.
The non smooth contacts dynamics method. *Computational method in applied mechanics engineering*, vol. 177, 1999, p. 235-257.
- [MOT 76] MOTOSH N.
Development of Design Charts for Bolts Preloaded up to the Plastic Range. *ASME J. Eng.*, vol. 98, 1976, p. 849-851.
- [NAS 04] NASSAR S. A., AL.
Thread friction torque in bolted joints. *Proceedings of ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, 2004, p. 145-154.
- [NAS 05a] NASSAR S. A., AL.
Bearing friction torque in bolted joints. *Tribol. Trans.*, vol. 48, 2005, p. 69-75.
- [NAS 05b] NASSAR S. A., AL.
An experimental study of bearing and thread friction in fasteners. *Trans. ASME, J. Tribol.*, vol. 127, 2005, p. 263-272.

- [NAS 07] NASSAR S. A., YANG X.
Novel formulation of the tightening and breakaway torque components in threaded fasteners. *ASME, J. of Pressure Vessel Technology*, vol. 129, 2007, p. 426-440.
- [PLA 07] PLAUT R.
Sudden lateral asymmetry and torsional oscillations of section models of suspension bridges. *Journal of Sound and vibrations*, vol. 307, n° 3-5, 2007, p. 894-905.
- [RAI 08] RAIB
Rail Accident Report-Derailment at Greyrigg 23 February 2007. rapport, 2008, <http://www.raib.gov.uk/Report20/2008:255>.
- [REN 11] RENOUF M., AL.
Multiphysical modeling of third body rheology. *Tribol. Int.*, vol. 44, n° 4, 2011, p. 417-425.
- [RHE 90] RHEE H. C.
Three-dimensional finite element analysis of threaded joint. *Proceedings of the Nintu International. Confedence on Offshore Me-chanics Arctic and Engineering*, vol. 3, 1990, p. 293-297.
- [SAC 73] SACHS K., EVANS D. G.
The relaxation of bolt at high temperatures. *Procceedings of the institution of mechanical engineers*, 1973, p. 59-67.
- [SAK 78] SAKAI T.
The friction coefficient of fasteners. *Bulletin of the JSME*, vol. 21, 1978, p. 333-340.
- [SAT 97] SATOH Y., AL.
An evaluation test for influences of the paint-film upon self-loosening of fasteners. rapport n° 2, 1997, Quarterly Report of RTRI (Railway Technical Research Institute, Japan).
- [SAU 50] SAUER J. A., AL.
Bolts : how to prevent their loosening. *Machine Design*, vol. 22, 1950, p. 133-139.
- [SHI 89] SHIGLEY J. E., MISCHKE C. R.
Mechanical engineering design, Chapitre 8, p. 325-381. 5th ed. New York (USA) : McGraw-Hill, 1989.
- [SKF] SKF
Guide technique de serrage de boulon. rapport, http://www.skf.com/binary/57-126662/Serrage-hydraulique_10061_FR.pdf.
- [STA 10] STAMENKOVIC D.
Fatigue life estimation of notched structural components. *Journal of Mechanical Engineering*, vol. 56, n° 12, 2010, p. 846-852.
- [SUR 13] SURESH S. K., RAGHU V. P.
Effect of helix angle on the stress intensity factor of a cracked threaded bolt. *ASME, J. of Pressure Vessels and Technology*, vol. 135, 2013, p. 021202.1-021202.12.

- [TAN 81] TANAKA M., HONGO K.
Stress analysis of threaded connections by finite element method. *Bul. Of JSME*, vol. 194, n° 24, 1981, p. 1454-1461.
- [VDI 03] VDI2230
Calcul systématique des assemblages vissés fortement sollicités, Assemblages à une vis cylindrique. rapport, 2003.
- [VIN 89] VINOGRADOV O., HUANG X.
On a high frequency mechanism of self-loosening of fasteners. rapport, 1989, ASME Design Engineering Division Publication DE. New York, NY.
- [WAG 12] WAGLE S., KATO S.
Depth evaluation of fretting fatigue crack appearing at bolt joints of aluminum alloy plates by synchronized surface acoustic wave measurement. *Materials transactions*, vol. 53, n° 2, 2012, p. 256-263.
- [YAN 13] YANG G., AL.
Three-dimensional finite element analysis of the mechanical properties of helical thread connection. *Chinese Journal of Mech. Eng.*, vol. 26, n° 3, 2013, p. 1-9.
- [ZAD 93] ZADOKS R. I., YU X.
A preliminary study of self-loosening in bolted connections. *Proceedings of the 14th Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise*, 1993, p. 79-88.
- [ZAD 99] ZADOKS R. I., KOKATAM D. P. R.
Three-dimensional finite element model of a threaded connection. *Comput. Model. Simul. Eng.*, vol. 4, n° 4, 1999, p. 274-281.
- [ZHA 07] ZHANG M., JIANG Y.
Finite element modeling of self-loosening of bolted joints. *ASME Journal Of Mechanical Design*, vol. 129, 2007, p. 218-226.



FOLIO ADMINISTRATIF

THESE DE L'UNIVERSITE DE LYON OPEREE AU SEIN DE L'INSA LYON

NOM : KOUNOUDJI

DATE de SOUTENANCE : 10/06/2016

Prénoms : Komla Apéléété

TITRE :

**“INTIMITÉ TRIBOLOGIQUE”
DES CONTACTS D'UN ASSEMBLAGE BOULONNÉ.
Contrôle du serrage, du dévissage, ...
des assemblages d'aéro-structures et conséquences sur leur conception.**

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2016LYSEI055

Ecole doctorale : Mécanique - Energétique - Génie Civil - Acoustique

Spécialité : Génie Mécanique

RESUME : Depuis l'utilisation des boulons au XV^e siècle pour assembler deux pièces, les assemblages boulonnés posent des questions quant à la compréhension de leur fonctionnement et de leurs défaillances, telles que la variation de la tension de serrage entraînant, le desserrage, le dévissage, la perte d'étanchéité, l'initialisation de fissures, ...

Pour comprendre leur fonctionnement, une méthodologie d'analyse tribologique a été mise en place, permettant de démonter un assemblage boulonné sans le desserrer, afin de ne pas modifier les conditions de contact lors du desserrage. Ainsi, toutes les interfaces d'assemblages (“filets” écrou/vis et “autres que filets”) formant des triplets tribologiques, ont été étudiées durant les trois phases de leur cycle de vie (fabrication, serrage, service) par le biais de cas-tests de matériaux différents. Un dialogue interactif entre les expérimentations (corrélations d'images, expertises) et la simulation numérique (Eléments Finis, Eléments Discrets) a permis de dégager des interprétations, notamment concernant les trois phases.

Lors de la fabrication, le roulage des vis engendre des transformations tribologiques superficielles au niveau des sous-surfaces des filets formés. Le coeur des vis (noyau) restant non-déformé, ce procédé crée ainsi une différence de microstructure au sein de ces vis, ce qui est une source d'altération de leurs propriétés en fatigue.

Lors du serrage, il se forme à l'interface “filets” une mixture de troisièmes corps “sec-solide”, accommodant la vitesse entre la vis et l'écrou. Cette mixture résulte d'une réactivité entre une graisse utilisée pour le serrage et des particules, détachées d'un revêtement appliqué sur les filets d'écrous et/ou de vis. En fin de serrage, une partie de la mixture reste piégée entre les filets, jouant le rôle de maintien de la tension de serrage. Dans ces conditions, il apparaît que le frottement varie en fonction de la rhéologie de la mixture, conditionnant la variation de la tension de serrage.

En service, des instabilités de contact (glissement, décollement, ...) ont été identifiées au niveau des interfaces. Ces instabilités engendrent dans les interfaces “autres que filets” la formation d'un troisième corps oxydé. Ce dernier constitue un surplus de matière qui peut entraîner l'augmentation des contraintes mécaniques dans les assemblages. A l'interface “filets” écrou/vis, il a été constaté que si la mixture de troisièmes corps piégée en serrage n'est pas cohésive, elle est extrudée des contacts, initialisant la perte de la tension de serrage.

A partir de ces interprétations, des interactions entre plusieurs circuits tribologiques conduisent à converger vers un scénario de fonctionnement des assemblages boulonnés, permettant de solutionner leurs défaillances par la re-conception (mise en place de gorge de décharge, ...).

MOTS-CLES : assemblage boulonné, tribologie, cycle de vie, expérimentation, corrélations d'images, modélisation, DEM, FEM.

Laboratoire(s) de recherche : Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures
UMR CNRS 5259 - INSA de Lyon
18-20 rue des Sciences
69621 Villeurbanne Cedex FRANCE

Directeur de thèse : Y. BERTHIER, Directeur de Recherche, INSA Lyon

Président de jury : H. ZAIDI, Professeur, Université de Poitiers

Composition du jury :

H. ZAIDI	Université de Poitiers	Président
A. DAIDIE	INSA Toulouse	Rapporteur
J.-L. ROBERT	Université Blaise Pascal, Clermont-Ferrand	Rapporteur (excusé)
A. ELEOD	Académie des Sciences de Hongrie	Examineur
G. MOLLON	INSA Lyon	Examineur
C. PALECZNY	SAFRAN AIRCRAFT ENGINES, Villaroche	Examineur
Y. BERTHIER	INSA Lyon	Directeur de thèse
M. RENOUF	Université de Montpellier	Co-directeur de thèse (excusé)