

***A ma sœur Marina
et mes parents Elena et Atef***

THESE

pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'INSAT

Discipline : GENIE MECANIQUE

présentée et soutenue publiquement par

Youssef FARES

le 18 octobre 2006

Dimensionnement en fatigue des assemblages boulonnés à l'aide de critères de fatigue multiaxiale

JURY

M. Jean GUILLOT	Professeur d'Université (INSA de Toulouse)	Directeur de thèse
M. Michel CHAUSSUMIER	Maître de Conférences (INSA de Toulouse)	Co-directeur de thèse
M. François RONDE-OUSTAU	Professeur d'Université (ENSTIMAC d'Albi)	Président
M. Gérard DEGALLAIX	Professeur d'Université (EC de Lille)	Rapporteur
M. Ibrahim MOUKARZEL	Professeur d'Université (ULFG de Beyrouth)	Rapporteur
M. Marc DESVIGNES	Maître de Conférences (ENSAM d'Aix)	Examineur

Remerciements

Je tiens à témoigner ma gratitude à mon directeur de thèse, Monsieur Jean Guillot, qui m'a soutenu et suivi tout au long de ma thèse ;

Je tiens à exprimer ma respectueuse gratitude à Monsieur Gérard Degallaix qui m'a fait l'honneur de partager ses connaissances lors d'un congrès et d'avoir accepté d'être le rapporteur de mon travail ;

J'adresse mon énorme reconnaissance à Monsieur Ibrahim Moukarzel qui m'a toujours motivé dans la vie professionnelle et a accepté de consacrer du temps pour la lecture et le jugement de ce mémoire ;

Je tiens à exprimer ma vive reconnaissance à Messieurs François Rondé-Oustau et Marc Desvignes qui ont accepté de participer à mon jury ;

Même un énorme « MERCI » ne pourra pas traduire ma gratitude et tout mon respect à Michel Chaussumier, mon encadrant... dont je suis son premier thésard.

Son aide professionnelle et son humour m'ont donné le courage pour accomplir ce travail avec succès. Je le remercie de même pour tous les conseils privés qu'il m'a donnés. « Michel, c'est un honneur d'avoir travaillé avec toi » ;

Une grande pensée à tous les chercheurs, doctorants et stagiaires des deux équipes COSAM et MNF qui ont rendu l'ambiance de travail agréable à vivre ;

Je remercie spécialement Alain Daidié, Marc Sartor, Azem Aziz, Firas Al Katan, Adrien Barrot, Chaib Zouhair, Florestan Mathurin, qui étaient là quand j'avais besoin de leur conseil, ainsi qu' Alain Bezombes, José Morreau et son équipe pour leur aide technique immédiate ;

Je remercie également les ingénieurs informatiques, surtout Michèle Grimal, Eric Boyer et Thomas Montfort pour leurs interventions rapides lors des pannes ;

Je n'oublie pas Annie, Nathalie et Martine que je remercie particulièrement pour leur sympathie et leur aide administrative ;

Enfin, je remercie tout le corps enseignant du DGM, en particulier Jean Claude Laffitte et Jérôme Faure ainsi que le directeur du département, Monsieur Jean Charles Marré, qui m'ont fait confiance et m'ont accueilli chaleureusement lors de mes vacances ;

« C'est un honneur de vous avoir connu, Adrien et Christine Barrot, je ne vous oublierai jamais », en vous remerciant infiniment ainsi que vos familles pour tout ce que vous avez fait pour rendre mon séjour toulousain agréable, du début jusqu'à la fin ; J'ajoute là dessus un merci plein de respect à mon colocataire Nicolas Laurien, qui m'a accueilli et m'a supporté les derniers mois ;

A tout mon cercle d'ami(e)s toulousains et libanais à Toulouse, sachez que j'ai vraiment passé d'agréables moments et soirées en votre compagnie que je n'oublierai jamais... Mes meilleurs salutations pour Clara, Fred et Stéphan, Guillaume et Magalie, Dany et Julie, ManuXXX et Marina, Marion Jeanclos, Sandrine Geoffroy, Mariel KanGooo, Azem Aziz, Jean François Berdah, Tony Ghosn, Manu16v, SebR32, et ainsi que les membres et le staff « Golfistes » ;

Je tiens à m'excuser des personnes que je n'ai pas citées car le stress de la dernière ligne droite du mémoire prenait dessus ;

Enfin, je n'oublie pas ma sœur Marina et mes parents Elena et Atef sans qui, par leurs sacrifices depuis toujours ainsi que leurs soutiens et encouragements, ce travail n'aurait jamais vu le jour...

Sommaire

<i>Introduction générale</i>	<i>1</i>
<i>Chapitre 1: Dimensionnement des assemblages boulonnés: état de l'art</i>	<i>5</i>
<i>1 Introduction</i>	<i>5</i>
<i>2 Normes concernant les éléments filetés</i>	<i>6</i>
<i>3 Tenue statique d'un assemblage boulonné</i>	<i>7</i>
<i>4 Prise en compte des caractéristiques des pièces assemblées: raideur de l'assemblage</i>	<i>10</i>
<i>5 Tenue d'un assemblage boulonné sous chargement variable</i>	<i>11</i>
<i>5.1 Les différents types de rupture en fatigue des boulons</i>	<i>11</i>
<i>5.2 Courbes de fatigue et limites d'endurance</i>	<i>13</i>
5.2.1 Les courbes de fatigue	13
5.2.2 Limites d'endurance	14
5.2.3 Influences du pas, de la géométrie du filet et du diamètre sur la limite d'endurance	14
5.2.4 Influence du mode de fabrication des vis	15
5.2.5 Modélisation des courbes de fatigue	16
5.2.6 Diagrammes d'endurance	17
<i>5.3 Les approches plus récentes de la tenue en fatigue des assemblages boulonnés</i>	<i>22</i>
<i>6 Conclusion sur les méthodes de dimensionnement en fatigue des boulons</i>	<i>22</i>

Chapitre 2: Critères de fatigue pour le dimensionnement en fatigue des boulons	25
1 Introduction	25
2 Les critères de fatigue	25
3 Résultats de l'analyse comparative des critères faite par WEBER	27
3.1 Le cadre de l'étude	27
3.2 La méthode de validation	27
3.3 Les résultats des tests de validation	29
3.4 Choix d'un critère	31
4 Généralisation des critères au domaine de l'endurance limitée	33
4.1 Introduction	33
4.2 Les différents modèles de représentation des courbes de fatigue	34
4.3 Formulation généralisée des critères	36
4.3.1 Le critère de SINES	36
4.3.1.1 Le critère initial	36
4.3.1.2 Généralisation au domaine de l'endurance limitée	37
4.3.2 Le critère de Dang Van	39
4.3.2.1 Le critère initial	39
4.3.2.2 Généralisation au domaine de l'endurance limitée	43
5 Conclusion	44

Chapitre 3 : Modélisations éléments finis	45
1 Introduction	45
2 Historique de la modélisation éléments finis des boulons	46
3 Modèles éléments finis développés dans le cadre de cette étude	47
3.1 Le modèle 2D	49
3.1.1 Le modèle	49
3.1.2 Détermination du coefficient de concentration de contrainte et du gradient de contrainte	50
3.2 Loi de comportement élastoplastique	53
3.3 Comparaison entre les différents modèles	55
3.4 Le modèle 3D avec hélice	56
3.4.1 Premier modèle 3D	56
3.4.2 Deuxième modèle 3D	59
3.4.3 Le modèle retenu pour les simulations	59
3.5 Validation du modèle éléments finis	60
3.5.1 Validation sur boulons « standards »	60
3.5.2 Validation sur boulons « spéciaux »	61
3.6 Etat de contrainte dans la liaison vis-écrou	62
3.6.1 Coefficient de concentration de contrainte en élastoplasticité et gradient de contrainte	62
3.6.2 Répartition de la charge le long des filets en prise	64
3.6.3 Rupture statique des boulons	67
4 Conclusion sur la modélisation éléments finis des boulons	69
5 Le modèle éléments finis du dispositif expérimental de validation	70
5.1 Présentation du dispositif expérimental	70
5.2 Le modèle éléments finis de la bride	71
5.3 Qualité du modèle éléments finis	72
6 Conclusion sur les modélisations	75

Chapitre 4 : Application des critères de SINES et de DANG VAN aux boulons	77
1 Introduction	77
2 Les boulons testés	80
3 Simulation numérique des essais de fatigue	80
4 Résultats de la caractérisation	82
4.1 Cas des boulons « standards »	82
4.1.1 Les courbes de fatigue	82
4.1.2 Caractérisation à l'aide du critère de SINES	83
4.1.3 Caractérisation avec le critère de DANG VAN	88
4.1.4 Conclusion sur la caractérisation en fatigue des boulons « standards »	91
4.2 Cas des boulons « spéciaux »	92
4.2.1 Les résultats d'essais	92
4.2.2 Explications	95
4.2.3 Caractérisation à l'aide du critère de SINES	96
4.2.4 Caractérisation à l'aide du critère de DANG VAN	98
5 Validation des critères	99
5.1 Première phase de validation	99
5.1.1 Cas des boulons « standards »	99
5.1.1.1 Critère de SINES	99
5.1.1.2 Critère de DANG VAN	101
5.1.2 Cas des boulons « spéciaux »	102
5.1.2.1 Les Résultats d'essais	102
5.1.2.2 Prédiction de durées de vie	103
5.1.2.3 Conclusion	104
5.1.3 Conclusion sur la première phase de validation	105
5.2 Deuxième phase de validation : essai sur bride	106
5.2.1 Présentation du dispositif expérimental.	106
5.2.2 Essais de reproductibilité du serrage	107
5.2.3 L'essai de validation	109
5.2.4 Prédiction de durée de vie	112
5.2.5 Conclusion sur la validation de la démarche de dimensionnement sur bride	114
6 Conclusion	115

Chapitre 5 : Modèles analytiques pour le dimensionnement en fatigue des assemblages boulonnés	117
1 Introduction	117
2 Les méthodes analytiques de NEUBER et ESED	118
2.1 La méthode basée sur la règle de NEUBER	118
2.1.1 La règle de NEUBER pour un chargement uniaxial	118
2.1.2 Généralisation de la règle de NEUBER pour les chargements multiaxiaux	120
2.1.3 La règle de NEUBER appliquée aux chargements cycliques	122
3 La méthode de la densité d'énergie de déformation équivalente (ESED)	126
4 Comparaison de la règle de NEUBER généralisée et de la méthode ESED.	128
5 Application au cas des boulons chargés uniaxialement	129
5.1 Avertissement	129
5.2 Mise en œuvre de la règle de NEUBER généralisée et de la méthode ESED	129
5.3 Schéma de la méthode analytique	130
5.4 Traitement par les méthodes analytiques des cycles de fatigue	131
5.4.1 Comparaison entre les résultats fournis par les différentes méthodes	132
5.4.2 Traitement des données d'essais par les méthodes analytiques	134
5.4.3 Résultats de la caractérisation : critère de NEUBER – SINES	137
5.4.4 Résultats de la caractérisation avec le critère ESED – SINES	141
6 Conclusion	145

Chapitre 6 : Modélisation du roulage à froid des vis	147
1 Introduction : Pourquoi simuler le roulage ?	147
2 Le procédé de roulage	149
2.1 Historique	149
2.2 Principe du roulage	149
2.2.1 Les techniques de roulage à deux molettes	150
2.2.2 Avantages du roulage	151
3 Détermination des contraintes résiduelles par la méthode des éléments finis	152
3.1 Le premier modèle éléments finis	152
3.1.1 Le modèle	152
3.1.2 Les conditions aux limites et la procédure de simulation	153
3.1.3 Les résultats	153
3.1.4 Validation de la simulation	154
3.1.5 Conclusions sur ce premier modèle	156
3.2 Les autres modèles éléments finis	157
3.3 Les contraintes résiduelles	158
4 Les mesures expérimentales des contraintes résiduelles	160
4.1 Mesures expérimentales des contraintes résiduelles	160
4.1.1 Principe de la mesure des contraintes par diffraction	160
4.1.2 Mesure des contraintes par diffraction de rayons X	162
4.2 Nos mesures expérimentales	163
5 Relaxation des contraintes résiduelles	165
6 Prise en compte des contraintes résiduelles dans les critères	167
7 Conclusion	169
Conclusion et perspectives	171
Références bibliographiques	179
Table des figures	189
Liste des tableaux	196

Introduction générale

Le principal objectif de ce travail de thèse est d'utiliser les critères de fatigue multiaxiale pour dimensionner les assemblages boulonnés en appliquant ces critères directement aux boulons, considérés ici exactement comme tant d'autres pièces mécaniques soumises à des chargements variables. Mais nous avons également étudié l'influence de l'ordre chronologique des opérations de roulage à froid (méthode par laquelle les filets des vis étudiées sont obtenus) et de traitement thermique (nécessaire pour assurer les caractéristiques mécaniques correspondant à la classe de boulons) sur les performances en fatigue. Cette comparaison nous a conduits à modéliser cette phase de roulage afin de déterminer l'état de contraintes résiduelles qui caractérise les boulons traités puis roulés.

Dans un premier chapitre bibliographique, nous passons en revue les différents outils actuellement disponibles pour mener à bien un dimensionnement en fatigue des boulons et des assemblages boulonnés (courbes de fatigue, diagrammes d'endurance, normes). Ces outils sont tous à caractères empiriques (diagramme de Haig) et ne permettent pas d'optimiser le dimensionnement. Ainsi, lorsqu'ils permettent d'envisager les durées de vie, ils ne permettent pas de prendre en compte la précontrainte. Ou bien, lorsqu'ils permettent la prise en compte de la nature du chargement, c'est au détriment de la durée de vie. L'étude bibliographique faite à ce sujet nous montre qu'actuellement, il n'existe pas de méthode rigoureuse pour prendre en compte à la fois la durée de vie, la nature du chargement, ainsi que le risque de rupture.

Au vu de ce constat, nous proposons d'utiliser un critère de fatigue multiaxiale. A partir de l'analyse comparative des différents critères de fatigue qu'a fait WEBER, nous en avons sélectionné deux: celui de SINES, pour sa simplicité de mise en œuvre et la qualité des prédictions qu'il fournit, ainsi que celui de DANG VAN, bien connu des personnes travaillant dans le domaine du comportement en fatigue des matériaux, pour la qualité de ses prédictions et ce, malgré sa difficulté de mise en œuvre. Dans leur formulation initiale, ces critères, comme d'ailleurs la plupart des autres, ne permettent de répondre qu'à une seule des problématiques soulevées dans le premier chapitre : la prise en compte de la nature du chargement (précontrainte et contrainte alternée) mais seulement pour des durées de vie infinies.

En effet, tous ces critères ont été formulés pour le domaine de l'endurance illimitée et les paramètres matériaux intervenants dans leurs différentes formulations ne nécessitent la connaissance que des limites d'endurance du matériau (le plus souvent deux limites d'endurance). Ces critères ne permettent donc pas prédire le nombre de cycles à rupture pour un chargement donné, mais seulement de dire si la pièce tient plus de 10^7 cycles ou non. Aussi, nous a-t-il fallu généraliser leur application au domaine de l'endurance limitée. Cette partie du travail est présentée dans le second chapitre de ce mémoire. Le principe de cette généralisation est simple : nous considérons que la droite limite du critère s'appuie sur deux courbes de fatigue, dites « courbes de référence ». Pour cela, nous avons considéré que les paramètres matériaux intervenant dans ces formulations étaient des fonctions du nombre de cycles de sorte que, pente et ordonnée à l'origine de la droite limite évoluent en fonction du nombre de cycles à rupture. Cette généralisation conduit alors à des critères faisant intervenir, non plus deux paramètres matériaux, mais huit (quatre pour chacune des courbes sur lesquelles s'appuient les droites limites du critère). La détermination de ces huit paramètres se fait en utilisant la méthode des moindres carrés, en nous appuyant sur les hypothèses retenues par la norme NF A03-405 : la variable aléatoire est la contrainte alternée ; elle présente une distribution normale, d'écart-type constant quel que soit le nombre de cycle à rupture. L'avantage de cette méthode est de fournir une estimation d'un écart-type unique pour tout le domaine expérimental et non plus dépendant du chargement. Dès lors, il est facile de faire des prédictions de durée de vie pour n'importe quel risque de rupture.

La détermination des paramètres matériaux des critères se fait le plus souvent à partir d'essais sous des chargements uniaxiaux simples menés sur des éprouvettes lisses de telle sorte qu'il ne soit pas nécessaire de passer par une quelconque modélisation de l'essai. Mais, pour des raisons « mécaniques » et des raisons de temps, nous avons transgressé cet usage et nous avons procédé à la détermination des paramètres matériaux en réalisant des essais en fatigue directement sur les boulons. Dès lors, il devenait nécessaire de développer un modèle éléments finis des boulons afin de simuler chacun des essais et de pouvoir ainsi déterminer, avec une certaine erreur (nous en sommes conscients), l'état de contrainte en fond du premier filet en prise, lieu privilégié de l'amorçage des fissures de fatigue.

Dans le troisième chapitre de ce mémoire, nous décrivons les différents modèles éléments finis que nous avons développés. Nous avons commencé par un modèle 2D axisymétrique avec différentes finesses de maillage afin de rechercher le meilleur compromis qualité-temps de calcul. Puis nous avons développé un modèle 3D avec hélice afin de le comparer au modèle 2D et de pouvoir ainsi apprécier les améliorations que pouvait apporter un modèle plus réaliste mais de taille bien plus conséquente et plus goumand en temps de calcul. La validation de la démarche devant se faire dans la mesure du possible sur un système assez proche de la réalité des assemblages boulonnés, nous avons choisi une bride symétrique à quatre boulons qu'il nous a fallu également modéliser par la méthode des éléments finis de façon à déterminer les états de contrainte dans les zones critiques, à savoir les fonds des premiers filets en prise. Bien qu'utilisé plus tard, ce modèle est présenté dans ce troisième chapitre.

Cette phase de modélisation réalisée, nous avons appliqué les deux critères généralisés à deux lots de boulons en acier de nuance 42CrMo4 de classe 8.8 et de diamètre nominal 10 mm: des boulons dits « standards », roulés à froid puis trempés-revenus, et des boulons dits « spéciaux », trempés-revenus puis roulés à froid. Pour chacun de ces lots, nous avons mené deux campagnes d'essais qui nous ont servi à caractériser le comportement en fatigue. Nous avons ensuite mené une première phase de validation à partir d'une troisième campagne d'essais sur boulons, puis une seconde phase de validation sur l'assemblage boulonné modélisé précédemment.

La mise en œuvre de cette démarche de dimensionnement en fatigue multiaxiale est lourde et peut sans aucun doute rebuter le concepteur en charge de ce dimensionnement. Aussi, avons-nous développé une démarche située à mi-chemin entre cette méthode et les méthodes purement empiriques présentées dans le premier chapitre. Cette démarche, essentiellement analytique, nécessite tout de même un certain nombre d'essais de fatigue mais présente l'avantage de ne pas demander de modèle éléments finis du boulon ou de l'assemblage. Nous la décrivons dans le chapitre 5 de ce mémoire. Le principe en est simple : Il consiste à déterminer analytiquement l'état de contrainte en fond de filet pour chacun des cas d'essais de fatigue et à déduire les paramètres matériaux des critères de fatigue à partir de ces données. Pour déterminer l'état de contrainte au fond du premier filet en prise, nous utilisons les méthodes de NEUBER généralisée et ESED (Equivalent Strain Energy Density). Pour valider ces modèles analytiques, nous avons comparé les prédictions de durée de vie qu'ils nous fournissaient à celles fournies par le modèle éléments finis.

La comparaison entre les résultats obtenus pour les boulons « standards » et « spéciaux » a permis de mettre en évidence l'influence de la chronologie des opérations de traitement thermique et de roulage à froid. Les performances sont nettement améliorées lorsque le roulage a lieu après le traitement thermique. Cette amélioration est bien sûr à mettre sur le compte des contraintes résiduelles induites par le roulage qui génère de fortes hétérogénéités de déformation plastique entre la surface du filet et le cœur de la vis, ces hétérogénéités étant compensées par des déformations élastiques de telle sorte que les déformations totales soient compatibles entre elles. Nous avons donc initié une modélisation du roulage à froid d'une vis (stage de Master Recherche). A l'issue de ce premier travail, au cours duquel une approche expérimentale basée sur les mesures de microdureté dans les filets a été réalisée, nous avons une allure assez satisfaisante du profil des contraintes résiduelles axiales en fond d'une gorge circulaire dont le profil était identique à celui d'un creux de filet. Nous avons poursuivi ce travail en modélisant le roulage de trois puis de cinq filets circulaires. Nous avons pu faire des mesures expérimentales de ces contraintes résiduelles au Centre ESRF (European Synchrotron Research Facilities) de GRENOBLE. La source de rayons X, permet de mesurer les déformations sur une profondeur importante sans enlèvement de matière. Par ailleurs, étant donnée la nature de ces contraintes résiduelles, nous nous sommes intéressés au phénomène de relaxation qui inévitablement apparaît dès la mise en précontrainte des boulons. Nous avons simulé un chargement cyclique après roulage pour étudier l'évolution de ces contraintes résiduelles en fonction du niveau de contrainte moyenne ou maximale. Ces différentes modélisations et les résultats qu'elles ont fournis, ainsi que la confrontation de ces résultats aux mesures expérimentales sont décrits dans le sixième chapitre de ce mémoire.

Chapitre 1

Dimensionnement des assemblages boulonnés: état de l'art

1 INTRODUCTION

Parmi les différentes techniques d'assemblage, celle utilisant les vis et les boulons est sans conteste la plus répandue : dès lors qu'il y a nécessité de maintenance, on utilise cette technique qui seule permet un désassemblage facile et répété.

Depuis l'invention de la vis attribuée à ARCHYTAS de TARENTE (430 av. J.C.) et bien plus tard, pendant la Renaissance (application à l'horlogerie). Cette technique s'est considérablement développée et les fabricants n'ont eu de cesse d'améliorer les procédés de fabrication afin d'augmenter et de fiabiliser les performances de ces éléments, tant vis-à-vis des chargements statiques que des chargements variables dans le temps.

Si en statique, les ingénieurs de conception disposent d'un certain nombre de méthodes et d'outils performants pour le dimensionnement des assemblages, il n'en est pas de même pour ce qui concerne le dimensionnement de ces mêmes assemblages lorsqu'ils sont sollicités en dynamique d'autant plus que le nombre de paramètres influençant la tenue en service des assemblages est important et qu'ils sont difficiles à prendre en compte.

Dans ce chapitre, après quelques rappels élémentaires concernant la désignation normalisée et le calcul en statique, nous allons passer en revue les différentes méthodes de dimensionnement en fatigue des assemblages. Pour plus de détails, nous renvoyons le lecteur à [[Réf. 1](#)].

2 NORMES CONCERNANT LES ELEMENTS FILETES

La normalisation des dimensions des éléments filetés apparaît en 1946 lorsque l'International Standardization Organization (ISO) a défini le système de pas métrique, adopté maintenant dans la quasi-totalité des pays. Par la suite, l'AFNOR a établi plusieurs normes qui définissent les dimensions (figure 1.1), les sections résistantes, les conditions d'essai statique et en fatigue ainsi que les classes de qualité afin de préciser les performances mécaniques des éléments filetés : ce sont entre autres les normes NFE 20-898-1 et NFE 20-898-2, NF E 27-005 [N1], E 27-009 [N2], E 27-701 [N3] et E 27-702 [N4].

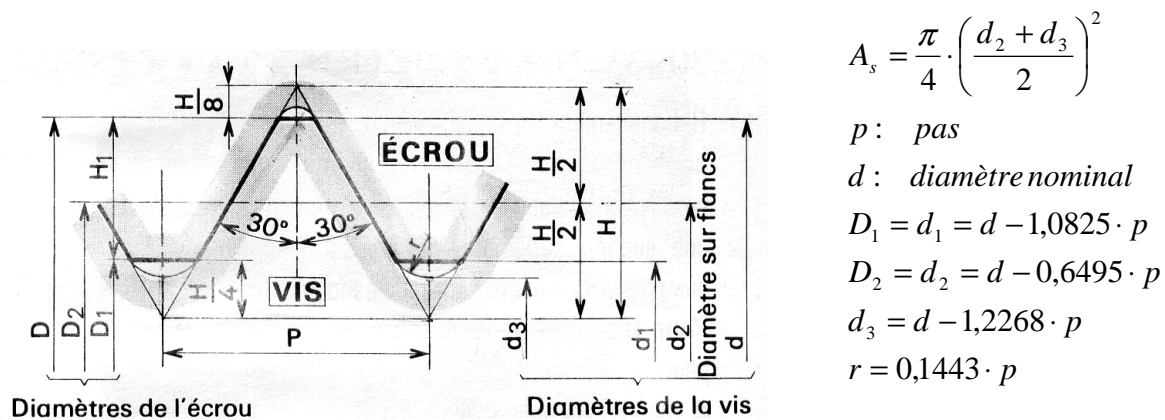


Figure 1. 1 : Définition d'un filetage ISO.

La classe de qualité permet de synthétiser les informations issues des essais de traction sur les éléments filetés : elle définit les caractéristiques des matériaux utilisables pour assurer un niveau minimum de performances. Pour les vis, cette classe de qualité est composée de deux chiffres : le premier représente le centième de la valeur nominale de la résistance à la traction R_m exprimée en MPa et le second représente dix fois le rapport entre la valeur nominale de la limite conventionnelle d'élasticité $R_{p0,2}$ et la valeur nominale de la résistance à la traction. Pour les écrous, la classe de qualité est définie par un seul chiffre correspondant sensiblement au centième de la contrainte maximale exercée sur la vis et n'entraînant pas de déformation notable de l'écrou.

Ainsi, à classe de qualité égale, l'écrou sera toujours bien plus résistant que la vis et ce sera donc la vis qui déterminera dans tous les cas la résistance statique du boulon.

3 TENUE STATIQUE D'UN ASSEMBLAGE BOULONNE

La tenue statique d'un boulon sollicité en traction uniaxiale (due à la précontrainte de serrage et à l'effort de traction appliqué sur les pièces assemblées) et en torsion (couple de torsion correspondant au couple de serrage) pourrait être définie par un calcul élémentaire d'une contrainte équivalente (celle de Von Misès par exemple) que l'on comparera à la limite d'élasticité du matériau du boulon ou à sa résistance à la traction, même si ce calcul fait intervenir les coefficients de concentration de contrainte en traction Kt_{tr} et en torsion Kt_{to} comme le montre la relation 1.1 :

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(Kt_{tr} \cdot \frac{F}{A_3}\right)^2 + 3 \cdot \left(Kt_{to} \cdot \frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot d_3^2}\right)^2} \quad (1.1)$$

avec $F = F_{serrage} + \lambda \cdot F_{ext}$;

$0 < \lambda < 1$ facteur de charge qui dépend des rigidités des pièces assemblées ;

$Mt_{serrage} = F_{serrage} \cdot (0,16 \cdot p + 0,583 \cdot f \cdot d_2)$ couple de torsion dans la vis ;

et f représente le coefficient de frottement vis-écrou.

Lorsque, comme c'est souvent le cas, les efforts appliqués sur les pièces assemblées sont excentrés par rapport à l'axe du boulon et induisent de ce fait une flexion supplémentaire dans la vis, la contrainte de flexion correspondante dans le noyau de la vis σ_{fl} est à associer à la contrainte de traction, au coefficient de concentration de contrainte Kt_{fl} près :

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(Kt_{tr} \cdot \frac{F}{A_3} + Kt_{fl} \cdot \sigma_{fl}\right)^2 + 3 \cdot \left(Kt_{to} \cdot \frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot d_3^2}\right)^2} \quad (1.2)$$

Mais ce calcul élémentaire ne peut convenir réellement pour qualifier la tenue statique du boulon. Les raisons en sont fort simples :

- en premier lieu, l'effort de serrage, encore appelé précontrainte, est entaché d'une grande imprécision [Réf. 2] : cette imprécision est due à l'incertitude sur la valeur du coefficient de frottement vis-écrou f et à l'incertitude du couple de serrage appliqué par l'outil [Réf. 3].
- ensuite, il ne permet pas de prendre en compte la répartition de charge entre la vis et l'écrou (34% de la charge est transmise au niveau du premier filet en prise comme la montre la figure 1.2).

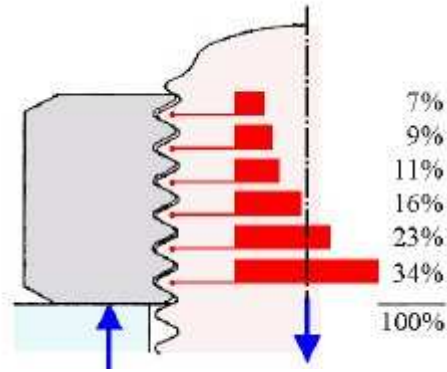


Figure 1.2 : Répartition de la transmission de l'effort entre la vis et l'écrou d'après [Réf. 5].

Analysé pour la première fois en 1948 par SOPWITH [Réf. 4], ce phénomène a depuis été très souvent étudié et de nombreux modèles analytiques ont été proposés [Réf. 5] [Réf. 6] [Réf. 7]. Cette répartition peut être prise en compte en majorant la contrainte nominale par un coefficient compris entre 4 et 5 dans le cas des filetages ISO à pas gros [Réf. 8] [Réf. 9].

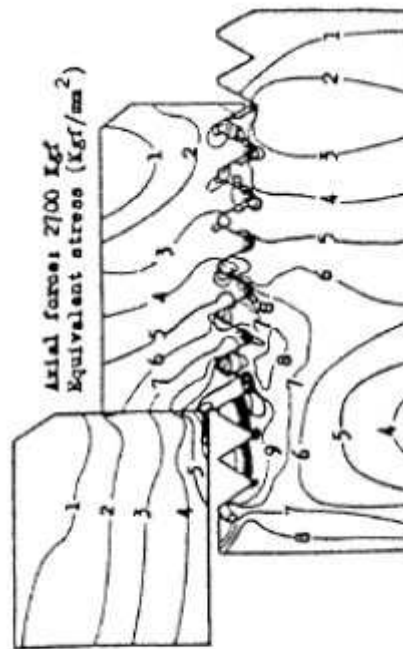


Figure 1.3 : Courbes isocontraintes équivalentes d'après [Réf. 9].

Remarquons que certaines formes d’écrou, en modifiant le niveau d’introduction de la charge, permettent de réduire cette disparité de transmission d’effort [Réf. 10].

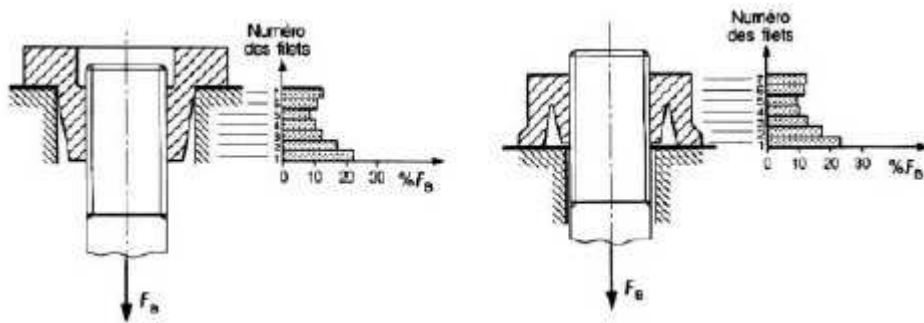


Figure 1.4 : Répartition des efforts dans les écrous suspendus et spéciaux d’après [Réf. 10].

- par ailleurs, le fond de ce même premier filet en prise est le siège de la plus forte concentration de contrainte, comme le montre la figure 1.5 [Réf. 11].

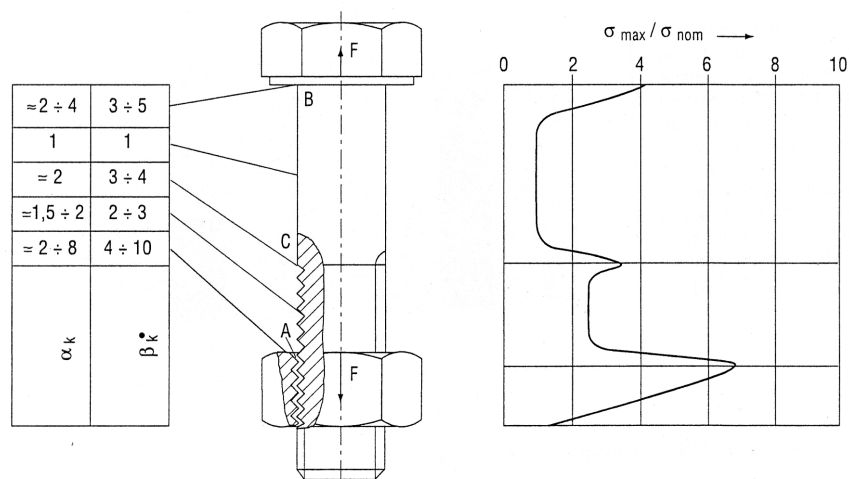


Figure 1.5 : Répartition du coefficient de concentration de contrainte le long d’un boulon soumis à de la traction d’après [Réf.11].

La détermination de ce coefficient de concentration de contrainte et de sa répartition le long de la tige est entachée d’une certaine dispersion, même si celle-ci peut être considérablement réduite par des calculs numériques [Réf. 9] [Réf. 12].

- enfin, allant de paire avec la concentration de contrainte, le fond du filet est le siège d'un état de contrainte multiaxial complexe. De plus, la sévérité de "l'entaille" que représente le filet entraîne systématiquement, du moins pour les niveaux de précontrainte de serrage usuellement mis en œuvre dans les assemblages, une plastification locale dans le fond de filet. Celle-ci peut être importante mais pour autant, elle n'entraîne pas forcément de déformation d'ensemble de la vis et encore moins sa rupture. Des essais de traction sur des éprouvettes entaillées ont d'ailleurs montré que la limite d'élasticité et la résistance à la traction augmentaient avec la sévérité de l'entaille, ces augmentations étant similaires pour des aciers de nuances distinctes [Réf. 13]. Si des méthodes analytiques comme la règle de NEUBER généralisée [Réf. 14] ou la méthode ESED (Densité d'Energie de Déformation Equivalente) [Réf. 15] permettent d'approcher soit par défaut, soit par excès, les champs de contrainte et de déformation, seule la méthode des éléments finis permet de les déterminer précisément [Réf. 16] [Réf. 17]. Nous aurons l'occasion dans les chapitres ultérieurs de développer ces différentes méthodes.

4 PRISE EN COMPTE DES CARACTERISTIQUES DES PIECES ASSEMBLEES: RAIDEUR DE L'ASSEMBLAGE

La détermination des efforts que subit le boulon, et donc sa tenue, dépend par ailleurs de la géométrie de l'assemblage et de la nature des matériaux des pièces assemblées. De très nombreux travaux ont été menés pour proposer des modèles analytiques de dimensionnement des assemblages permettant de prendre en compte à la fois la raideur des pièces mais aussi la raideur du boulon lui-même. Ils tiennent également compte du niveau d'introduction de la charge dans l'assemblage, de l'excentration de la charge extérieure appliquée induisant des contraintes supplémentaires de flexion et de la modification des forces de contact induisant une excentration de la résultante des efforts [Réf. 18] [N 6] [Réf. 19] [Réf. 2] [N 7]. Nous pouvons également citer les modèles en poutre fléchie qui permettent de prendre en compte la flexion des pièces dont l'épaisseur reste faible comparée à leur longueur et/ou par rapport à l'excentration de la charge [Réf. 20]. Depuis, les méthodes éléments finis ont permis de modéliser au mieux les assemblages boulonnés et de nouveaux modèles de dimensionnement en statique ont vu le jour [Réf. 21] [Réf. 22-23] [Réf. 24]. Nous ne développerons pas plus ces différents modèles mais nous renvoyons le lecteur aux différentes références citées.

5 TENUE D'UN ASSEMBLAGE BOULONNE SOUS CHARGEMENT VARIABLE

Comme bien d'autres pièces mécaniques, les assemblages boulonnés et donc les boulons peuvent être soumis à des charges variables dans le temps. Tout comme en statique, le point faible de l'assemblage reste le boulon et il est nécessaire de dimensionner l'assemblage de telle sorte que cet élément névralgique ne cède pas. Il faut donc s'assurer que la contrainte alternée que subit le boulon n'excède pas ce qu'il est convenu d'appeler la limite de fatigue du boulon. Pour cela, le concepteur n'a malheureusement de nos jours que peu de méthodes fiables. Nous allons les passer en revue. Mais avant cela, nous allons rappeler les principaux résultats obtenus dans ce domaine et préciser cette notion de limite de fatigue dans le cas des boulons.

5.1 LES DIFFERENTS TYPES DE RUPTURE EN FATIGUE DES BOULONS

Les essais de fatigue sur boulons sont définis par la norme NF E 27-009 [N 2]. Ils sont réalisés sous charge axiale. Ils nécessitent l'utilisation d'un montage permettant de prendre le boulon sous tête de vis et sous écrou comme le montre la figure 1.6.

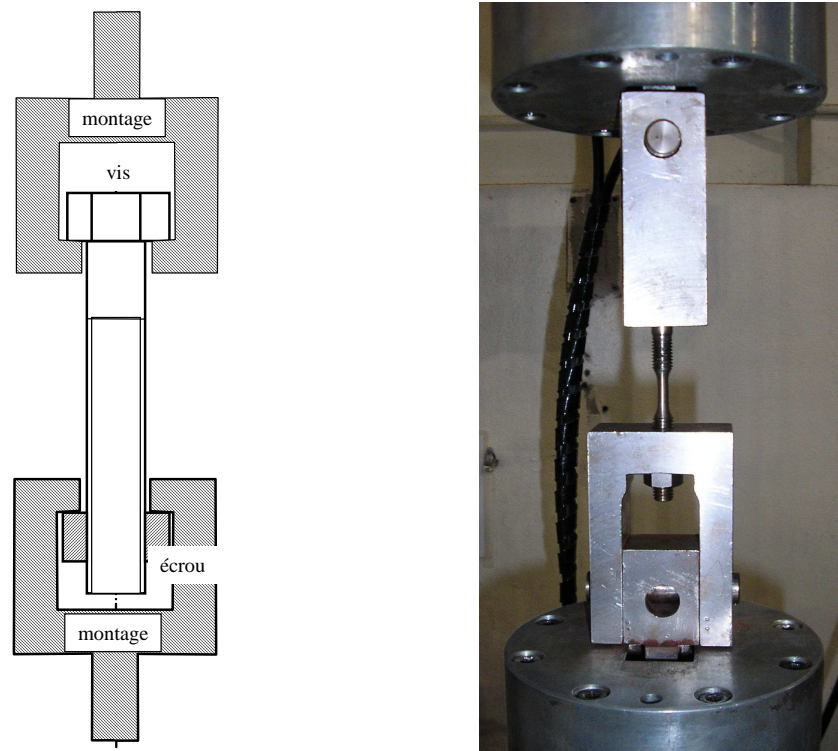


Figure 1.6 : Schéma du montage d'essai de fatigue sur boulon et montage utilisé.

Les essais permettent d’observer quatre zones de rupture. La première zone de rupture se situe dans le fond du premier filet en prise avec l’écrou (figure 1.7). Ce site correspond à la zone où le coefficient de concentration de contrainte est le plus important combiné à la répartition de la transmission de l’effort entre la vis et l’écrou (figures 1.2 et 1.5). Ce type de rupture représente environ 85% des ruptures observées. La seconde zone de rupture se situe sous la tête de la vis (figure 1.8). Ce type de rupture représente 10% des cas de rupture. La troisième zone de rupture correspond à la section de raccordement du filet avec la tige de la vis. Ce cas de rupture est déjà plus rare. Le dernier type de rupture correspond à l’arrachement des filets de l’écrou par cisaillement et ne se produit qu’exceptionnellement quand la vis et l’écrou sont du même type de matériau et de même classe.

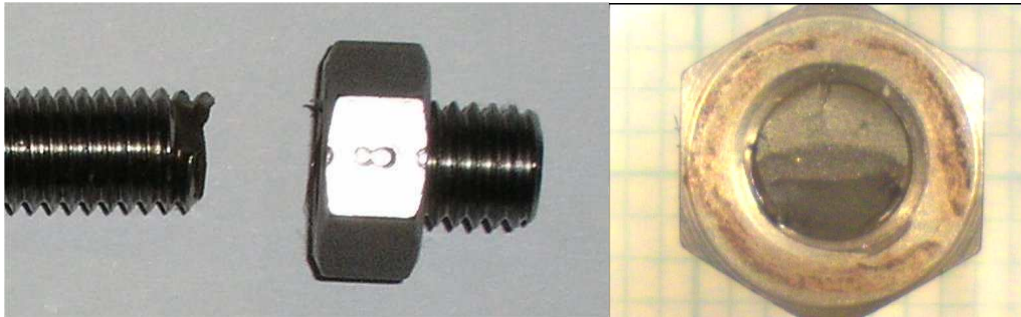


Figure 1.7 : Rupture en fond du premier filet en prise.



Figure 1.8 : Rupture sous tête.

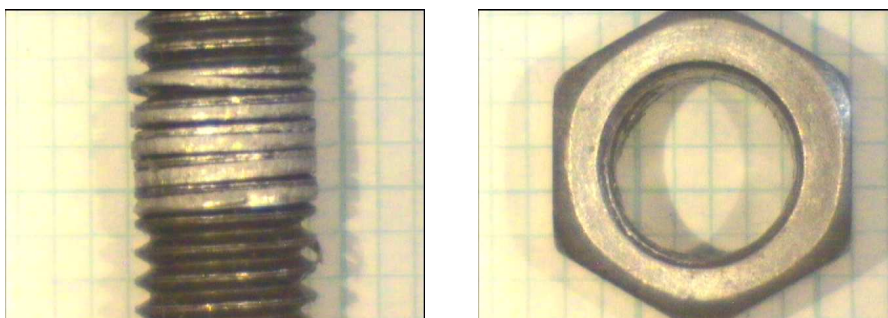


Figure 1.9 : Rupture par arrachement du filet de l'écrou.

5.2 COURBES DE FATIGUE ET LIMITES D'ENDURANCE

5.2.1 LES COURBES DE FATIGUE

Tout comme pour la caractérisation des matériaux en fatigue, on réalise des campagnes d'essais en fatigue sur des boulons afin de tracer des courbes de fatigue. Par contre, la nature même de l'élément testé et la configuration du montage imposent de réaliser des essais sous des rapports de contrainte supérieurs à 0 (contrainte minimale positive). En pratique, la contrainte moyenne mise en place pour ces essais correspond aux valeurs usuelles des niveaux de précontrainte mis en place dans les assemblages (entre 0,5 et 0,8 fois la limite d'élasticité du matériau du boulon). La figure 1.11 illustre ce type de courbe obtenue sous une contrainte moyenne de 0,7 fois la limite d'élasticité. Les méthodes statistiques d'analyse des données permettent de définir la courbe moyenne ainsi que les courbes de fatigue dites sûres correspondant à différents niveaux de risque de rupture.

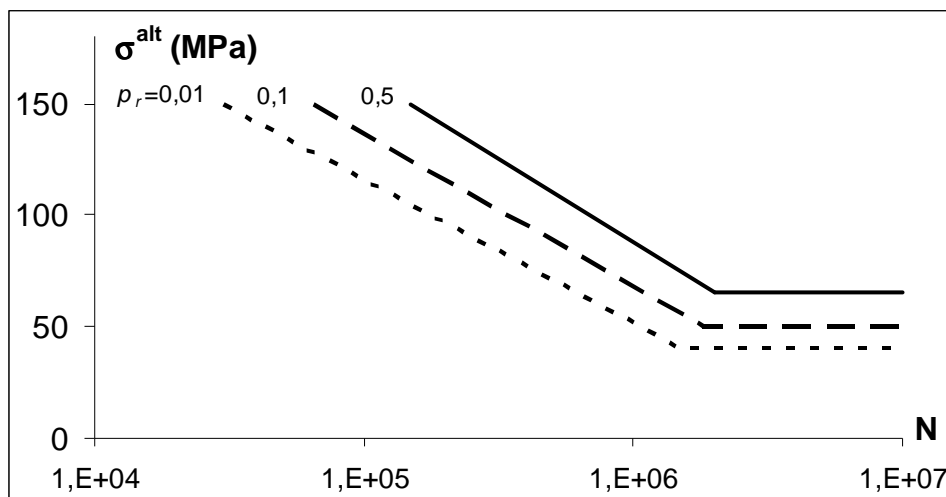


Figure 1.10 : Exemple de courbe de fatigue probabilisée pour une contrainte moyenne de 0,7. Re [Réf. 2].

5.2.2 LIMITES D’ENDURANCE

Malgré la disponibilité d’un certain nombre de résultats d’essais obtenus sur des boulons roulés à froid puis trempés-revenus [Réf. 2] [Réf. 25], la norme NF E 27-009 ne spécifie pas la limite d’endurance au sens classique du terme : valeur minimale de la contrainte alternée n’entraînant pas la rupture de la pièce après un nombre infini de cycles. Il faut donc se contenter des résultats d’essais disponibles ou de valeurs recommandées par la recommandation VDI 2230 [Réf. 7]. L’analyse des résultats d’essais permet de constater que la limite d’endurance est peu influencée par la classe du boulon. En pratique, pour des boulons de classe 8.8, 10.9 ou 12.9 roulés à froid puis trempés-revenus, cette limite d’endurance peut être estimée à 50 MPa (pour un risque de rupture de 0,1) [Réf. 2]. Rappelons que cette limite d’endurance est une contrainte conventionnelle calculée à partir de la section résistante A_s définie par la norme.

Un certain nombre de chercheurs ont élaboré des modèles empiriques permettant d’évaluer ces limites d’endurance [Réf. 26] [Réf. 27]. PATTERSON en a fait une synthèse comparative [Réf. 28]. Ses conclusions sont que ces différents modèles ne sont pas fiables et ne permettent pas de reproduire les différentes influences sur la limite d’endurance.

5.2.3 INFLUENCES DU PAS, DE LA GEOMETRIE DU FILET ET DU DIAMETRE SUR LA LIMITE D’ENDURANCE

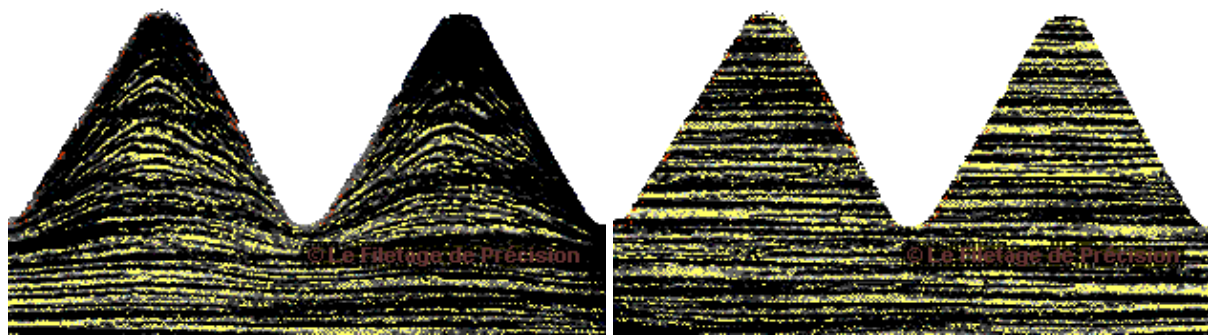
Des essais de fatigue ont été réalisés pour étudier l’influence du pas [Réf. 29], de la géométrie du filet [Réf. 30] et du diamètre [Réf. N6] sur la tenue en service. Nous résumons ici les principales conclusions auxquelles sont arrivés les auteurs de ces recherches : si le pas a une influence significative sur la tenue en fatigue des boulons (à diamètre donné, les vis à pas gros présentent une limite d’endurance plus élevée que les vis à pas fin), il n’en est pas de même pour l’angle ; Par ailleurs, les essais sur des boulons de différents diamètres ont également permis de mettre en évidence l’influence non négligeable du diamètre sur la limite d’endurance comme le montre le tableau 1.1.

d (mm)	4 à 8	10 à 16	18 à 30
σ_D (MPa)	70	60	50

*Tableau 1.1 : Influence du diamètre sur la limite d’endurance
pour une contrainte moyenne de $0,7 \cdot Re$.*

5.2.4 INFLUENCE DU MODE DE FABRICATION DES VIS

Il existe plusieurs procédés de fabrication des vis et leur tenue en fatigue en est particulièrement influencée [Réf. 31]. Outre la nuance du matériau, il est bien connu que les vis à filetage usiné ont une tenue en service bien moins bonne que les vis dont le filetage est obtenu par roulage. Ceci vient du fait que dans le premier cas les fibres de matière sont coupées, alors que dans le second cas, ces fibres sont déformées, comme le montre la figure 1.11.



a) filet roulé

b) filet usiné

Figure 1.11 : Fibrage selon le mode d'obtention du filet.

Par ailleurs, la plupart des vis utilisées en conception mécanique sont en acier de traitement thermique. Le roulage a souvent lieu avant la phase de traitement thermique, mais lorsque l’on souhaite augmenter les performances de ces éléments, on peut modifier la chronologie de ces deux opérations. Le tableau 1.2, extrait de [Réf. 31], illustre les caractéristiques statiques et en fatigue de boulons en acier de nuance AISI 4340. Dans l’article cité, le chargement (précontrainte et contrainte alterné) n’est pas précisé, mais il est identique pour les quatre types de boulons. Nous constatons la très forte influence de l’ordre des opérations et du type d’obtention du filet sur les performances en fatigue alors qu’en statique, les caractéristiques sont peu affectées.

Process	Rm (MPa)	HVsurf	Nombre cycles à rupture
Roulé à froid-Traité	1290	363±8	13667±1528
Traité-Roulé à froid	1333	368±16	39000±7550
Usiné-Traité	1333	378±7	10100±854
Traité-Usiné	1333	375±8	9500±1670

Tableau 1.2 : Evolution des caractéristiques mécaniques de boulons de nuance AISI 4340 en fonction du procédé de fabrication (Réf. 31)

5.2.5 MODELISATION DES COURBES DE FATIGUE

Si les différentes valeurs données précédemment semblent suffisantes pour des dimensionnements en endurance illimitée, elles ne permettent pas de dimensionner de façon optimale si l'on envisage une durée de vie limitée. Or étant donné le poids que peut représenter ces éléments, on peut être amené à chercher à en réduire le nombre. Si tel est le cas, il faut réaliser ses propres essais et établir une courbe de fatigue pour les boulons considérés. Mais comme tous les essais en fatigue, ceux-ci sont longs et coûteux.

L’analyse des courbes de fatigue disponibles permet de proposer une méthode de construction rapide d’une courbe de fatigue. Cette méthode, définie dans la recommandation VDI 2230 [Réf. N6], introduit le coefficient de correction de tenue dynamique K_N défini par la relation suivante :

$$K_N = \frac{\sigma_{DN}}{\sigma_D} \quad (1.3)$$

où σ_D et σ_{DN} représentent respectivement la limite d’endurance et la limite de fatigue pour N cycles.

La recommandation VDI 2230 propose une valeur K_N de 3 pour $N=10^4$ cycles et la construction d’une courbe bilinéaire illustrée par la figure 1.12.

GUILLOT [Réf. 1] considère cette valeur un peu faible et estime qu’avec une valeur de K_N égale à 4 pour 10^4 cycles, la construction bilinéaire de la courbe reste conservatrice.

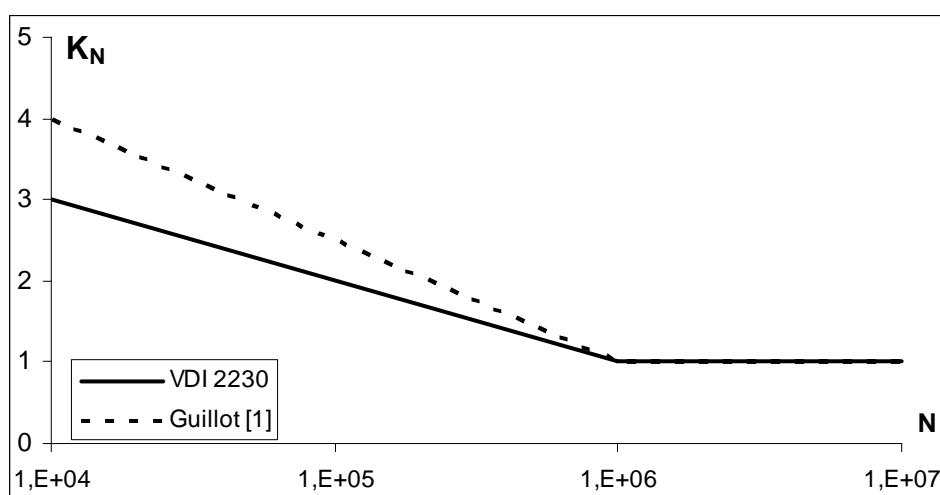


Figure 1.12 : Construction de la courbe de fatigue par la méthode du coefficient de correction de tenue dynamique.

5.2.6 DIAGRAMMES D’ENDURANCE

Ces courbes de fatigue ne peuvent servir que si le boulon est sollicité en service suivant le même type de cycle que celui utilisé pour les essais, c’est à dire sous la même précontrainte. Par contre, si ce type de boulon (même matériau, même classe de qualité) est amené à être mis en service sous différents niveaux de précontrainte, et si celle-ci évolue de façon significative (de 50% à 80-90% de la limite d’élasticité, ce qui correspond aux niveaux de précontrainte usuellement mis en place), il est nécessaire d’établir un diagramme de fatigue, ce qui implique le choix d’un critère de fatigue.

Il existe dans la bibliographie un certain nombre de résultats mettant en évidence l’influence de la contrainte moyenne sur la tenue en fatigue des boulons, par ailleurs bien connue pour les matériaux. La figure ci-dessus, issue des travaux de MASSOL [Réf. 32], illustre cette influence.

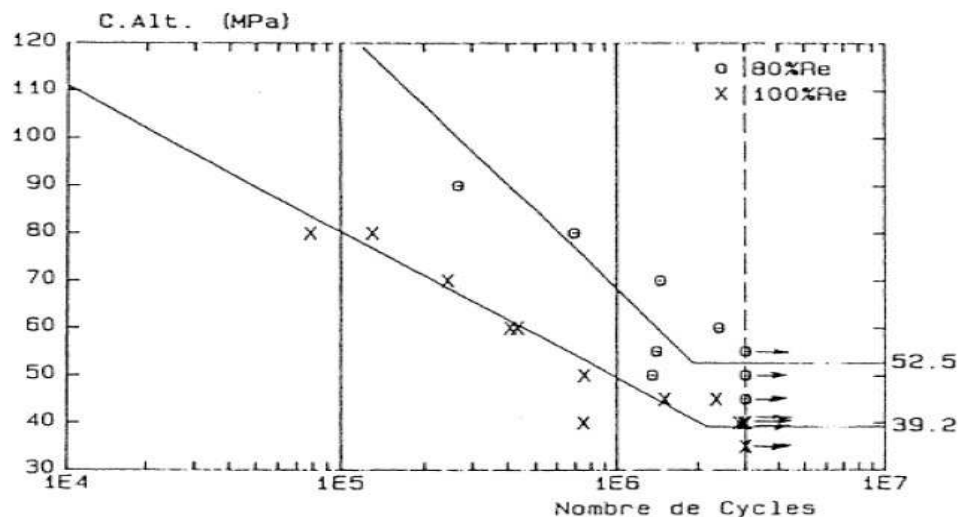


Figure 1.13 : Influence de la contrainte moyenne sur la tenue en service d'un boulon de classe 12.9 d'après [Réf. 32].

Plusieurs modèles empiriques permettant de prendre en compte cette influence ont été proposés. Voici les principaux :

- la droite de GOODMAN modifiée dont l'équation est donnée par la relation suivante :

$$\sigma^{alt} = \frac{\sigma_D}{K_f} \left(1 - \frac{\sigma^{moy}}{R_m} \right) \quad (1.4)$$

- la parabole de GERBER :

$$\sigma^{alt} = \frac{\sigma_D}{K_f} \left[1 - \left(\frac{\sigma^{moy}}{R_m} \right)^2 \right] \quad (1.5)$$

- la droite de SODERBERG :

$$\sigma^{alt} = \frac{\sigma_D}{K_f} \left(1 - \frac{\sigma^{moy}}{R_e} \right) \quad (1.6)$$

Ces trois premiers critères sont en fait issus des critères du même nom qui ont été établis pour les matériaux à partir d’essais sur éprouvettes non-entaillées [Réf. 33]. Ces modèles initiaux ont été modifiés, comme nous pouvons le voir, en introduisant le coefficient effectif de concentration de contrainte en fond de filet K_f (à la place du coefficient de concentration de contrainte K_t afin de prendre en compte la plastification à fond de filet). Ce coefficient effectif dépend du facteur de sensibilité à l’entaille q :

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (1.7)$$

qui dépend lui-même du matériau : plus le matériau est résistant, plus ce facteur tend vers 1, ce qui a pour effet d’abaisser la courbe limite, comme le montre la figure 1.14.

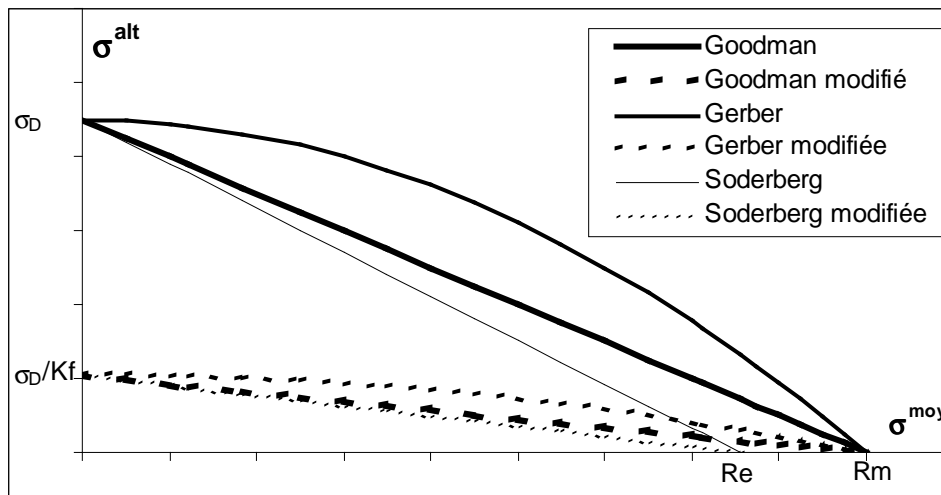


Figure 1.14 : Critères de Goodman, Gerber, Soderberg originaux et modifiés.

Par la suite, GUNN (1955) a mis en évidence l'influence bénéfique de la plasticité en fond d'entaille sur la tenue en fatigue d'éprouvettes entaillées [Réf. 34] et a proposé un modèle permettant la prise en compte de cet effet bénéfique :

$$\sigma^{alt} = \frac{\sigma_D}{Kt} \left(1 - \frac{\sigma^{moy}}{Rm} \right)^{4/3} \text{ pour } 0 \leq \sigma^{moy} \leq S_{ag} \quad (1.8)$$

$$\sigma^{alt} = \frac{\sigma_D}{Kt} \left(1 - \left(\frac{Re - Kt \cdot \sigma^{moy}}{Rm} \right)^{4/3} \right) \text{ pour } S_{ag} \leq \sigma^{moy} \leq Re \quad (1.9)$$

avec S_{ag} correspondant au point d'intersection de la courbe d'équation 1.8 avec la droite d'équation $\sigma^{alt} = -\sigma^{moy} + \frac{Re}{Kt}$.

En 1985 COOK [Réf. 35] proposa un nouveau modèle qui ressemble un peu à celui de Gunn au coefficient K_f près et la puissance 4/3 qui disparaît :

$$\sigma^{alt} = \frac{\sigma_D}{Kf} \left(1 - \frac{Kf \cdot \sigma^{moy}}{Rm} \right) \text{ pour } 0 \leq \sigma^{moy} \leq S_{ac1} \quad (1.10)$$

$$\sigma^{alt} = \frac{\sigma_D}{Kf} \left(\frac{1 - Re/Rm}{1 - \sigma_D/Rm} \right) \text{ pour } S_{ac1} \leq \sigma^{moy} \leq S_{ac2} \quad (1.11)$$

$$\sigma^{alt} = Re - \sigma^{moy} \text{ pour } S_{ac2} \leq \sigma^{moy} \leq Rm \quad (1.12)$$

avec : $S_{ac1} = \frac{Re}{Kf} - S_{ac}$ $S_{ac2} = Re - S_{ac}$ $S_{ac} = \frac{\sigma_D}{Kf} \cdot \left(\frac{Rm - Re}{Rm - \sigma_D} \right)$

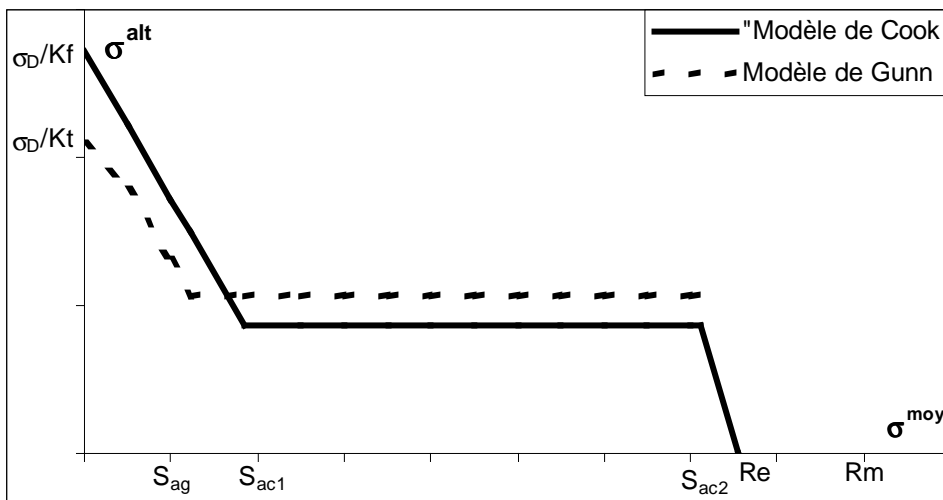


Figure 1.15 : Modèles de Gunn et de Cook.

L’analyse de ces deux derniers modèles qu’en a fait BURGUETTE montre que le modèle de COOK est trop conservatif (sous-estimation de 15% de la limite d’endurance sur l’ensemble du domaine de précontrainte alors que celui de GUNN présente une meilleure corrélation avec les résultats expérimentaux. Par ailleurs, BURGUETTE fait remarquer qu’aucun de ces deux modèles ne permet de déterminer correctement la limite d’endurance lorsque la précontrainte dépasse la limite d’élasticité alors qu’en pratique, les précontraintes de montage sont souvent de cet ordre et peuvent donc dépasser cette limite d’élasticité du fait de l’incertitude sur les conditions de serrage. C’est pour palier ce défaut que BURGUETTE [Réf. 36] proposa de compléter ces modèles par la portion de courbe parabolique suivante :

$$\sigma^{alt} = -\frac{\sigma_E}{(Rm - Re)^2} \cdot (\sigma_{moy}^2 - 2 \cdot Re \cdot \sigma_{moy} + \sigma_C) \text{ si } \sigma_{moy} \geq Re \quad (1.13)$$

où σ_E et σ_C sont deux constantes définies comme suit :

$$\sigma_E = \frac{\sigma_D}{Kf} \cdot \left(\frac{Rm - Re}{Rm - \sigma_D} \right)$$

et

$$\sigma_C = Rm \cdot (2Re - Rm)$$

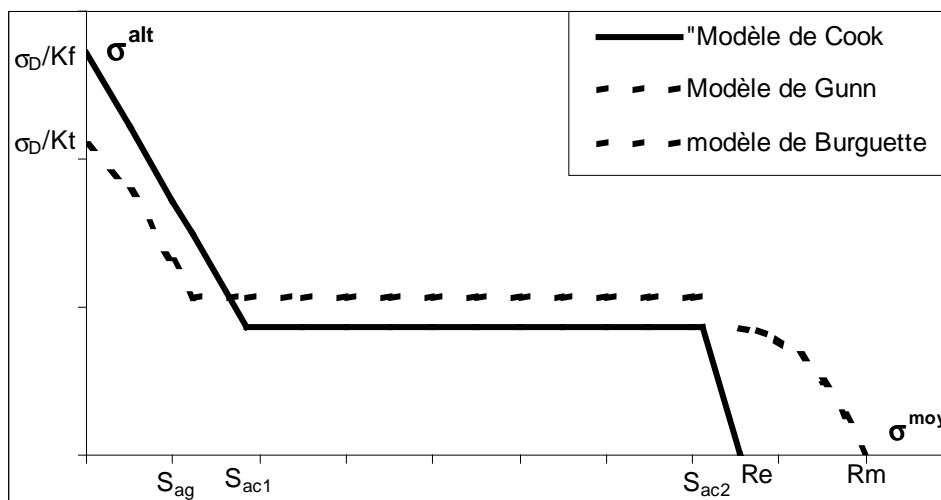


Figure 1.16 : Modèles de COOK et de GUNN complétés par BURGUETTE.

Ces différents modèles, et en particulier les trois derniers, sont de formulation difficile à retenir et mis à part celui de COOK complété par BURGUETTE, ils ne permettent pas de bien reproduire l’expérience.

Par la suite, les comités de normalisation ont préféré retenir le diagramme de Haig (recommandation VDI 2230 [Réf. N7]). De formulation simple, il est possible de le construire expérimentalement à partir de quelques courbes de fatigue, établies pour différents niveaux de précontrainte [Réf. 13].

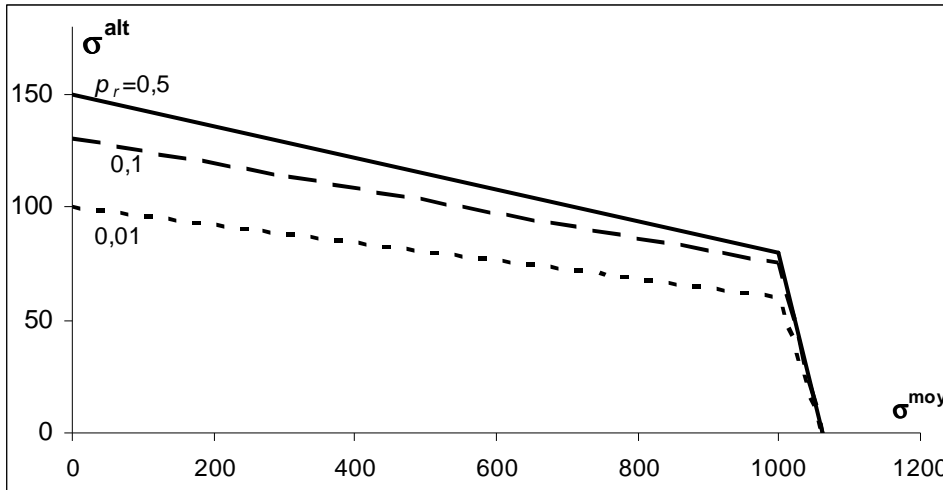


Figure 1.17 : Diagramme de Haig probabilisé pour des boulons de classe 12.9.

Ce diagramme permet de constater une très faible influence de la contrainte moyenne sur la limite d’endurance. En effet, dans le domaine des précontraintes usuellement mises en place dans les assemblages, la limite d’endurance ne varie que de 5MPa lorsque la contrainte moyenne varie de 100 MPa.

La prise en compte de l’influence du diamètre sur la limite d’endurance peut se faire en utilisant le diagramme de Haig (figure 1.18) [Réf. N6].

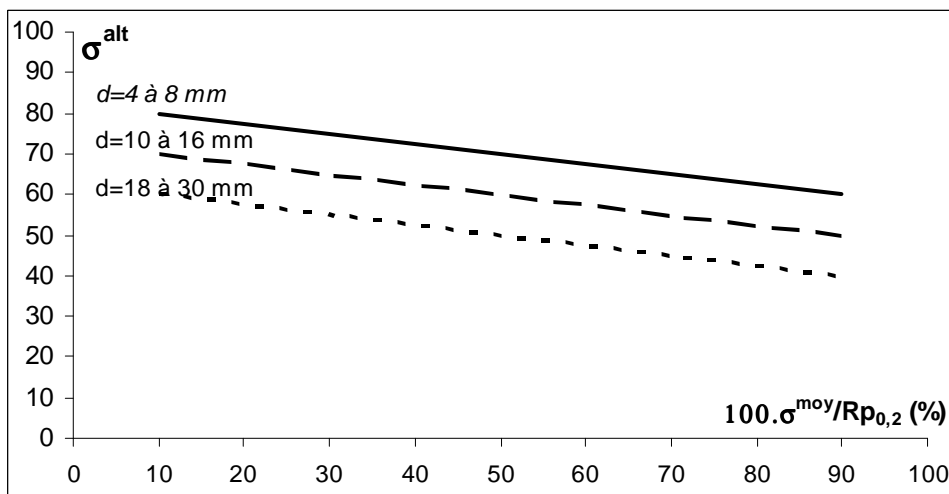


Figure 1.18 : Influence du diamètre du boulon sur la droite limite du diagramme de Haig pour des boulons de classe 8.8, 10.9 et 12.9.

5.3 LES APPROCHES PLUS RECENTES DE LA TENUE EN FATIGUE DES ASSEMBLAGES BOULONNES

FLAVENOT, dans un travail récent [Réf. 37], propose de déterminer la durée de vie du boulon en se servant du modèle de NEUBER qui permet de déterminer l'état de contrainte et de déformation en fond de filet [Réf. 38], connaissant la loi d'écrouissage cyclique du matériau et du modèle de courbe de fatigue de MANSOON-COFFIN. Cette nouvelle approche a fourni des résultats plutôt conservatifs, mais de l'avis de son auteur, nécessite plus de résultats pour permettre une prédiction fiabilisée de la durée de vie.

Pour leur part, DUVAL et al [Réf. 39] ont proposé une approche de la tenue en fatigue des boulons utilisant la loi d'endommagement de LEMAITRE et CHABOCHE [Réf. 40, 41] dans sa formulation multiaxiale [Réf. 42, 43]. Ce travail a été réalisé à partir d'essais sur des éprouvettes présentant une entaille circulaire de géométrie identique à celle d'un filet. La détermination de l'état de contrainte en fond d'entaille, nécessaire pour l'application de la loi d'endommagement, a été déterminée par la méthode des éléments finis.

6 CONCLUSION SUR LES METHODES DE DIMENSIONNEMENT EN FATIGUE DES BOULONS

Les données expérimentales concernant la tenue en fatigue des boulons sont relativement peu nombreuses. Si certaines courbes de fatigue sont disponibles dans la littérature, il faut le plus souvent se contenter de valeurs de limite d'endurance proposées par les normes comme la recommandation VDI 2230. Mais la seule "connaissance" de ces limites d'endurance ne permet pas de faire un dimensionnement optimal si la durée de vie à atteindre reste limitée. Et mis à part le cas idéal où l'on disposerait d'une courbe de fatigue pour un type de boulons particulier (classe, dimension donnée) établie pour le niveau de précontrainte qui sera effectivement mis en place dans l'assemblage, les ingénieurs concepteurs ne disposent pas de méthode fiable pour traiter ce type de problème.

Il est bien sûr possible de construire des diagrammes de fatigue similaires à celui que propose la recommandation VDI 2230 pour le domaine de l'endurance illimitée, en cumulant la méthode de construction du diagramme de Haig à celles d'une courbe de fatigue. Mais avec un tel critère, on s'éloigne encore plus de la réalité du comportement du boulon.

Mais, à défaut d'autre chose, cela est préférable.

Alors pourquoi ne pas reconsidérer le dimensionnement en fatigue des boulons d'une toute autre façon ?

Ne pouvons-nous pas considérer ces boulons comme des pièces mécaniques classiques, soumises-elles aussi à des chargements variables et pour lesquelles on applique un critère de fatigue multiaxiale ?

Mais alors quel critère de fatigue faut-il choisir ? Il en existe de nombreux. Pour faire un choix, nous allons nous servir de l'étude comparative des critères qu'a faite WEBER [[Réf. 44](#)].

Chapitre 2

Critères de fatigue pour le dimensionnement en fatigue des boulons

1 INTRODUCTION

Les outils de dimensionnement en fatigue des assemblages boulonnés ne sont pas, comme nous avons pu le voir dans le chapitre précédent, suffisamment performants pour pouvoir concevoir de façon optimisée. Pour palier l'inconvénient de ces méthodes, nous proposons d'aborder ce problème de la même façon qu'il est abordé dans les domaines de la construction automobile ou ferroviaire : en utilisant un critère de fatigue multiaxiale.

Nous n'allons pas détailler dans ce chapitre les différents critères de fatigue qui ont été développés depuis la découverte de ce phénomène par les ingénieurs Allemands de la construction ferroviaire (1850) et son approche expérimentale par Wöhler dès 1870. Nous allons juste rappeler les grandes familles de critère en citant pour chacune un nombre limité de critères parmi les plus connus, mais nous invitons le lecteur à se reporter à la très vaste bibliographie concernant ce sujet qui reste de nos jours un champ de recherche très actif. Puis, nous allons reprendre quelques éléments du travail de WEBER [Réf. 44], qui a mené une étude comparative des différents critères de fatigue multiaxiale, de façon à sélectionner ceux que nous appliquerons au dimensionnement des boulons et des assemblages boulonnés.

2 LES CRITERES DE FATIGUE

Depuis les débuts des recherches sur le comportement en fatigue multiaxiale dans les années 30, de très nombreuses études ont été réalisées pour tenter de proposer des critères de dimensionnement des pièces soumises à des chargements cycliques multiaxiaux. La liste des critères existant est désormais très longue et un certain nombre de chercheurs en ont fait des analyses comparatives vis-à-vis de leurs réponses par rapport à des cas de chargements types avec des degrés de triaxialité plus ou moins élevés et avec ou sans déphasage entre les composantes des efforts. Sans aller plus en détails, nous pouvons cependant rappeler les grandes familles de critères avant de présenter les résultats de l'analyse comparative.

La première famille historique de critères regroupe les critères dits empiriques, établis pour des chargements uniaxiaux et parfois biaxiaux dans le domaine de l'endurance

illimitée, qui ne sont théoriquement utilisables que pour des chargements en tout point similaires à ceux mis en œuvre pour leur formulation. Nous pouvons citer entre autres les critères de GOODMAN, de GERGER, de HAIG relatifs à l'influence d'une contrainte moyenne de traction sur la limite d'endurance et que nous avons déjà présentés dans l'analyse des différentes méthodes actuelles de dimensionnement en fatigue des boulons. Citons également celui de GOUGH et POLLARD (1951) [Réf. 45] relatif à l'influence d'une contrainte de cisaillement moyenne sur la limite d'endurance en flexion et celle d'une contrainte moyenne de traction sur la limite d'endurance en torsion alternée.

La seconde famille regroupe les critères dits semi-empiriques, issus de l'analyse phénoménologique de la rupture par fatigue. Ils sont construits à partir de deux principes :

- durant le stade I, la propagation se fait dans un plan de cisaillement ;
- il est reconnu que la contrainte normale sur ce plan de cisaillement a également une influence sur l'amorçage d'une fissure de fatigue.

Tous les critères de cette seconde famille traduisent une limitation d'une combinaison des contraintes normales et de cisaillement sur le plan de propagation du stade I. Chaque critère se singularise par la définition de la contrainte équivalente et par le choix du plan de propagation du stade I appelé plan de cisaillement. Ils peuvent être regroupés selon deux types d'approche :

- l'approche globale : ces critères utilisent une grandeur globale (invariants du tenseur des contraintes, moyenne quadratique d'un indicateur d'endommagement ou grandeur énergétique) caractéristique du chargement limite ; dans ce groupe nous trouvons entre autres les critères de CROSSLAND (1956) [Réf. 46], de SINES (1959) [Réf. 47 et 48] et de FOGUE (1987) [Réf. 49], les critères énergétiques d'ELLYN (1974) [Réf. 50], de FROUSTEY-LASSERRE (1992) [Réf. 51] ou de GLINKA (1995) [Réf. 52].
- l'approche par plan critique : ces critères sont construits sur la recherche d'une facette dite critique sur laquelle une quantité, propre à chaque critère, atteint un maximum caractéristique du chargement limite ; dans ce groupe, nous trouvons entre autres les critères de Mc DIARMID (1973) [Réf. 53], de DANG VAN (1974) [Réf. 54], celui de DEPERROIS (1991) [Réf. 55] ou encore ceux de GALTIER et SEGURET (1990) [Réf. 56] ou de ROBERT (1992) [Réf. 57].

D'autres critères sont utilisés, basés sur les déformations, tandis que ceux que nous avons cités parmi une liste très conséquente de critères utilisent les contraintes.

Parmi ceux-ci, nous pouvons citer par exemple ceux de MILLER et BROWN (1973) [Réf. 58], de SOCIE (1987) [Réf. 59 et 60] et celui de SMITH-TOPPER-WATSON [Réf. 61]. Il y a encore les lois d'endommagement dont celle, très connue, de CHABOCHE [Réf. 40 à 43]. Les critères cités ici ne représentent qu'une toute petite partie de la très longue liste de critères disponibles, mais nous n'avons pas voulu surcharger la liste de références bibliographiques plus spécifiquement liées à notre propos. Nous devons maintenant en choisir un ou deux en vue de l'application au dimensionnement des boulons et des assemblages boulonnés. Pour cela, nous allons nous servir des résultats de l'analyse comparative réalisée par WEBER [Réf 44].

3 RESULTATS DE L'ANALYSE COMPARATIVE DES CRITERES FAITE PAR WEBER

3.1 LE CADRE DE L'ETUDE

Le travail de WEBER a consisté à comparer les résultats donnés par une quarantaine de critères de fatigue multiaxiale à un grand nombre de résultats d'essais multiaxiaux faisant intervenir les influences de la multiaxialité, du niveau de contrainte moyenne et du déphasage entre les composantes des tenseurs de contraintes. L'objectif était de valider ces différentes propositions par rapport à un ensemble important d'essais représentatifs des chargements multiaxiaux. Seuls les critères de fatigue empiriques et les lois d'endommagement n'ont pas été analysés.

3.2 LA METHODE DE VALIDATION

Pour valider ces différents critères, WEBER a tout d'abord normalisé la formulation de ces critères de façon à obtenir une fonction de fatigue, notée $E_{critère}$. Nous donnons ci-dessous un exemple de ce type de fonction dans le cas du critère de SINES :

$$E_{SI} = \frac{\sqrt{J_2^{alt}} + \alpha \cdot I_1^{moy}}{\beta} \quad (2.1)$$

où
$$\beta = \tau_{D,-1} \text{ et } \alpha = 2 \frac{\tau_{D,-1}}{\sigma_{D,0}} - \frac{1}{\sqrt{3}} \quad (2.2)$$

avec $\sigma_{D,0}$ et $\tau_{D,-1}$ représentant respectivement les limites d'endurance en traction ondulée (rapport de contrainte égal à 0) et en torsion purement alternée.

Cette fonction $E_{critère}$ est telle que, lorsque la limite de fatigue du matériau est atteinte, elle est égale à l'unité. Cette condition est systématiquement validée lors du calage du critère, c'est-à-dire durant la phase d'identification des paramètres matériau du critère. Cette phase d'identification est souvent réalisée à partir des limites d'endurance en flexion rotative, traction purement alternée ou ondulée, et torsion purement alternée. Lors de la confrontation de ces critères à des résultats d'essais différents de ceux qui ont servis au calage, cette fonction donne une valeur proche de l'unité, soit par défaut, soit par excès. Trois cas de figure peuvent se présenter :

- lorsque la valeur obtenue pour la fonction $E_{critère}$ est inférieure à 1, cela signifie que le critère est non-conservatif : la contrainte multiaxiale est plus faible que la limite de fatigue et si la contrainte multiaxiale est remontée au niveau de cette limite de fatigue (de sorte que la fonction $E_{critère}$ vaille l'unité) la durée de vie sera en fait plus faible que le nombre de cycles correspondant à cette limite de fatigue ;
- lorsque la valeur obtenue est supérieure à 1, cela signifie que le critère est conservatif : la contrainte multiaxiale est supérieure à la limite de fatigue et si elle est redescendue au niveau de cette limite de fatigue (de sorte que la fonction $E_{critère}$ vaille l'unité), la durée de vie sera supérieure à celle correspondant à cette limite de fatigue ;
- lorsque la valeur obtenue est strictement égale à l'unité, cela signifie que le critère fournit des résultats conformes à la réalité expérimentale.

La justesse du critère est alors évaluée par la quantité ΔE :

$$\Delta E = E - 1 \quad (2.3)$$

La représentation graphique de cette quantité, ramenée en pourcentage, permet d'apprécier très rapidement la justesse du critère (figure 2.1). Sur l'axe horizontal, centré sur l'unité, WEBER indique les intervalles d'écart par rapport au cas idéal (par défaut à gauche ou par excès à droite). Sur l'axe vertical, il indique le nombre d'occurrences. Il obtient ainsi une courbe de répartition de qualité pour chaque critère. La forme de la courbe de répartition permet de qualifier le critère de fiable (si la cloche est étroite et centrée) ou d'incertain (si la cloche est très évasée), plutôt conservatif (si la cloche est étroite mais décalée sur la droite) ou non-conservatif (lorsque la cloche est étroite mais décalée vers la gauche).

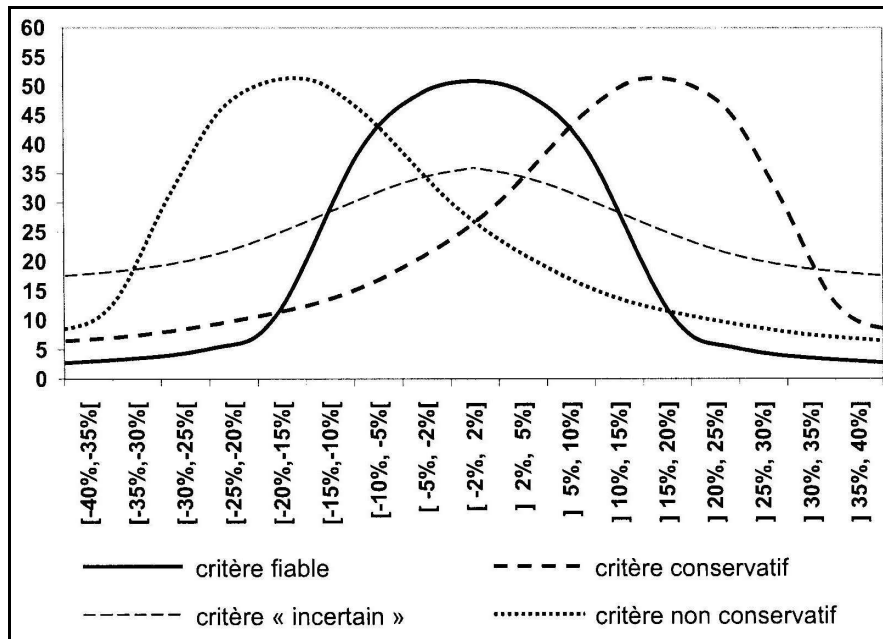


Figure 2.1 : Représentation graphique de la validité des critères de fatigue proposée par WEBER.

3.3 LES RESULTATS DES TESTS DE VALIDATION

La banque de données utilisée par WEBER est issue principalement de la littérature. Ces données concernent différentes nuances d'acier, différents types de sollicitations biaxiales sinusoïdales avec ou sans déphasage. Au total, ce sont quelques 233 essais multiaxiaux qui ont servi pour la validation des différents critères depuis ceux de NISHIRARA et KAWAMOTO (1945) [Réf. 62] jusqu'à ceux de DUBAR (1992) [Réf. 63].

Le tableau 2.1, extrait des tableaux I.2 et I.3 du mémoire de thèse de WEBER, récapitule les résultats obtenus pour les différents critères. Dans ce tableau, apparaissent le nombre d'essais répondants aux conditions de validité du critère, les nombres d'essais et, entre parenthèses les pourcentages correspondants, pour lesquels l'écart de validité est situé entre -40% et +40%, entre -2% et +2%, entre -40% et -2% et entre +2% à +40%.

Pour ne pas allonger inutilement ce tableau, nous n'y avons fait apparaître que les critères qui présentent les meilleures performances et nous les avons classés par ordre croissant de nombre de cas considérés comme « justes » (écart de validité compris entre -2% et +2%).

Critère	Nombre d'essais validants	Nombre (%) d'essais dont l'écart de validité est compris entre			
		[-40%,+40%]	[-2%,+2%] « justesse »	[-40%,-2%] « non-conservatif »	[+2%,+40%] « conservatif »
FOGUE (ag)	233	232 (99,6)	52 (22,3)	90 (38,6)	81 (34,8)
SINES (ag)	233	231 (99,1)	47 (20,2)	99 (42,5)	85 (36,5)
FROUSTEY (ag)	233	224 (96,1)	46 (19,7)	73 (31,3)	105 (45,1)
DANG VAN (pc)	233	232 (99,6)	45 (19,3)	115 (49,4)	72 (30,9)
PAPADOPOULOS (ag)	233	232 (99,6)	45 (19,3)	130 (55,8)	57 (24,5)
DEPERROIS (pc)	233	232 (99,6)	44 (18,9)	100 (42,9)	88 (37,8)
ROBERT (pc)	233	232 (99,6)	44 (18,9)	92 (39,5)	96 (41,2)
KAKUNO-KAWADA (ag)	233	232 (99,6)	44 (18,9)	114 (48,9)	74 (31,8)
MATAKE (pc)	233	227 (97,4)	40 (17,2)	96 (41,2)	91 (39,1)
CROSSLAND (ag)	233	230 (98,7)	28 (12)	180 (77,3)	22 (9,4)

*Tableau 2.1 : Résultats des tests de validité de quelques critères
(ag= critère d'approche globale, pc=critère de type plan critique).*

Comme nous pouvons le constater, la qualité de « justesse » n'est pas une caractéristique des seuls critères utilisant l'approche par plan critique : les critères utilisant une approche globale occupent les trois premières positions avec le classement que nous proposons.

3.4 CHOIX D'UN CRITERE

C'est le critère de FOGUE qui semble présenter la meilleure qualité, tant pour le pourcentage de justesse que pour le pourcentage de prédictions conservatives. Cependant, la détermination des paramètres du modèle nécessite la détermination de trois limites d'endurance dont une en torsion purement alternée que nous ne pourrions établir, n'étant équipés que d'une machine de traction. Nous écarterons donc ce critère pour ces raisons purement techniques.

Vient ensuite le critère de SINES, critère très utilisé dans les pays anglo-saxons. Il présente les avantages d'une part d'être très simple de formulation et donc d'application et, d'autre part de ne nécessiter la détermination que de deux limites d'endurance. La figure 2.2 illustre le résultat de l'évaluation de ce critère selon les tests de WEBER.

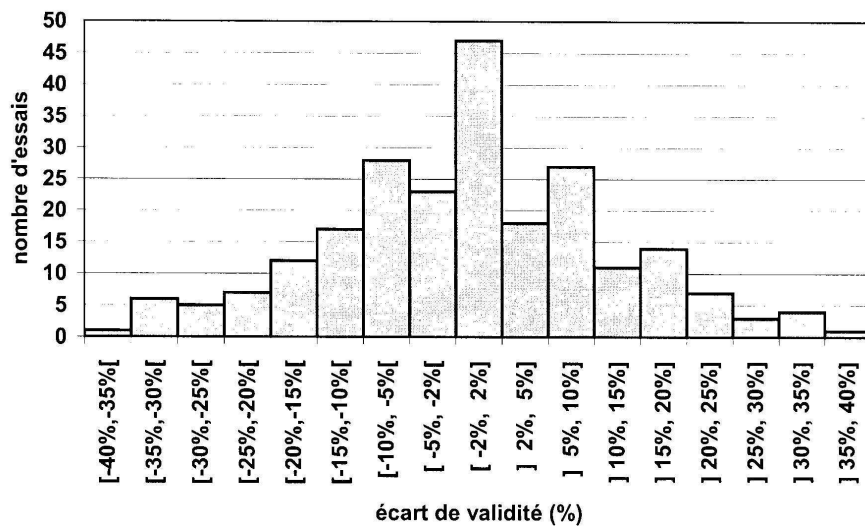


Figure 2.2 : Qualité du critère de SINES

En troisième position, nous trouvons le critère de FROUSTEY-LASSERRE, basé sur une approche énergétique. Mais tout comme le critère de FOGUE, la détermination des paramètres matériau nécessite la connaissance de trois limites d'endurance dont, une fois encore, celle en torsion. C'est donc pour les mêmes raisons que nous allons l'éliminer de notre application au dimensionnement en fatigue des boulons.

En quatrième position, le critère de DANG VAN présente un bon niveau de justesse, même s'il présente également plus de cas de prédiction non conservatives (figure 2.3).

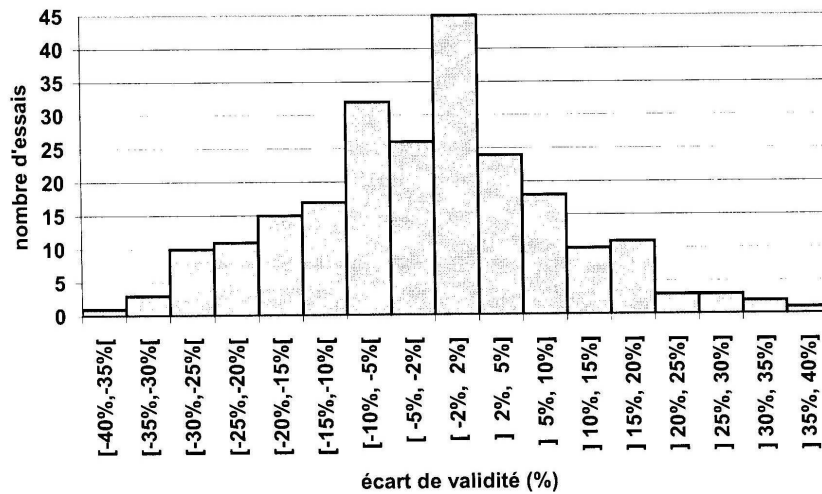


Figure 2.3 : Qualité du critère de DANG VAN

Par ailleurs, tout comme le critère de SINES, son application ne nécessite la connaissance que de deux limites d'endurance.

Au total, nous retiendrons donc les critères de SINES et de DANG VAN pour notre application. Lorsque nous avons initié ce travail sur le dimensionnement en fatigue en suggérant l'utilisation d'un critère de fatigue multiaxiale, notre choix s'était porté sur le critère de DANG VAN. Ce choix s'était fait sur la base subjective que ce critère faisait référence en la matière et était assez couramment utilisé dans le monde industriel (construction automobile et ferroviaire), même s'il était de mise en œuvre délicate. Nous n'avions pas alors le mémoire de thèse de WEBER entre les mains (confidentialité jusqu'en 2004). Aujourd'hui, nous constatons que ce choix s'avère raisonnable.

4 GENERALISATION DES CRITERES AU DOMAINE DE L'ENDURANCE LIMITEE

4.1 INTRODUCTION

La banque de données dont s'est servi WEBER pour mener à bien son travail contenait des résultats d'essais couvrant des durées de vie de 10^5 cycles à 10^7 cycles. Mais il ne faut pas perdre de vue que la très grande majorité des critères mis en confrontation ont été établis pour le domaine de l'endurance illimitée et leur utilisation au domaine de l'endurance limitée, qui a déjà été envisagée [Réf. 63], nécessite de prendre certaines précautions.

Dans le cas de l'endurance illimitée, la détermination des paramètres intervenants dans ces différents modèles se fait à partir de la connaissance d'un certain nombre de limites d'endurance. Ces limites d'endurances peuvent être déterminées par la méthode statistique bien connue dite de « l'escalier » ou « Staircase » [Réf. N8], mais elles peuvent être également déduites des courbes de fatigue correspondantes, lissées à l'aide d'un modèle de représentation adapté.

L'application d'un critère, établi initialement pour le domaine de l'endurance illimitée, au domaine de l'endurance limitée nécessite de formuler de façon plus globale ce critère de sorte qu'il soit possible de prédire une durée de vie pour la pièce mécanique [Réf. 64]. C'est cette démarche que nous allons présenter dans ce chapitre pour les deux critères que nous avons retenus. Le principe de cette méthode est simple : nous allons remplacer les deux limites de fatigue par les deux courbes de fatigue correspondantes en leur associant un modèle de représentation. Ceci conduira inévitablement à des critères faisant intervenir un nombre plus important de paramètres matériaux qui devront être déterminés à partir d'un ensemble de résultats expérimentaux (contrainte alternée – durée de vie) évidemment plus conséquent.

4.2 LES DIFFERENTS MODELES DE REPRESENTATION DES COURBES DE FATIGUE

Les différents modèles de représentation que nous sommes susceptibles d'utiliser pour généraliser les formulations des critères de fatigue sont ceux que l'on retrouve dans la littérature concernant la fatigue des matériaux [Réf. 65] à savoir :

- le modèle de WOHLER (1870) qui ne permet de représenter que le domaine de l'endurance limitée ; ce premier modèle a pour expression :

$$\text{Log}N = a - b \cdot \sigma^{alt} \quad (2.4)$$

- le modèle de BASQUIN (1910) permet quant à lui de représenter la courbure raccordant la partie descendante de la courbe et la branche asymptotique, sans pour autant décrire la tendance asymptotique ; il a pour expression :

$$\sigma^{alt} = \frac{A}{N^\gamma} \quad (2.5)$$

- le modèle de STROMEYER (1914) palie cette lacune en introduisant dans le modèle de Basquin un paramètre supplémentaire, relatif à cette limite d'endurance, qui sera notée par la suite E :

$$\sigma^{alt} = E + \frac{A}{N^\gamma} \quad (2.6)$$

- Le modèle de PALMGREN (1924) permet par rapport à celui de STROMEYER de traduire le coude que présente traditionnellement la courbe de fatigue dans la zone de transition fatigue oligocyclique - endurance limitée ; ce modèle a pour expression :

$$\sigma^{alt} = E + \frac{A}{(N + B)^\gamma} \quad (2.7)$$

- le modèle de WEIBULL qui est comparable à celui de PALMGREN (coude de la courbe et limite d'endurance) ; il a pour expression :

$$\sigma^{alt} = E + (\sigma^{ult} - E) \cdot e^{-b \cdot (\text{Log}N)^c} \quad (2.8)$$

- le modèle de BASTENAIRE (1973) [Réf. 66], résultat d'une analyse très poussée des aspects statistiques liés à la fatigue des métaux, est un modèle de formulation assez complexe comme nous pouvons le constater ci-dessous :

$$N = \frac{Ae^{\left(-\left(\frac{\sigma^{alt}-E}{B}\right)^c\right)}}{\sigma^{alt} - E} \quad (2.9)$$

Le traitement statistique de ces différents modèles de représentation des courbes de fatigue [Réf. 64] par une approche matricielle, permettant d'appliquer plus facilement des lois de probabilités autres que la loi gaussienne sur laquelle repose la méthode de lissage préconisée par la norme AFNOR NF A 03-405 [Réf. 8], permet de tirer les conclusions suivantes :

- les modèles de Wöhler et de Basquin ne permettent pas de reproduire la tendance asymptotique ce qui les rends inutilisables pour la définition de la courbe de fatigue dans son ensemble et à fortiori dans les deux domaines qui nous intéressent ;
- les modèles de STROMEYER et de PALMGREN permettent de représenter l'essentiel de la courbe de fatigue avec une grande facilité d'adaptation aux données expérimentales, tout en étant de mise en œuvre aisée par rapport au traitement statistique ;
- le modèle de WEIBULL ne donne pas de meilleurs résultats que le modèle de PALMGREN tout en étant plus complexe à mettre en œuvre de part sa formulation ;
- le modèle de BASTENAIRE ne fournit pas de meilleurs résultats que le modèle de PALMGREN et sa formulation non explicite en contrainte le rend très difficile à mettre en œuvre du point de vue du traitement des données expérimentales ;

Au vu de ces conclusions, nous choisirons le modèle de PALMGREN simple à mettre en œuvre et qui offre suffisamment de souplesse pour représenter au mieux les résultats expérimentaux.

4.3 FORMULATION GENERALISEE DES CRITERES

Nous allons maintenant présenter plus en détails les critères que nous avons retenus.

4.3.1 LE CRITERE DE SINES

4.3.1.1 Le critère initial

Ce critère [Réf. 47 et 48], de la famille des critères semi-empiriques utilisant une approche globale, exprime une limitation de la combinaison linéaire de la contrainte alternée équivalente de Von Mises et de la pression hydrostatique moyenne s'exerçant sur le volume de matière. Sa formulation est la suivante :

$$\sigma_{eq}^{alt} + \alpha \cdot P^{moy} = \beta \quad (2.10)$$

Dans le domaine de l'endurance illimitée, les paramètres matériau α et β peuvent être identifiés à partir des limites d'endurance en traction purement alternée et en traction ondulée à rapport de contrainte fixé. En effet, il est possible de prendre deux limites d'endurance obtenues pour deux valeurs de pression hydrostatique moyenne P_1^{moy} et P_2^{moy} .

Dans ce cas, pour le premier chargement (P_1^{moy}), le critère de SINES conduit à l'égalité suivante :

$$\sigma_{D,P_1^{moy}} + \alpha \cdot P_1^{moy} = \beta \quad (2.11)$$

où $\sigma_{D,P_1^{moy}}$ représente la limite d'endurance pour ce premier chargement,

et pour le second chargement (P_2^{moy}), le critère conduit à :

$$\sigma_{D,P_2^{moy}} + \alpha \cdot P_2^{moy} = \beta \quad (2.12)$$

où $\sigma_{D,P_2^{moy}}$ représente la limite d'endurance pour ce second chargement.

Des équations 2.11 et 2.12, on déduit les valeurs des paramètres α et β :

$$\alpha = -\frac{\sigma_{D,P_1^{moy}} - \sigma_{D,P_2^{moy}}}{P_1^{moy} - P_2^{moy}} \quad (2.13)$$

$$\beta = -\frac{P_2^{moy} \cdot \sigma_{D,P_1^{moy}} - P_1^{moy} \cdot \sigma_{D,P_2^{moy}}}{P_1^{moy} - P_2^{moy}} \quad (2.14)$$

4.3.1.2 Généralisation au domaine de l'endurance limitée

Pour généraliser l'application du critère au domaine de l'endurance limitée, nous nous inspirons de la méthode proposée par DESVIGNES [Réf. 67] et approfondie par CHAUSSUMIER [Réf. 64] : nous remplaçons les paramètres α et β par des fonctions $\alpha(N)$ et $\beta(N)$ obtenues à partir des expressions 2.13 et 2.14 en substituant aux limites d'endurance $\sigma_{D,P_1^{moy}}$ et $\sigma_{D,P_2^{moy}}$ les courbes de fatigue correspondantes représentées à l'aide du modèle de PALMGREN :

$$\sigma_{D,P_i^{moy}} = E_i + \frac{A_i}{(N + B_i)^{\gamma_i}} \quad (2.15)$$

Le critère ainsi généralisé s'écrira :

$$\max_N (\sigma_{eq}^{alt} + \alpha(N) \cdot P^{moy} - \beta(N)) \leq 0 \quad (2.16)$$

Cette généralisation de l'application du critère de SINES au domaine de l'endurance limitée conduit à un modèle à huit paramètres qu'il faut identifier. Pour cela, nous utilisons la méthode préconisée par la norme NF A 03-405 [Réf. N8]. Il s'agit de la méthode des moindres carrés basée sur l'hypothèse d'une répartition normale de la contrainte alternée, pour un nombre de cycles à rupture donné, à écart-type constant quelque soit ce nombre de cycles : les écarts sont donc exprimés en contrainte. Cette hypothèse permet de lisser la courbe de fatigue dans son ensemble. La forme à minimiser aura pour expression :

$$W = \sum_i (\sigma_{eq,i}^{alt} + \alpha(N_i) \cdot P_i^{moy} - \beta(N_i))^2 \quad (2.17)$$

Dans ce modèle, nous avons deux variables aléatoires : $\sigma_{eq,i}^{alt}$ et P_i^{moy} que nous considérons liées, ce qui en soit est réaliste puisque toutes deux sont issues d'un même état de contrainte. En considérant donc que la variable aléatoire sur laquelle nous définissons les écarts par rapport à une courbe moyenne est la contrainte alternée équivalente $\sigma_{eq,i}^{alt}$, le problème de la détermination des paramètres du critère généralisé se traduit par la minimisation de la fonction quadratique suivante :

$$W = \sum_i (\sigma_{eq,i}^{alt} \cdot (1 + \lambda_i \cdot \alpha(N_i)) - \beta(N_i))^2 \quad (2.18)$$

Dans cette expression, λ_i représente le rapport entre la pression hydrostatique moyenne P_i^{moy} et la contrainte alternée équivalente $\sigma_{eq,i}^{alt}$:

$$\lambda_i = \frac{P_i^{moy}}{\sigma_{eq,i}^{alt}} \quad (2.19)$$

La détermination des huit paramètres p_j du modèle généralisé se fera en résolvant le système d'équations non linéaires suivant :

$$\frac{\partial W}{\partial p_j} = 0 \Big|_{j=1 \text{ à } 8} \quad (2.20)$$

Nous avons implanté ce système d'équations dans le tableur Excel (© Microsoft) ce qui nous a permis d'utiliser l'outil de résolution numérique intégré.

L'intérêt de cette méthode de généralisation du critère en intégrant les représentations des courbes de fatigue réside principalement dans le fait que c'est le seul moyen d'avoir une information qualitative de la qualité du modèle, à travers l'écart type de la distribution de la contrainte, supposé constant dans tout le domaine expérimental. Cet écart-type est calculé à l'aide de la relation suivante :

$$s = \sqrt{\frac{W_{res}}{n-p}} = \sqrt{\frac{\sum_i e_{i,res}}{n-p}} \quad (2.21)$$

où n représente le nombre de résultats, p le nombre de paramètres significatifs du modèle et les e_i représentent les écarts résiduels (exprimés en contrainte) entre les points expérimentaux et le modèle.

4.3.2 LE CRITERE DE DANG VAN

4.3.2.1 Le critère initial

Ce critère [Réf. 54-68-69] repose sur l'interprétation physique du seuil de non nucléation des fissures et non sur la limite de fatigue du matériau, ces deux quantités n'étant pas forcément égales. En effet, il s'agit ici de prendre en compte l'hétérogénéité du matériau en se plaçant au niveau du grain (échelle microscopique) et non, comme le fait classiquement l'ingénieur, en considérant un volume de matière bien plus grand (échelle macroscopique) qui permet de considérer le matériau comme homogène. La mise en place du critère fait appel à un résultat fondamental de l'élastoplasticité : la réponse d'une structure élastoplastique à un chargement cyclique. Cette réponse peut prendre trois formes : adaptation, accommodation ou rochet [Réf. 70]. Seule la première forme n'entraîne pas la rupture.

A partir de ce résultat, Dang Van émet le postulat suivant : aucune fissure de fatigue ne s'amorcera au bout d'un nombre de cycles de chargement infini, si et seulement si la réponse du grain à la sollicitation cyclique est adaptée. L'idée de base est donc d'écrire que la contrainte microscopique dans un grain au cours du cycle adapté doit satisfaire le critère de plasticité. La démarche est alors la suivante :

1/ à partir du cycle de chargement local $\underline{\underline{\Sigma}}(t)$, il faut déterminer le cycle de contraintes microscopiques adaptée, $\underline{\underline{\hat{\sigma}}}(t)$; pour cela, DANG VAN utilise le passage micro-macro proposé par HILL et MANDEL que nous ne détaillerons pas ici ;

2/ ensuite, il faut écrire qu'à chaque instant, le cycle de contraintes microscopiques adaptées $\underline{\underline{\hat{\sigma}}}(t)$ doit satisfaire le critère de plasticité du grain ;

3/ enfin, il faut réécrire cette condition à l'échelle macroscopique.

L'état de contrainte microscopique adaptée $\underline{\underline{\hat{\sigma}}}(t)$ peut être déterminé à partir de l'état de contrainte macroscopique $\underline{\underline{\Sigma}}(t)$ en utilisant la relation issue du passage micro-macro suivante :

$$\underline{\underline{\hat{\sigma}}}(t) = \underline{\underline{\Sigma}}(t) + \underline{\underline{\rho}}^* \quad (2.22)$$

où $\underline{\underline{\rho}}^*$ représente le champ des contraintes résiduelles microscopiques engendrées par la déformation plastique du grain ; ce champ de contrainte est proportionnel aux déformations plastiques, mais est indépendant du temps puisque l'on suppose qu'il y a adaptation.

A chaque instant, le tenseur des contraintes microscopiques adaptées $\underline{\hat{\sigma}}(t)$ doit satisfaire le critère de plasticité du grain, soit :

$$\forall t \ f(\underline{\hat{\sigma}}(t)) \leq 0 \quad (2.23)$$

Par ailleurs, pour tenir compte de l'influence de la pression hydrostatique sur la tenue en fatigue, Dang Van propose un critère de non-nucléation pour le grain de la forme:

$$\forall \underline{n}, \forall t \ \hat{\tau}(\underline{n}, t) + \alpha \cdot \hat{p}(t) \leq \beta \quad (2.24)$$

où $\hat{\tau}(\underline{n}, t)$ et $\hat{p}(t)$ représentent respectivement la cission instantanée et la pression hydrostatique instantanée, associées à l'état de contrainte microscopique adapté $\underline{\hat{\sigma}}(t)$; α et β sont deux constantes du matériau.

L'évaluation de la pression hydrostatique instantanée $\hat{p}(t)$ en fonction de l'état de contrainte macroscopique $\underline{\Sigma}(t)$ est aisée : l'état de contrainte résiduelle microscopique ne dépendant que des déformations plastiques, il est déviatorique (i.e. $tr(\underline{\rho}^*) = 0$). Dès lors, la pression hydrostatique microscopique est égale à la pression hydrostatique macroscopique :

$$\hat{p} = tr \underline{\hat{\sigma}}(t) = tr \underline{\Sigma}(t) = P \quad (2.25)$$

L'évaluation de la cission instantanée $\hat{\tau}(\underline{n}, t)$ est plus délicate. Dans le cas des chargements affines ou généraux, les directions principales du tenseur $\underline{\Sigma}(t)$ ne sont pas fixes et la matrice d'orientation des systèmes de glissement n'est pas connue à l'avance. Cependant, il faut qu'à chaque instant le tenseur des contraintes microscopiques $\underline{\hat{\sigma}}(t)$ respecte le critère de plasticité qu'il faut reformuler de la façon suivante :

$$\forall \underline{n}, \quad \|\underline{\tau}(\underline{n})\| - \tau_y \leq 0 \quad (2.26)$$

Pour cela, il faut définir un tenseur des contraintes résiduelles $\underline{\rho}^*$, indépendant du temps, tel que cette condition soit respectée.

Regardons ce qui se passe sur une facette de normale \underline{n} dans un volume de matière sollicité cycliquement. Sur cette facette, le trajet de la cission macroscopique $\underline{C}(\underline{n}, t)$ est une courbe fermée $\psi(\underline{n})$. Dang Van définit une cission résiduelle sur ce plan, notée $\underline{\tau}^*(\underline{n})$, en supposant que le critère de plasticité dans l'état adapté est un cercle centré à l'origine et de rayon $\tau_y^*(\underline{n})$, égal au rayon du plus petit cercle circonscrit au trajet macroscopique $\psi(\underline{n})$.

Cette cission résiduelle $\underline{\tau}^*(\underline{n})$ correspond donc au vecteur \underline{MO} , M étant le centre du cercle circonscrit à la courbe $\psi(\underline{n})$ (figure 2.4).

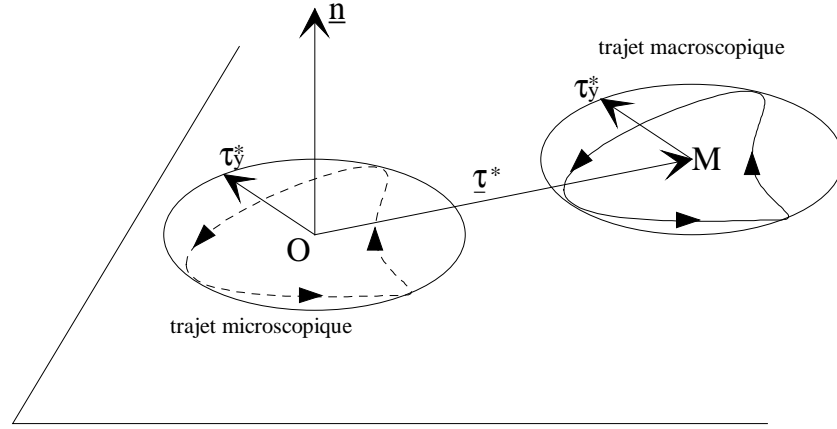


Figure 2.4: Trajets de chargement macroscopique et microscopique sur une facette de normale \underline{n} et définition de la cission résiduelle.

La cission microscopique à l'état adapté s'écrit alors :

$$\hat{\underline{\tau}}(\underline{n}, t) = \underline{C}(\underline{n}, t) + \underline{\tau}^*(\underline{n}) = \underline{C}(\underline{n}, t) + \underline{MO} \quad (2.27)$$

Cette cission microscopique vérifie bien le critère de plasticité :

$$\|\hat{\underline{\tau}}(\underline{n}, t)\| - \tau_y^*(\underline{n}) = \|\underline{C}(\underline{n}, t) + \underline{MO}\| - \tau_y^*(\underline{n}) \leq 0 \quad (2.28)$$

Le trajet de $\hat{\underline{\tau}}(\underline{n}, t)$ peut être déterminé pour toute normale \underline{n} et le critère de fatigue microscopique peut se mettre sous la forme :

$$\max_{\underline{n}} \left\{ \max_t \left[\|\hat{\underline{\tau}}(\underline{n}, t)\| + \alpha \cdot p(t) \right] \right\} \leq \beta \quad (2.29)$$

Comme nous pouvons le constater, ce critère est d'application très contraignante du fait de l'importance des calculs (double maximisation sur \underline{n} et sur t , et pour chaque plan, construction du plus petit cercle circonscrit au trajet macroscopique $\underline{C}(\underline{n}, t)$). C'est pourquoi un certain nombre d'évolutions ont été proposés pour simplifier cette phase [Réf. 55-71].

Pour des chargements biaxiaux dont toutes les contraintes sont de même fréquence et en phase (cas que nous allons rencontrer de fait en fond de filet de vis pour une source unique de sollicitation), la formulation du critère de DANG VAN se simplifie singulièrement, et nous obtenons la forme suivante :

$$\max_{\underline{n}} \left(\hat{\tau}^{\max} + \alpha \cdot p^{\max} \right) \leq \beta \quad (2.30)$$

L'identification des paramètres α et β peut là encore se faire à partir des limites d'endurance obtenues pour des chargements de traction uniaxiale définis soit par le rapport de contrainte, soit par la pression hydrostatique maximale (essais à contrainte maximale donnée).

C'est cette dernière solution que nous allons retenir ici, en supposant disponibles les limites d'endurance, notées $\tau_{D,p_1^{\max}}$ et $\tau_{D,p_2^{\max}}$, pour deux chargements définis respectivement pour les pressions hydrostatiques maximales p_1^{\max} et p_2^{\max} .

Pour le premier essai, l'application du critère conduit à écrire :

$$\tau_{D,p_1^{\max}} + \alpha \cdot p_1^{\max} = \beta \quad (2.31)$$

et pour le second essai :

$$\tau_{D,p_2^{\max}} + \alpha \cdot p_2^{\max} = \beta \quad (2.32)$$

A partir de ces deux équations, nous calculons aisément les paramètres α et β :

$$\alpha = -\frac{\tau_{D,p_1^{\max}} - \tau_{D,p_2^{\max}}}{p_1^{\max} - p_2^{\max}} \quad (2.33)$$

et

$$\beta = -\frac{p_2^{\max} \cdot \tau_{D,p_1^{\max}} - p_1^{\max} \cdot \tau_{D,p_2^{\max}}}{p_1^{\max} - p_2^{\max}} \quad (2.34)$$

4.3.2.2 Généralisation au domaine de l'endurance limitée

Tout comme pour le critère de SINES, la généralisation du critère de DANG VAN, initialement formulé pour l'endurance illimitée, au domaine de l'endurance limitée conduit à remplacer les paramètres matériaux α et β par des fonctions $\alpha(N)$ et $\beta(N)$ et le critère s'écrira comme suit :

$$\max_N \left(\max_{\underline{n}} \left\{ \max_t \left[\|\underline{\hat{\tau}}(\underline{n}, t)\| + \alpha(N) \cdot p(t) \right] \right\} - \beta(N) \right) \leq 0 \quad (2.35)$$

et dans le cas plus simple des chargements biaxiaux :

$$\max_N \left(\max_{\underline{n}} \left(\hat{\tau}^{\max} + \alpha(N) \cdot p^{\max} - \beta(N) \right) \right) \leq 0 \quad (2.36)$$

Tout comme pour le critère de SINES généralisé, celui-ci fait intervenir huit paramètres qui seront identifiés à partir des résultats expérimentaux en utilisant la méthode des moindres carrés. Nous avons donc à minimiser la forme quadratique W suivante (pour des chargements biaxiaux) :

$$W = \sum_i \left(\max_{\underline{n}} \left(\hat{\tau}_i^{\max} + \alpha(N_i) \cdot p_i^{\max} - \beta(N_i) \right) \right)^2 \quad (2.37)$$

Si, tout comme précédemment, nous considérons le facteur de proportionnalité entre la cission microscopique maximale et la pression hydrostatique maximale, noté λ_i :

$$\lambda_i = \frac{p_i^{\max}}{\hat{\tau}_i^{\max}} \quad (2.38)$$

nous obtenons pour la forme quadratique à minimiser W , l'expression suivante :

$$W = \sum_i \left(\max_{\underline{n}} \left(\hat{\tau}_i^{\max} \cdot (1 + \lambda_i \cdot \alpha(N_i)) - \beta(N_i) \right) \right)^2 \quad (2.39)$$

C'est cette dernière expression dans laquelle les fonctions $\alpha(N)$ et $\beta(N)$ sont déduites des expressions des paramètres α et β en y substituant les limites d'endurance $\tau_{D, p_1^{\max}}$ et $\tau_{D, p_2^{\max}}$ par les courbes de fatigue correspondantes représentées par le modèle de PALMGREN :

$$\tau_{D, p_i^{\max}} = E_i + \frac{A_i}{(N + B_i)^{C_i}} \quad (2.40)$$

que nous avons implémenté dans Excel pour la détermination des huit paramètres.

5 CONCLUSION

L'analyse comparative des différents critères de fatigue multiaxiale qu'a faite WEBER nous a permis de sélectionner de façon plus objective deux critères : le critère de SINES pour sa souplesse d'utilisation et la bonne qualité des prédictions qu'il peut fournir pour des chargements sans déphasage, et le critère de DANG VAN pour ses possibilités vis-à-vis des cas de chargements multiaxiaux et qui, bien que plus délicat de mise en œuvre, n'en fournit pas moins de bonnes prédictions. Cependant, l'un comme l'autre ont été établis à l'origine pour le domaine de l'endurance illimité. Leur utilisation au domaine de l'endurance limitée nous a conduit à leur donner une formulation plus générale, permettant de prendre en compte théoriquement tous les cas de chargements et de durée de vie. Pour cela, nous avons remplacé les deux limites d'endurance servant au calage du critère par deux courbes de fatigue dites « courbes de références ».

Si, pour le premier, il n'y a à priori aucune précaution à prendre (caractère semi-empirique du critère), il n'en est pas de même pour le critère de DANG VAN, pour lequel, il faut s'assurer d'une part que la plastification locale cyclique reste confinée à une très petite zone, et que, d'autre part, elle conduit rapidement à un état de contrainte local adapté. Or cet état de contrainte local dépend du type d'écrouissage cyclique du matériau. Nous n'avons pas eu le temps de réaliser des essais en fatigue oligocyclique et nous ne pouvons donc rien affirmer de ce point de vue.

La détermination des paramètres matériaux des critères ainsi généralisés nécessite de réaliser suffisamment d'essais étant donné leur nombre. Il est d'usage de réaliser ces essais pour des chargements simples sur éprouvettes lisses. Cependant, par principe, tout type de chargement peut convenir, mais il est vrai que l'on introduit dans ce cas une source nouvelle de dispersion, aléatoire si le relevé de contrainte se fait par jauges, mais systématique lorsque la connaissance des états de contrainte est liée à la qualité d'un modèle numérique. Nous avons fait ce dernier choix à la fois pour des raisons de temps et pour des raisons de difficulté de mise en œuvre. En effet, expérimentalement il est difficile d'atteindre des niveaux de contraintes similaires à ceux que l'on retrouve en fond de filet sur des éprouvettes lisses et d'en tirer des résultats significatifs. Aussi, avons-nous choisi de développer un modèle éléments finis des boulons substituant ainsi la simulation à l'expérimentation.

Chapitre 3

Modélisations éléments finis

1 INTRODUCTION

Dans le chapitre précédent, nous avons sélectionné deux critères de fatigue multiaxiale pour étudier le comportement en fatigue des boulons, partant du principe qu'en fond de filet, et à fortiori en fond du premier filet en prise avec l'écrou, nous avons un état de contrainte multiaxial. Mais l'usage de ces critères nécessite la connaissance la plus fine possible de l'état de contrainte dans cette zone. Or il n'existe pas de méthode expérimentale permettant de mesurer directement ces contraintes et seule une modélisation par la méthode des éléments finis peut nous permettre d'en faire une bonne estimation. Nous allons dans ce chapitre présenter les différents modèles éléments finis que nous avons élaborés et qui nous ont servis par la suite pour la simulation des essais de fatigue. Cette présentation va suivre le plan suivant :

- tout d'abord, nous allons faire une petite revue de l'existant dans ce domaine ;
- ensuite, nous allons présenter le modèle axisymétrique avec lequel nous avons recherché la meilleure adéquation résultats-temps de calcul puis, nous présenterons le modèle tri-dimensionnel que nous comparerons au modèle 2D ;
- dans un troisième temps, nous comparerons les résultats fournis par les modèles numériques et les résultats bibliographiques ou expérimentaux concernant d'une part le comportement en traction monotone et d'autre part le coefficient de concentration de contrainte et la répartition du taux de transfert de charge entre la vis et l'écrou.

Par ailleurs, il nous faudra valider notre approche sur un système plus proche de la réalité des assemblages. Nous avons choisi pour cela une bride symétrique à quatre boulons. Là encore, seule une modélisation éléments finis de l'ensemble nous permettra de déterminer l'état de contrainte en fond des filets en prise pour chacun des boulons. Nous présenterons ce modèle en fin de ce chapitre.

2 HISTORIQUE DE LA MODELISATION ELEMENTS FINIS DES BOULONS

MARUYAMA [Réf. 72] (1974) a proposé le premier modèle éléments finis d'un boulon. L'objectif de cette modélisation, axisymétrique, était d'analyser la répartition des efforts le long des filets en prise avec l'écrou. La validation du modèle a été faite par comparaison avec une méthode expérimentale de dépôt électrolytique de cuivre. Nous devons à ZHOA le premier modèle 3D complet avec hélice (1994) [Réf. 73] : cette modélisation avait pour but de prendre en compte l'influence de l'hélice sur la répartition des contraintes dans la zone en prise. La confrontation avec les modèles analytiques de SOPWITH [Réf. 4] et de YAMAMOTO [Réf. 5] a fourni de bonnes corrélations. Par la suite, d'autres recherches ont été menées dans ce domaine de la modélisation par la méthode des éléments finis, d'autant plus facilement que les moyens informatiques se sont rapidement développés ; nous pouvons citer entre autres les modèles axisymétriques de GROSSE et MITCHELL (1990) [Réf. 74], de CHAABAN et JUTRAS (1992) [Réf. 75] et celui de LEHNHOFF et WISTEHUFF (1996) [Réf. 76]. Les machines plus puissantes et rapides ainsi que des codes de calcul de plus en plus performants ont permis de développer des modèles éléments finis plus complexes faisant intervenir entre autres les effets de glissement dans les contacts. Parmi ceux-ci, nous pouvons citer celui de CHEN et SHIH (1999) [Réf. 77]. Cette étude a permis de conclure que l'hélice n'avait aucune influence sur la distribution de la charge entre les différents filets en prise. Par ailleurs, CHEN et SHIH ont montré que l'augmentation du coefficient de frottement entre les filets de la vis et de l'écrou n'avait qu'une légère influence sur la distribution des charges, le premier filet en prise étant identiquement chargé. Notons cependant que ces études ont été faites sans prendre en compte le comportement élastoplastique du matériau et donc la plasticité qui se produit inévitablement en fond de filet et ce, même pour de faibles niveaux de chargement nominal.

3 MODELES ELEMENTS FINIS DEVELOPPES DANS LE CADRE DE CETTE ETUDE

Le niveau élevé du coefficient de concentration de contrainte en fond de filet (de l'ordre de 5) permet d'affirmer que, même pour des niveaux de contrainte nominale relativement faibles, la limite d'élasticité du matériau sera dépassée et qu'une zone de déformation plastique va se développer. En outre, toute entaille dans une pièce, et le filet peut être considéré comme une entaille pour le fût de la vis, modifie la nature du champ de contrainte : si le boulon n'est sollicité qu'en traction, l'état de contrainte en surface libre du fond de filet est biaxial, et en sous-couche, l'état de contrainte est triaxial, ce qui a une influence sur le dépassement du seuil de plasticité et l'étendue de la zone plastifiée.

L'approche que nous avons développée pour l'étude du comportement des boulons vis-à-vis de la fatigue nous a obligés à prendre en compte ces différents aspects. C'est pourquoi nous avons développé un modèle éléments finis intégrant la loi de comportement élastoplastique. Nous avons utilisé le logiciel de CAO IDEAS (version 11) pour créer la géométrie du boulon ainsi que le maillage. Par contre, les calculs ont été menés avec le code ABAQUS (version 6.5.4), mieux adapté pour résoudre les problèmes fortement non-linéaires, ce qui est le cas ici puisque nous cumulons les non-linéarités liés au matériau (élastoplastique), à la géométrie (entaille) et au contact.

Les boulons que nous avons testés sont de diamètre 10 mm, avec un pas de 1,5 mm, profil ISO (figure 3.1) avec un rayon en fond de filet de 0,216 mm.

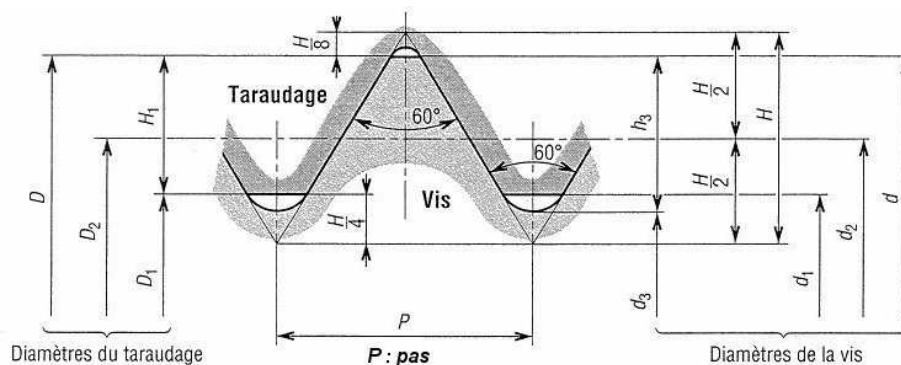


Figure 3.1 : Profil de filet ISO.

Diamètre nominal	$D = d$
Hauteur du filetage	$H = 0,866 P$
Diamètre sur flanc	$D_2 = d_2 = d - 3/4 h = d - 0,6495 P$
Diamètre intérieur du taraudage	$D_1 = d_1 = d_2 - 2 (H/2 - H/4) = d - 1,0825 P$
Diamètre intérieur du filetage	$d_3 = d_2 - 2 (H/2 - H/6) = d - 1,2268 P$
Hauteur utile du filetage	$H_1 = \frac{D - D_1}{2} = 0,5412 P$
Hauteur du filet de la vis	$h_3 = \frac{d - d_3}{2} = 0,6134 P$
Rayon à fond de filet	$rf = \frac{H}{6} = 0,1443 P$
Rayon à fond de taraudage	$rt = \frac{H}{12} = 0,07215 P$

Le tableau 3.2 rappelle les relations dimensionnelles pour ce type de profil.

Tableau 3.2 : Relations dimensionnelles.

A partir de cette définition géométrique du filet, nous avons donc développé un premier modèle éléments finis 2D axisymétrique élastoplastique avec différents niveaux de finesse de maillage, puis un modèle 3D avec hélice avec un maillage moins fin que ceux mise en œuvre dans les modèles 2D pour des raisons évidentes de limitations des moyens de calcul. Pour chacun de ces modèles, 2D et 3D, nous avons envisagé le cas d'un écrou dit « rigide », et un écrou dit « déformable » caractérisé par une loi de comportement élastoplastique identique à celle du matériau constitutif de la vis.

Pour tous ces modèles, nous avons fait en sorte que le maillage soit le plus régulier possible. Pour cela, nous avons du partitionner la géométrie de telle sorte, qu'en imposant le nombre d'éléments pour chacun des cotés des partitions, nous obtenions le maillage désiré.

Dans les paragraphes qui suivent, nous allons montrer les résultats des comparaisons entre les différents modèles.

3.1 LE MODELE 2D

3.1.1 LE MODELE

Ce premier modèle est axisymétrique. Nous ne nous étendrons pas sur la démarche de création du modèle, tout un chacun connaissant bien les difficultés inhérentes à ce type de travail, surtout lorsque la géométrie est complexe. Ceci dit, précisons quand même que ce modèle ne permet pas de reproduire l'angle d'hélice puisque les éléments utilisés (axisymétriques à quatre nœuds) requièrent une symétrie géométrique. Par ailleurs, ces éléments ne permettent pas d'appliquer des chargements qui ne respectent pas la symétrie. La figure 3.2 montre le modèle du boulon dans son ensemble.

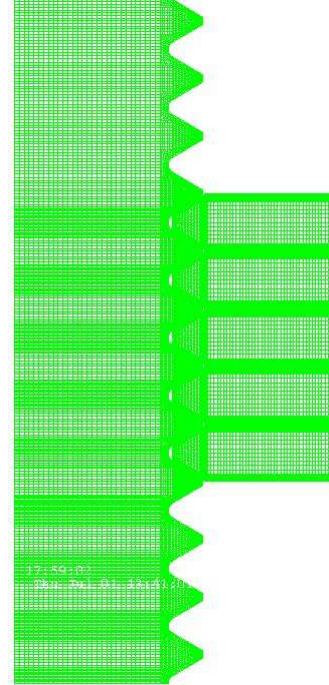


Figure 3.2 : Vue d'ensemble du modèle éléments finis axisymétrique du boulon.

La création de ce modèle, comme toute création de modèle dont on attend beaucoup de précision et de représentativité de la réalité du système, a nécessité plusieurs étapes pour rechercher la meilleure adéquation entre la qualité des résultats fournis et les temps de calculs. L'obtention de résultats représentatifs est intimement liée à la finesse du maillage, en particulier dans les fonds de filet, lieu privilégié de l'amorçage des fissures de fatigue, et sur les flancs de filet, zone de contact avec les filets de l'écrou. Nous avons donc élaboré successivement les différents modèles listés dans le tableau 3.3. Ils sont caractérisés par le nombre d'éléments sur les flancs de filet de la vis, le nombre d'éléments en fond de filet étant fixé à 40, ce qui permet d'avoir une taille d'élément compatible avec la microstructure de l'alliage (trempé-revenu).

Modèle	M1	M2	M3	M4	M5
Nombre d'éléments sur le flanc du filet de la vis	30	50	70	90	70
Nombre d'éléments sur le flanc du filet l'écrou	20	20	20	20	40

Tableau 3.3 : Caractéristiques des différents modèles EF.

La figure 3.3 illustre le maillage mis en œuvre : elle correspond au modèle M3.

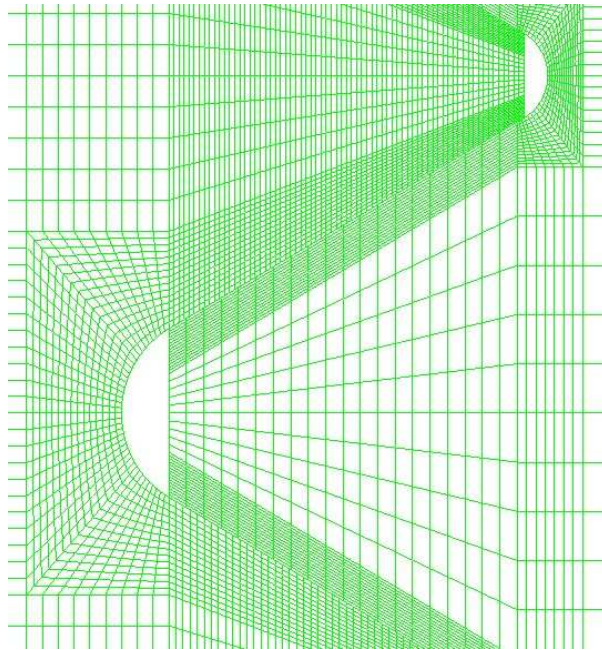


Figure 3.3 : Détail du maillage des filets de la vis et de l'écrou du modèle M3.

Le lecteur remarquera qu'à l'exception du modèle M5, mis en œuvre pour voir l'influence du nombre d'éléments du flanc de filet de l'écrou, ce nombre d'éléments ne varie pas et, pour tous les modèles, est inférieur au nombre d'éléments sur les flancs de filet de la vis. Ceci est lié à l'algorithme de résolution des problèmes de contact pour laquelle il faut que la surface de contact de la pièce la plus rigide soit moins finement maillée que l'autre.

3.1.2 DETERMINATION DU COEFFICIENT DE CONCENTRATION DE CONTRAINTE ET DU GRADIENT DE CONTRAINTE

Avant de détailler les résultats que nous avons obtenus à l'aide de ces modèles, nous allons présenter les résultats en élasticité linéaire. L'objectif est bien sûr de déterminer le coefficient de concentration de contrainte K_t et de le comparer aux valeurs trouvées dans la bibliographie. Pour cela, nous avons utilisé le modèle M3. Sur les figures 3.4 et 3.5, nous observons très nettement la zone de concentration de contrainte. Nous remarquons que cette zone est légèrement décalée par rapport à la section médiane, vers le flanc de filet en contact avec le flanc du filet de l'écrou. Ceci vient naturellement de la proximité de la zone de contact.

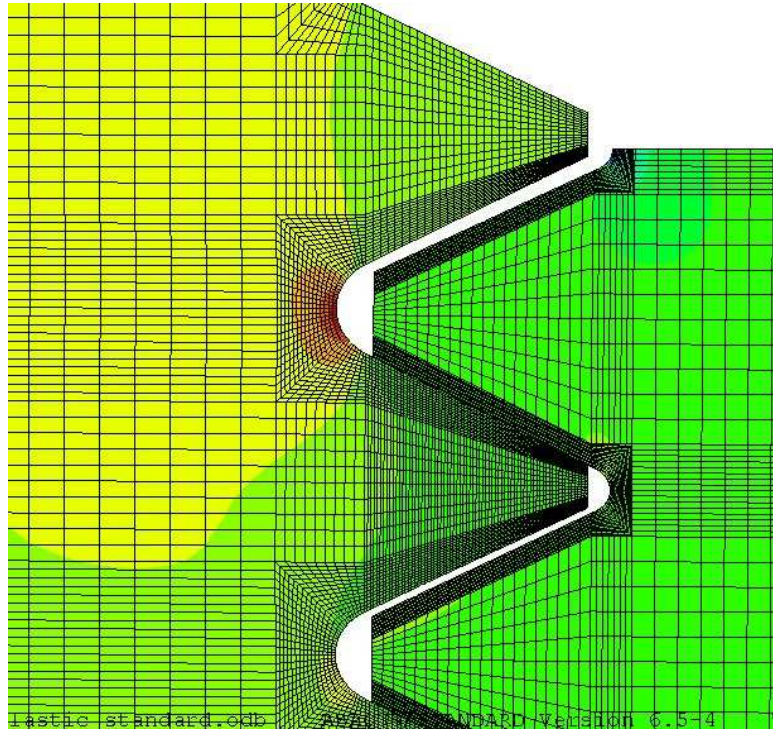


Figure 3.4 : Zone de concentration de contrainte en fond de filet en prise.

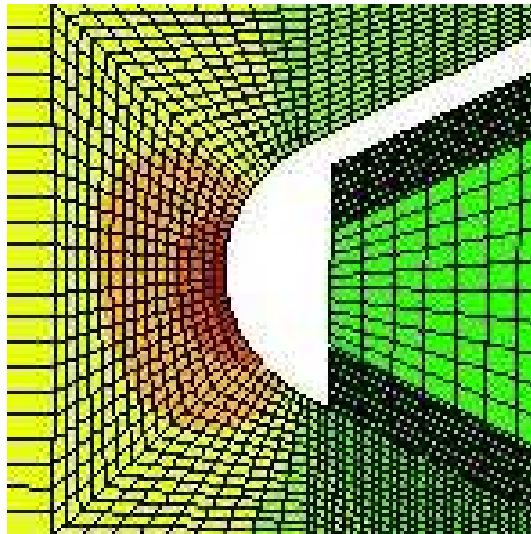


Figure 3.5 : Zone de concentration de contrainte en fond de filet en prise (détail).

Le coefficient de concentration de contrainte vaut 4,93 dans le fond du premier filet en prise, tandis qu'en fond de filet libre, il ne vaut que 2,32 ; la contrainte moyenne étant calculée à partir du diamètre du noyau de la vis et non pas à partir de la contrainte nominale conventionnelle dans la section A_s . Cette valeur (4,93) correspond à celles issues d'une étude numérique faite par LEHNHOFF et BUNYARD [Réf. 12] sur des dimensions de 8 mm à 24 mm. En effet, ces derniers ont obtenu un coefficient de concentration de contrainte allant de 4,80 pour un diamètre de vis de 8mm jusqu'à 5,22 pour un diamètre de 24 mm.

Parallèlement, nous avons pu constater que la surface du fond de filet était soumise à un état de contrainte multiaxial bien que cette surface soit libre de tout chargement. Là encore, il faut mettre cela sur le compte de la discontinuité géométrique que représente le filet ainsi qu'à la proximité d'une zone de contact.

Enfin, nous avons relevé le profil d'évolution de la contrainte axiale dans la section médiane du fond de filet en prise. Comme nous pouvons le voir sur la figure ci-dessus, le gradient est particulièrement important. En considérant la définition qu'en donne BRAND [Réf. 13], ce gradient est déterminé par la relation suivante (unité en mm^{-1}) :

$$\chi = \frac{1}{\sigma_{22}^{\max}} \cdot \left. \frac{d\sigma}{dp} \right|_{p=0} \quad (3.1)$$

où p représente la profondeur mesurée par rapport à la surface.

Nous l'avons évalué graphiquement à $7,68 \text{ mm}^{-1}$.

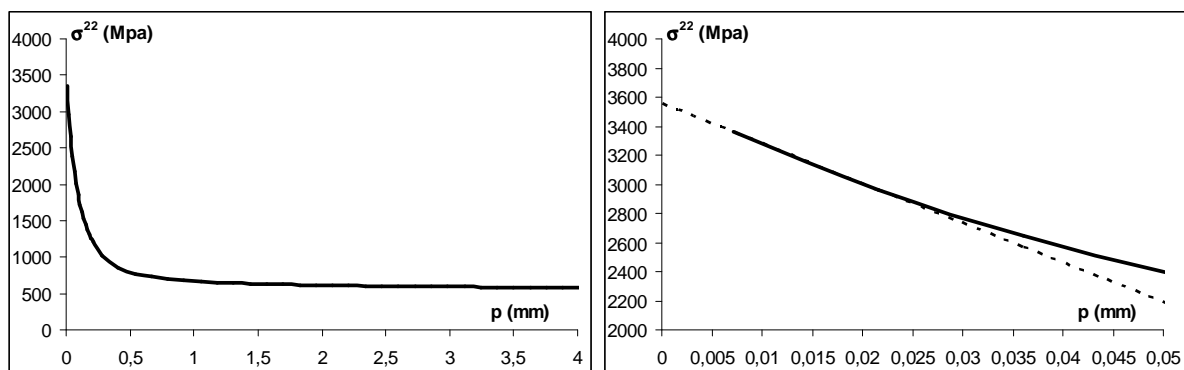


Figure 3.6 : Répartition de la contrainte axiale et gradient de contrainte dans la section médiane du fond du premier filet en prise pour une contrainte nominale de 715 MPa.

Ceci étant, ce gradient se verra sans aucun doute modifié dans le cas réel, en considérant le comportement élastoplastique du matériau. C'est ce que nous allons voir un peu plus loin.

3.2 LOI DE COMPORTEMENT ELASTOPLASTIQUE

Pour identifier la loi de comportement qu'il nous a fallu introduire dans les différents modèles éléments finis, nous avons prélevé des éprouvettes de traction dans les boulons de classe de qualité 8.8, conformément à la norme NF EB 898-1 [Réf. N9] (figure 3.7).



Figure 3.7 : Géométrie des éprouvettes de traction prélevées dans les boulons.

Nous avons réalisé cinq essais de traction sur des éprouvettes prélevées dans des boulons que nous qualifions de « standards » (42CrMo4 roulés à froid puis trempés-revenus). Les dispersions sur la limite d'élasticité (814 MPa en moyenne) et la résistance à la traction (853,5 MPa en moyenne) se sont avérées faibles (écart-type de 6 MPa pour R_e et de 6,5 MPa pour R_m), tandis que celle sur l'allongement réparti avant striction, et surtout celle sur l'allongement pour cent, sont un peu plus importantes (écart-type de 0,05% pour $A\%_{R_m}$ et 0,7% pour $A\%$). Dans le modèle éléments finis, nous avons introduit, points par points, la courbe de traction rationnelle déduite de la courbe conventionnelle moyenne.

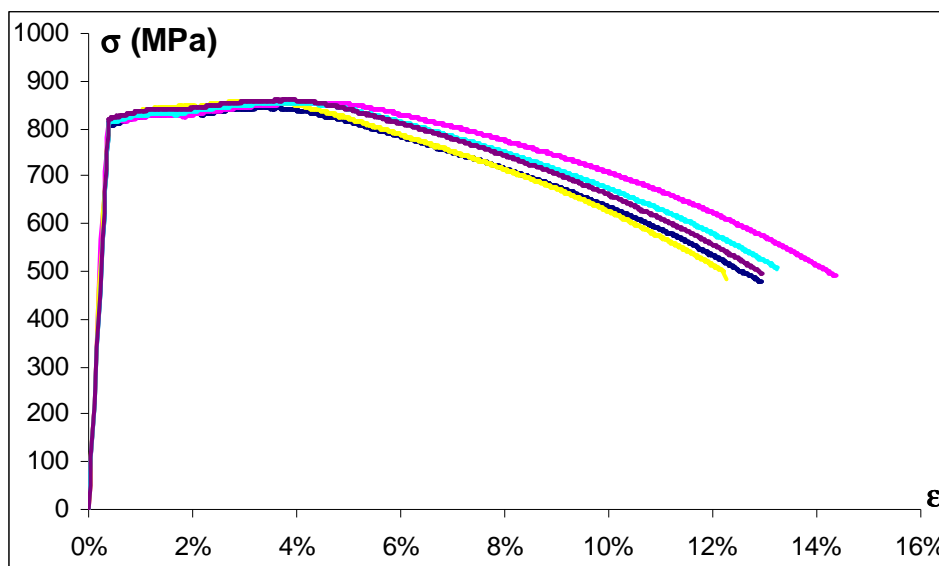


Figure 3.8 : Courbes de traction obtenues sur éprouvettes de traction prélevées dans les boulons « standards ».

Nous avons également réalisé des essais de traction sur des éprouvettes prélevées dans des boulons que nous qualifions de « spéciaux » (42CrMo4 trempés-revenus puis roulés à froid). Nous nous attendions à obtenir des courbes de traction assez similaires à celles que nous avons obtenues avec les éprouvettes prélevées dans les vis « standards » dans la mesure où le matériau, un acier de traitement thermique de nuance 42CrMo4, permet d'assurer une trempe homogène entre surface et cœur étant donnée la faible dimension de vis traitées (10 mm de diamètre).

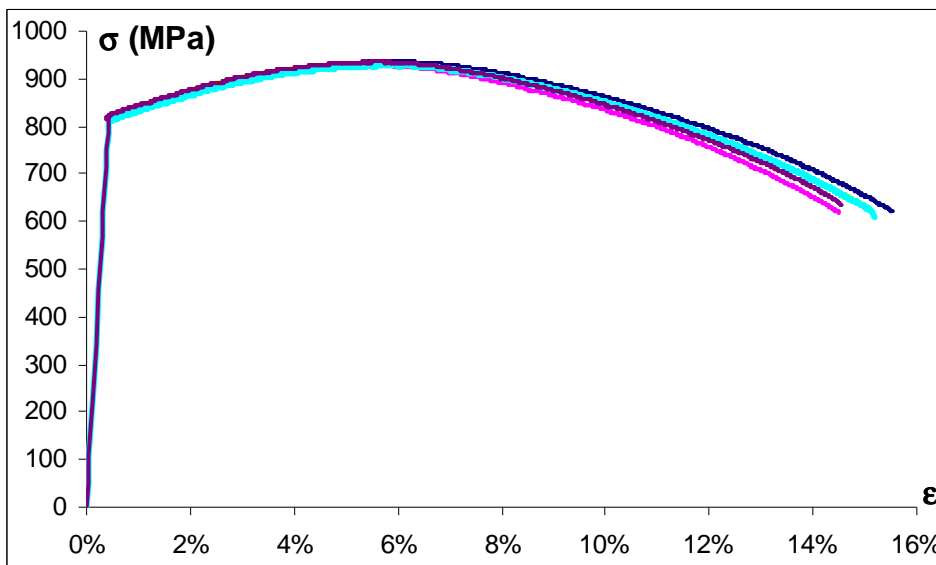


Figure 3.9 : Courbes de traction obtenues sur éprouvettes de traction prélevées dans des boulons « spéciaux ».

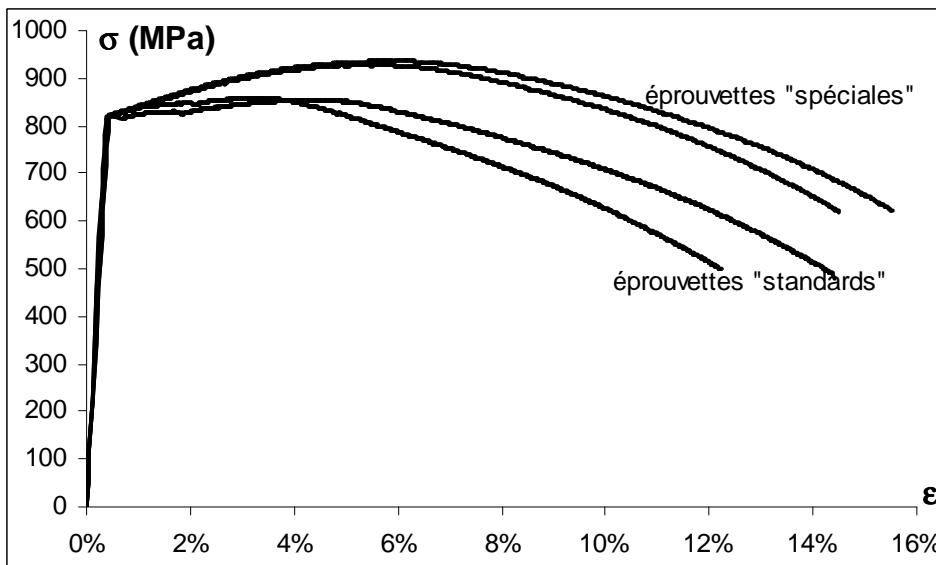


Figure 3.10 : Comparaison entre les courbes de traction obtenues pour les éprouvettes prélevées dans les boulons « standards » et « spéciaux ».

Comme nous pouvons le constater sur la figure 3.10, les caractéristiques mécaniques obtenues sont notablement différentes de celles obtenues pour le matériau des boulons « standards ». Si la limite d'élasticité ne varie quasiment pas (822 contre 814 MPa pour les « standards »), il n'en est pas de même pour la résistance à la traction (934 MPa contre 853 pour les « standards »). Par ailleurs l'allongement réparti avant striction est également plus élevé pour le matériau « spécial », de même que l'allongement pour cent. Ces différences sont sans doute à mettre sur le compte de la dispersion matière, les vis « standards » et « spéciales » ayant été obtenues à partir de lots différents de matière.

3.3 COMPARAISON ENTRE LES DIFFERENTS MODELES

Afin de choisir le modèle offrant la meilleure adéquation entre la qualité des résultats et les temps de calculs, nous avons, pour chacun de ces cinq modèles, simulé un essai de traction en considérant un comportement élastoplastique. Dans ces simulations, l'écrou a été supposé déformable (même loi de comportement que la vis). Les conditions limites ont été mises en place de la façon suivante : blocage de l'extrémité supérieure de la vis et déplacement imposé sur la face supérieure de l'écrou. Pour apprécier l'amélioration d'un modèle à l'autre, nous avons relevé la contrainte équivalente de Von Mises sur l'élément le plus chargé. Comme nous pouvons le voir sur la figure 3.11, lorsque le nombre d'éléments sur le flanc du filet de la vis augmente, la contrainte augmente tout d'abord (modèle M1 et M2) puis se stabilise à partir d'environ 60 éléments (modèles M3 et M4).

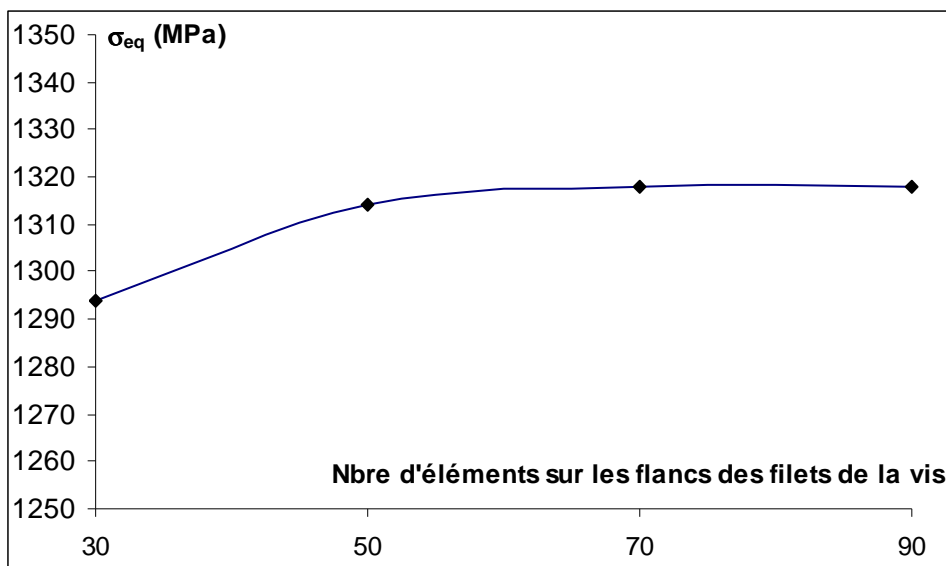


Figure 3.11 : Evolution de la contrainte équivalente de Von Mises sur l'élément le plus chargé en fond de filet en fonction du nombre d'éléments sur le flanc du filet de la vis.

A la vue de ces résultats, nous avons retenu le modèle M3, d'autant plus que, pour assurer une certaine continuité dimensionnelle entre les éléments des flancs des filets de la vis et ceux du fond de filet, nous avons fixé pour ces derniers une taille d'élément de l'ordre de 0,01mm (la longueur des éléments sur les flancs des filets étant de 0,015). Dans la seconde direction, nous avons fixé une dimension identique sur une profondeur de l'ordre du mm. La figure ci-contre montre le détail de ce maillage M3.

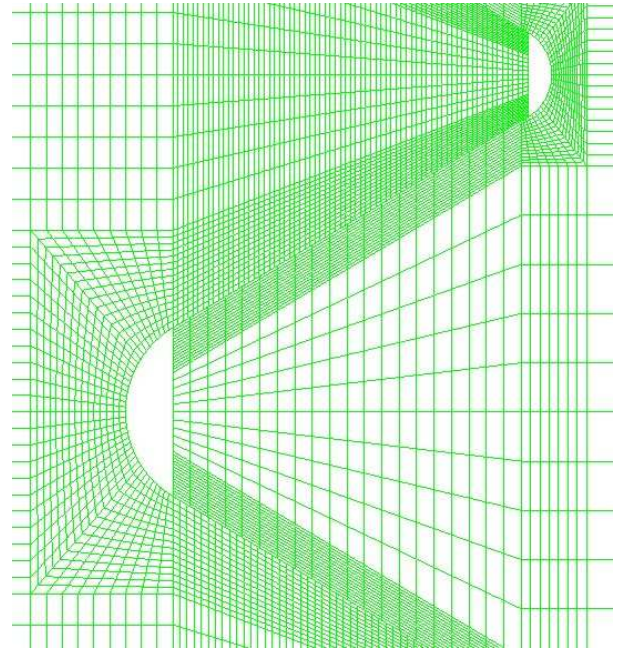


Figure 3.12 : Détail du maillage des filets de la vis et de l'écrou du modèle M3.

Dans ce modèle, la taille des éléments en fond de filet est donc 0,01 mm x 0,01 mm, ce qui correspond à la taille d'un grain très fin (indice 9-10) si l'on considère une microstructure à grains. Ceci dit, la microstructure de l'acier étudié n'est pas à grain et est beaucoup plus fine (fins précipités de carbure dans une matrice pseudo-ferritique). Nos éléments peuvent donc être considérés comme représentatifs de la matière en termes d'homogénéité mécanique à cette échelle.

3.4 LE MODELE 3D AVEC HELICE

3.4.1 PREMIER MODELE 3D

Les moyens informatiques disponibles au laboratoire nous permettant de mettre en œuvre des modèles éléments finis assez complexes, nous avons développé un modèle 3D du boulon en intégrant l'hélice de façon à apprécier son influence sur l'évaluation des contraintes en fond de filet. Par ailleurs, un modèle 3D permet d'appliquer des chargements que les éléments 2D axisymétriques ne permettent pas comme la flexion que l'on retrouve lorsque l'effort appliqué est excentré, ce qui est souvent le cas dans les assemblages boulonnés.

Nous avons tout d'abord envisagé un modèle 3D basé sur le modèle 2D axisymétrique M3. Ce premier modèle s'est avéré impossible à faire tourner. Nous avons donc dû limiter notre ambition et avons développé un modèle 3D moins finement maillé, avec un écrou rigide et seulement 16 éléments en fond de filet (au lieu de 40 pour le modèle M3).

Conséquemment, et toujours dans le but d'assurer une certaine continuité dimensionnelle dans la taille des éléments entre fond et flanc de filet, nous avons réduit le nombre de ces derniers à 20. La figure 3.13 montre ce modèle 3D élaboré et le détail du maillage du filet.

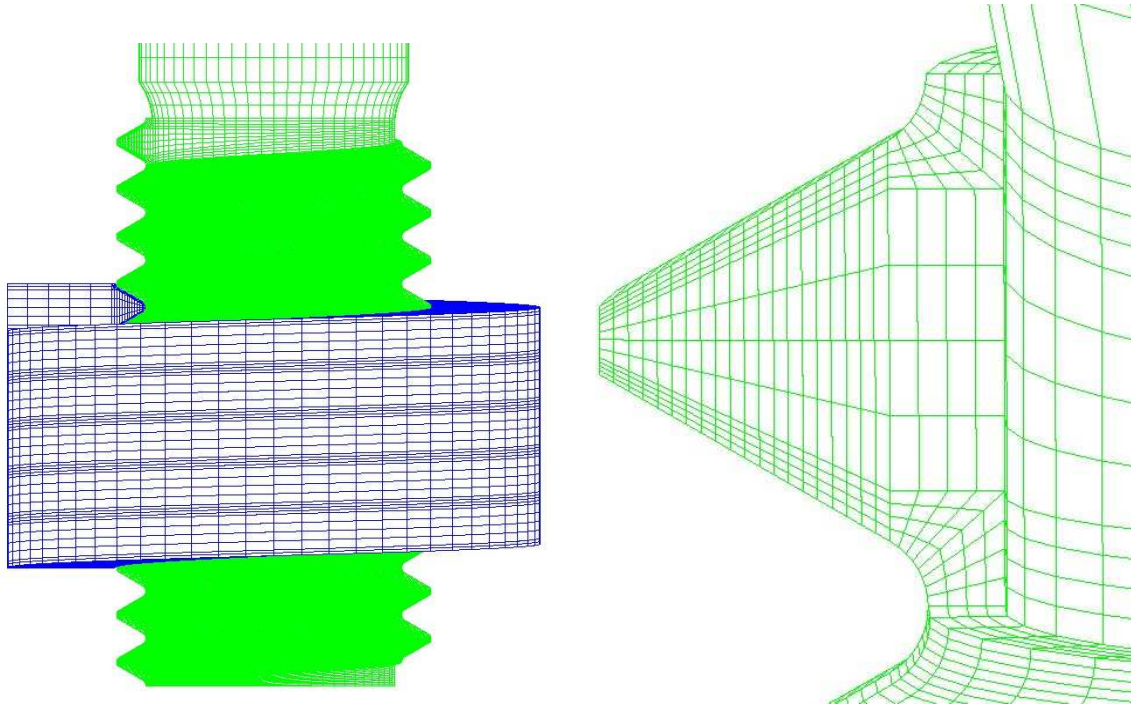


Figure 3.13 : Modèle éléments finis 3D (vue d'ensemble et détail du maillage du filet).

En parallèle, nous avons élaboré un sixième modèle 2D axisymétrique avec un maillage correspondant à celui de ce modèle 3D (maillage noté M0 en raison de la moindre finesse du maillage) de façon à pouvoir faire des comparaisons.

Pour apprécier l'amélioration apportée d'un modèle à l'autre, nous avons relevé les contraintes dans les éléments du fond du premier filet en prise. La figure 3.14 montre l'emplacement des éléments qui nous ont servi pour la comparaison.

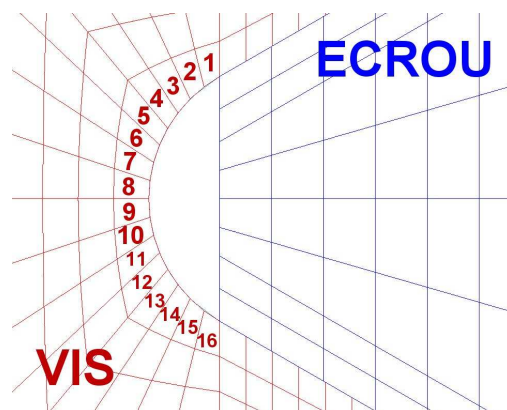


Figure 3.14 : Emplacement des éléments dans le fond du premier filet en prise.

Les figures 3.15 et 3.16 montrent les résultats que nous avons obtenus pour les deux modèles, pour deux niveaux de contrainte nominale (déterminés dans un fût cylindrique lisse en bout de longueur filetée de la vis). En abscisse, nous avons reporté les numéros des éléments du fond du filet et en ordonnée, soit les contraintes axiales, soit les contraintes équivalentes de Von Mises.

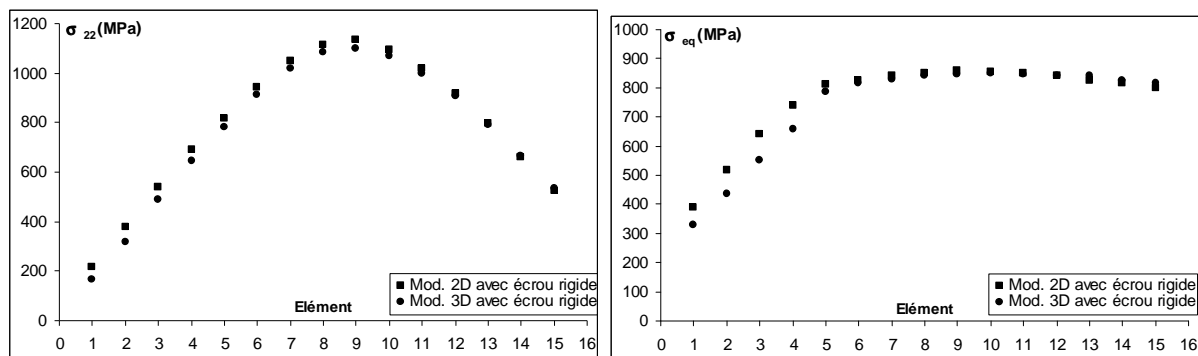


Figure 3.15: Contraintes axiale et équivalente de Von Mises dans le fond de filet pour une contrainte nominale de 570 MPa.

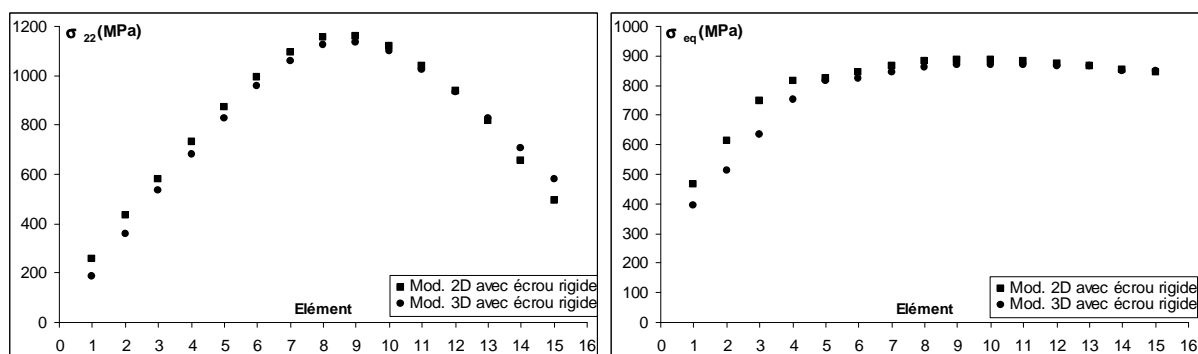


Figure 3.16: Contraintes axiale et équivalente de Von Mises dans le fond de filet pour une contrainte nominale de 740 MPa.

Comme nous pouvons le voir sur ces figures, le décalage entre les résultats fournis par les deux modèles est minime pour les éléments les plus chargés : moyenne inférieure à 1,5% sur les éléments 6 à 16, le modèle 3D étant pris comme référence. Par contre, pour les éléments les moins chargés, l'écart est très important : environ 19%. Mais ces écarts sont sans conséquence sur les résultats qui nous intéressent.

3.4.2 DEUXIEME MODELE 3D

L'acquisition récente d'une machine plus puissante nous a finalement permis de faire tourner le modèle 3D avec écrou déformable (mais maillage M0). Nous avons donc pu mener le même type de comparaison que précédemment avec un modèle 2D axisymétrique à écrou déformable et maillage M0. Les figures 3.17 montrent les résultats obtenus : ils sont similaires à ceux obtenus pour les modèles à écrou rigide.

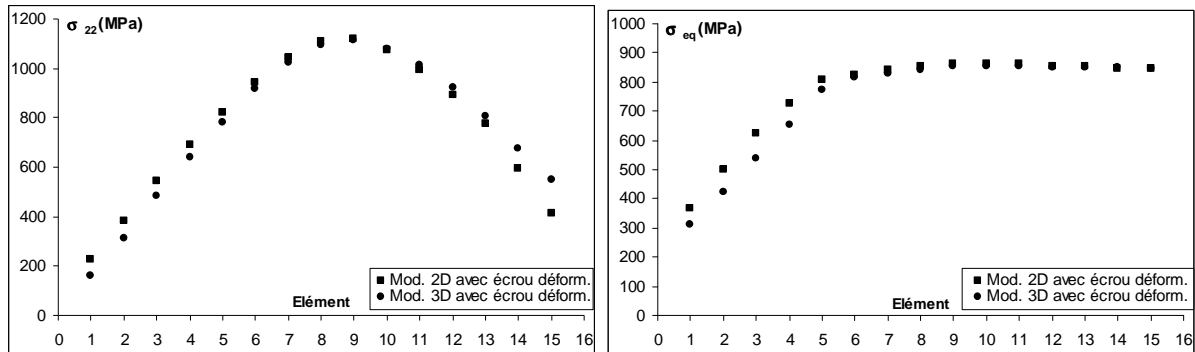


Figure 3.17 : Contraintes axiale et équivalente de Von Mises dans le fond de filet pour une contrainte nominale de 570 MPa.

3.4.3 LE MODELE RETENU POUR LES SIMULATIONS

Etant donné que les modèles 3D fournissent des résultats comparables à ceux fournis par les modèles 2D, mais avec des temps de calculs plus importants, nous avons retenu ces derniers pour la simulation de tous les essais de fatigue. Et parmi ceux-ci, nous avons choisi le modèle M3 qui fournit la meilleure adéquation entre qualités des résultats (convergence) et temps de calcul.

3.5 VALIDATION DU MODELE ELEMENTS FINIS

3.5.1 VALIDATION SUR BOULONS « STANDARDS »

Afin d'être assuré de la qualité du modèle éléments finis, nous avons réalisé un certain nombre d'essais de traction sur des boulons « standards » afin de comparer les courbes de traction obtenues à celle que la simulation de l'essai nous fournissait. La figure 3.18 illustre cette comparaison. Comme nous pouvons le constater, l'écart entre les deux courbes est sensible avec un seuil de plasticité numérique plus élevé. Mais l'écart n'est que de 5%. Par contre, nous avons un accord plus que satisfaisant sur la partie élastique de la courbe et les parties plastiques des deux courbes sont, certes décalées, mais parallèles. Au vu de cet assez bon accord, nous pouvons considérer que le modèle éléments finis nous fournit une bonne estimation de l'état de contrainte qui règne dans le boulon et en particulier dans le fond du premier filet en prise.

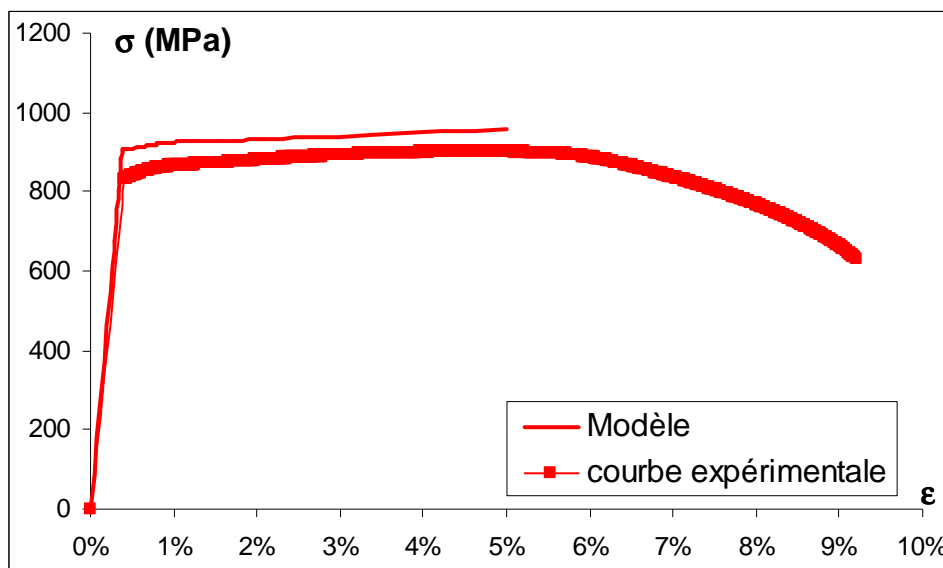


Figure 3.18 : Courbe de traction sur boulon « standard » et courbe obtenue à l'aide du modèle 2D axisymétrique M3.

3.5.2 VALIDATION SUR BOULONS « SPECIAUX »

Nous avons également comparé la courbe obtenue par le modèle éléments finis (avec la loi de comportement adéquate) avec les courbes de traction obtenues pour les boulons « spéciaux ». Nous avons constaté, comme le montre la figure qui suit, un meilleur accord, mais toujours avec un écart de l'ordre de 5% sur le seuil de plasticité.

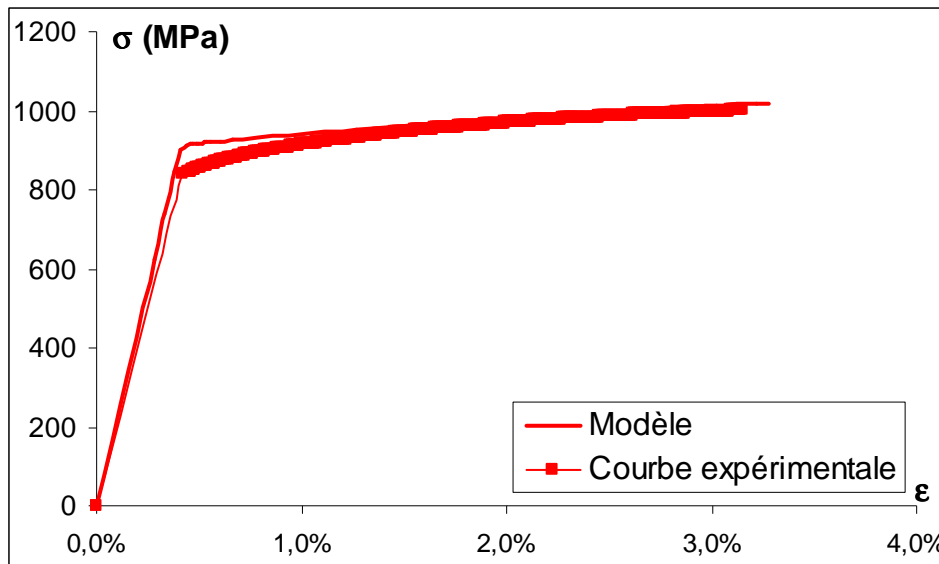


Figure 3.19 : Courbe de traction sur boulon « spécial » et courbe obtenue à l'aide du modèle 2D axisymétrique M3.

A quoi pouvons-nous attribuer ce meilleur accord ?

La différence de comportement mécanique que nous avons pu constater entre le matériau constituant les vis « standards » et « spéciales » ne permet pas à elle-seule d'expliquer cela. Il faut, à notre avis, mettre cette amélioration de l'accord entre modèle et expérience sur le compte des contraintes résiduelles qui caractérisent le procédé de fabrication des vis « spéciales » : roulage à froid après traitement thermique. Mais pas seulement. En effet, une étude numérique du comportement en traction uniaxiale d'un matériau précontraint par nitruration (introduction des contraintes résiduelles par application d'une température), a permis de mettre en évidence que les contraintes résiduelles n'amélioreraient pas de façon significative la limite d'élasticité du matériau [Réf. 64]. Cela s'explique par le fait que la plastification apparaît en premier lieu dans le cœur de la pièce pour des niveaux de contrainte nominale inférieure à la limite d'élasticité du matériau constitutif de ce cœur. Cette plastification prématurée du cœur provient du fait que ce même cœur, non affecté par la nitruration, est le siège de contraintes résiduelles de traction qui équilibrent les contraintes

résiduelles de compression générées sur la périphérie de l'éprouvette. Ainsi, si les seules contraintes résiduelles n'expliquent pas l'amélioration des caractéristiques mécaniques, c'est sans doute qu'il y a en plus un effet lié à la géométrie de la vis, générant un coefficient de concentration de contrainte élevé. De ce fait, la distribution des contraintes au sein de la section résistante s'en trouve fortement modifiée. Nous verrons cela de façon plus approfondie dans un chapitre ultérieur consacré au roulage.

3.6 ETAT DE CONTRAINTE DANS LA LIAISON VIS-ECROU

3.6.1 COEFFICIENT DE CONCENTRATION DE CONTRAINTE EN ELASTOPLASTICITE ET GRADIENT DE CONTRAINTE

Tout comme pour le modèle purement élastique, nous nous sommes intéressés au profil de la répartition de la contrainte axiale dans la section médiane du fond du premier filet en prise. Comme nous pouvons le constater sur la figure 3.20, il y a une très forte diminution du coefficient de concentration de contrainte, que nous nommerons ici $K\sigma$, par analogie avec la terminologie utilisée par NEUBER dans sa méthode de détermination de la contrainte élastoplastique en fond d'entaille [Réf. 38]. Nous aurons l'occasion d'en reparler dans un chapitre ultérieur.

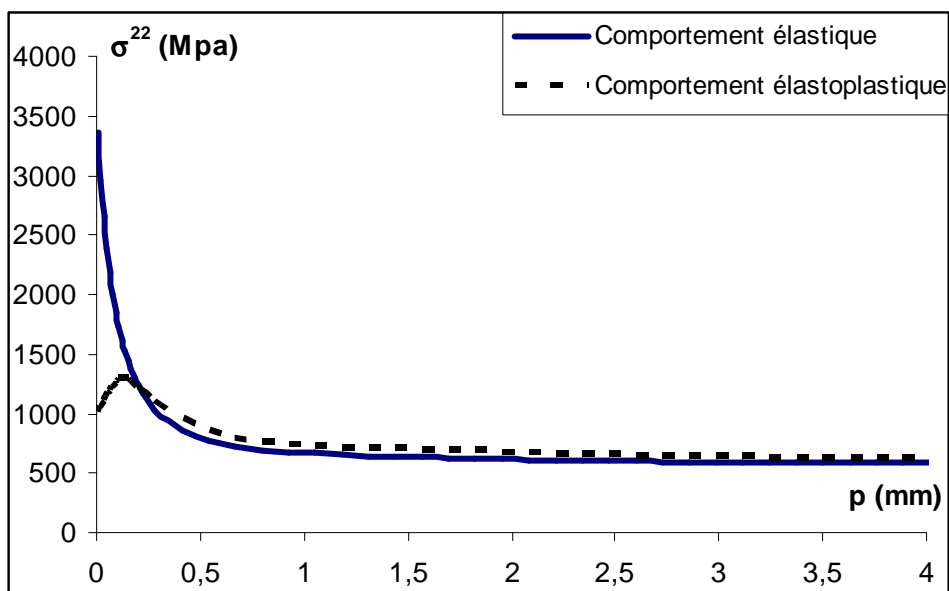


Figure 3.20 : Comparaison entre les profils de répartition de la contrainte axiale dans la section médiane du fond du premier filet en prise pour des comportements élastique et élastoplastique.

Ce décalage s'explique aisément par l'interférence que génère la proximité du contact avec le filet de l'écrou (effort de traction sur la vis appliqué sur l'extrémité supérieure et écrou bloqué).

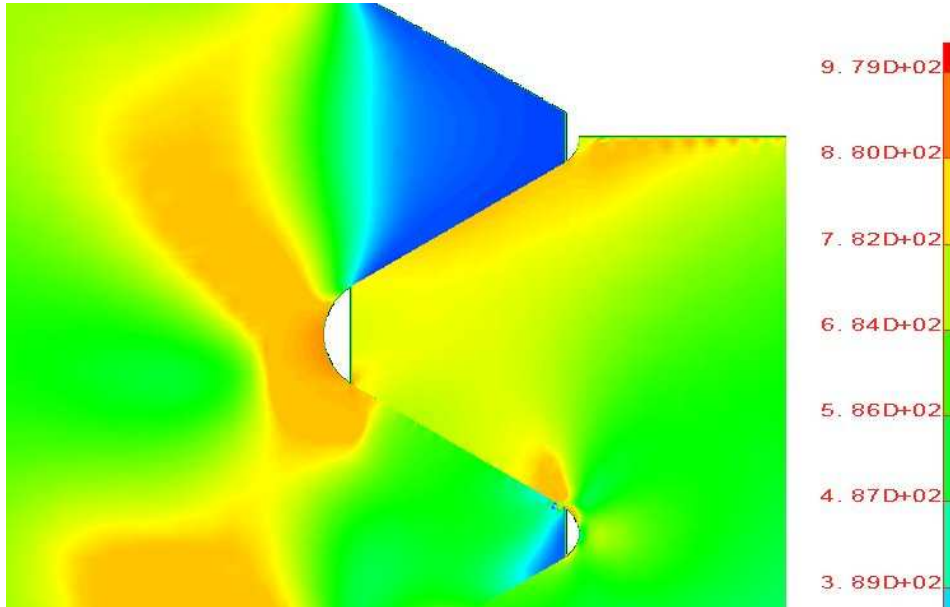


Figure 3.21 : Détail de la répartition de la contrainte équivalente de Von Mises dans le fond du premier filet en prise.

Par ailleurs, nous avons estimé, par continuité, le gradient de contrainte ainsi que le coefficient de concentration de contrainte élastoplastique. Ils valent respectivement 0,86 et 2,05, ce qui représente un abattement considérable par rapport au cas élastique.

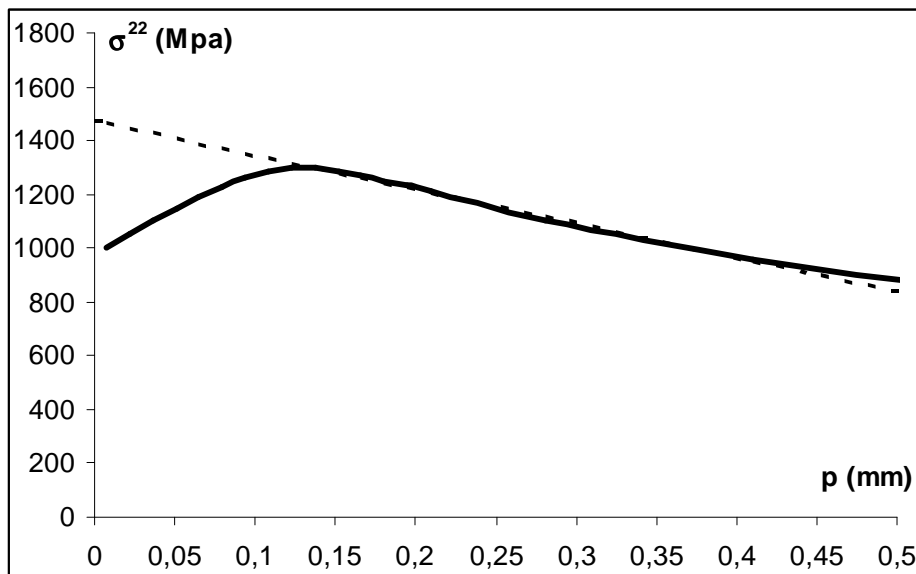


Figure 3.22 : Contrainte élastoplastique axiale et gradient de contrainte dans la section médiane du fond du premier filet en prise.

3.6.2 REPARTITION DE LA CHARGE LE LONG DES FILETS EN PRISE

Il nous a paru intéressant de vérifier avec le modèle 2D axisymétrique (maillage M3) la répartition de la charge le long de la prise avec l'écrou. Nous avons obtenu des résultats en tout point comparables avec les résultats connus et disponibles dans la littérature [Réf. 4 - 12]. Dans ce modèle, l'écrou est supposé déformable (même loi de comportement pour les matériaux écrou et vis).

Nous constatons une répartition parabolique du transfert de charge entre l'écrou et la vis, avec un maximum du transfert sur le premier filet en prise (figure 3.23). Le lecteur peut s'étonner de la « remontée » du niveau de transfert sur le dernier filet en prise. Cette « remontée » est à mettre sur le compte de la déformation globale de l'écrou en tronc de cône qui fait pénétrer les filets d'extrémité et s'écarter les filets dans le plan de contact écrou-montage.

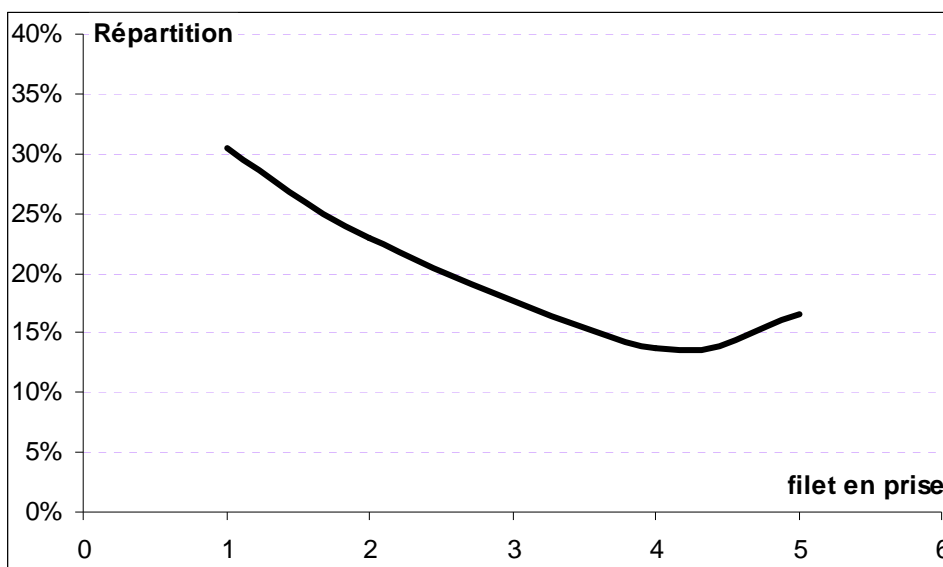


Figure 3.23 : Répartition du transfert de charge entre la vis et l'écrou.

Pour nous en convaincre, nous avons mené une étude identique avec un modèle dans lequel l'écrou est supposé rigide. Dans ce second cas, nous constatons que le niveau de transfert de charge décroît continûment (mais moins rapidement) le long de l'écrou avec un niveau de transfert légèrement moins important sur le premier filet (figure 3.24).

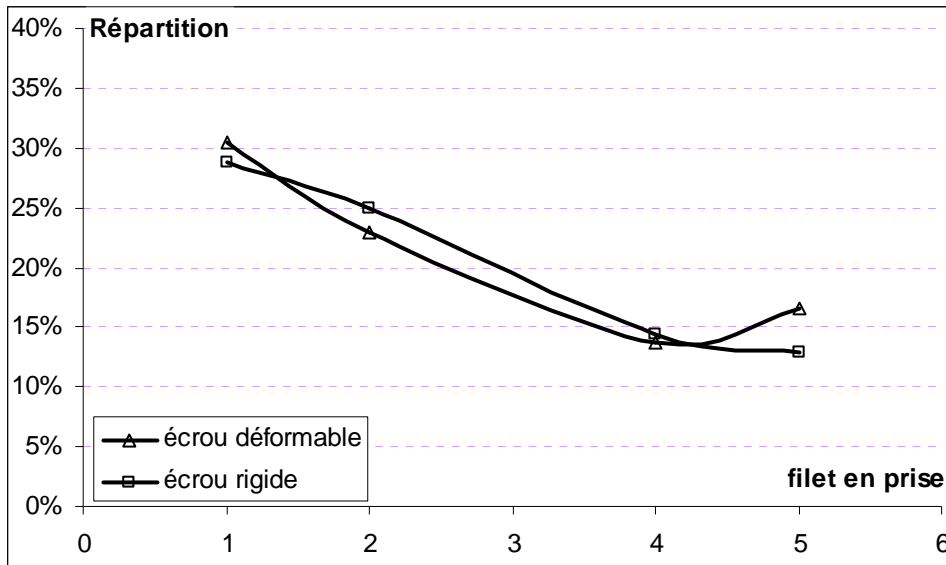


Figure 3.24 : Comparaison de la répartition du transfert de charge entre la vis et l'écrou entre le modèle avec écrou déformable et écrou rigide.

Par ailleurs nous nous sommes intéressés à l'influence du niveau de la contrainte nominale appliquée sur le boulon sur cette répartition. Pour cette étude, nous avons repris le premier modèle (avec écrou déformable). Les résultats de cette étude sont illustrés par la figure 3.25. Nous constatons qu'au fur et à mesure que la contrainte nominale de traction augmente, le premier filet en prise est de moins en moins chargé alors que simultanément, les autres filets prennent plus de charge.

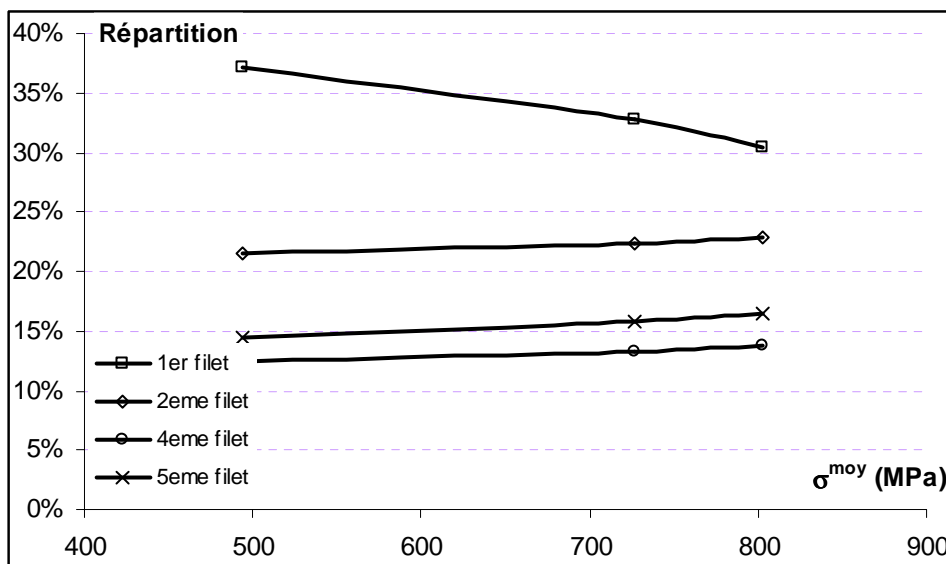


Figure 3.25 : Répartition de la contrainte axiale dans les différents filets de la vis en prise avec l'écrou pour différentes valeurs de la contrainte nominale de traction.

Ce phénomène est facilement compréhensible : au fur et à mesure que la contrainte moyenne augmente, la plastification en fond du premier filet entraîne une augmentation ralentie du niveau de contrainte en fond de ce même filet et le surplus de charge est supporté par le fond de filet suivant. Lorsqu'à son tour, celui-ci se plastifie, le niveau de contrainte y augmente moins rapidement et les filets restants reprennent la partie de la charge qui n'est plus supportée par les deux premiers filets. Et ainsi de suite.

Constatant que le choix de la nature du comportement du matériau de l'écrou avait une influence non négligeable sur la répartition de contrainte, nous avons voulu contrôler s'il en était de même pour les contraintes sur l'élément le plus chargé en fond de filet. Comme nous pouvons le constater sur la figure 3.26, l'influence est très faible.

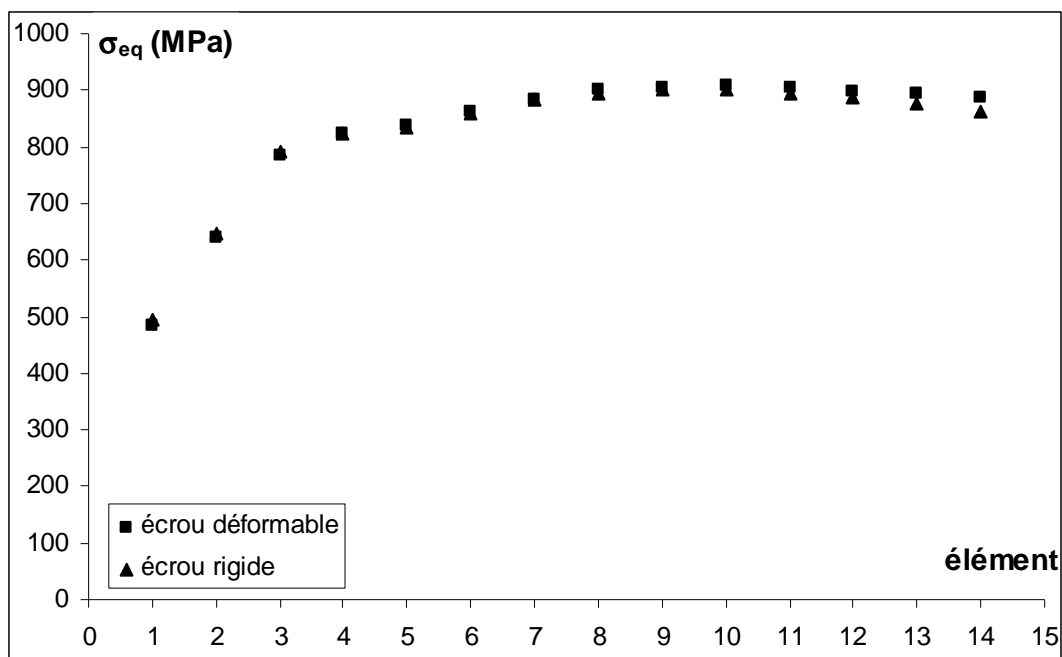


Figure 3.26 : Contrainte équivalente de Von Mises au fond du premier filet en prise pour une contrainte nominale de traction de 800 MPa
Comparaison entre les modèles 2D à écrou déformable et rigide

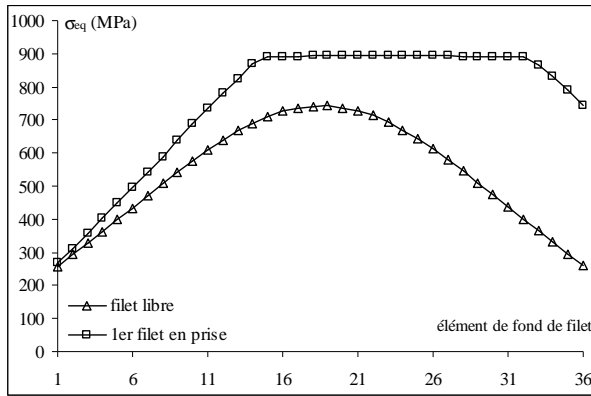
Les temps de calcul étant sensiblement identiques, bien sûr plus faibles pour le modèle à écrou rigide, il ne nous a pas paru nécessaire de choisir ce dernier pour la suite. Les résultats qui seront présentés par la suite correspondront donc au modèle avec écrou déformable.

3.6.3 RUPTURE STATIQUE DES BOULONS

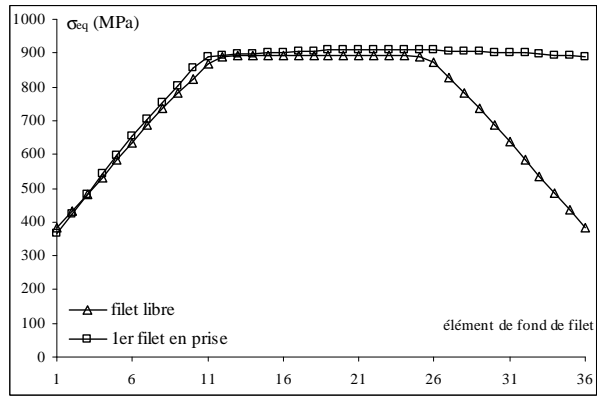
Lors des essais de traction monotone sur les boulons, nous avons observé que les ruptures avaient eu lieu systématiquement dans la longueur filetée libre de toute prise avec l'écrou, entre la tête de la vis et l'écrou. Le lecteur pourrait s'en étonner dans la mesure où ce lieu de rupture n'est observé que très rarement dans le cas d'une sollicitation variable et que les modélisations éléments finis montrent que le maximum de contrainte se trouve au fond du premier filet en prise. L'explication est à rechercher dans la nature même du chargement : monotone ou cyclique.

Nous avons simulé ces deux types de rupture en utilisant le même modèle éléments finis, dans lequel nous avons augmenté le nombre d'éléments dans les fonds du 1^{er} filet en prise et d'un filet libre (36 éléments à la place de 16). Cette modélisation nous a fourni des résultats corrélant parfaitement ce constat expérimental. Les figures 3.27.a à 3.27.f illustrent l'évolution de la contrainte au fond d'un filet libre et du premier filet en prise, au fur et à mesure de l'accroissement de la contrainte nominale de traction. Comme nous pouvons le constater sur ces figures, pour des niveaux de contrainte nominale peu élevée, la contrainte maximale se trouve en fond du filet en prise : ceci s'explique par le fait que les filets en prise sont bloqués par ceux de l'écrou ce qui occasionne une surcontrainte plus importante qu'en fond de filet libre dans lequel existe également une surcontrainte mais uniquement causée par la géométrie du filet. Puis, lorsque la contrainte nominale augmente, les niveaux de contrainte s'égalisent : cette évolution s'explique par le fait que les déformations sont encore possibles en fond de filet libre alors qu'au fond du filet en prise, cette déformation est contrariée. Finalement, et pour la même raison que précédemment, pour des niveaux de contrainte nominale encore plus élevés, les niveaux de contrainte en fond de filet libre et en prise s'inversent : la rupture statique s'amorce dans le fond de filet libre.

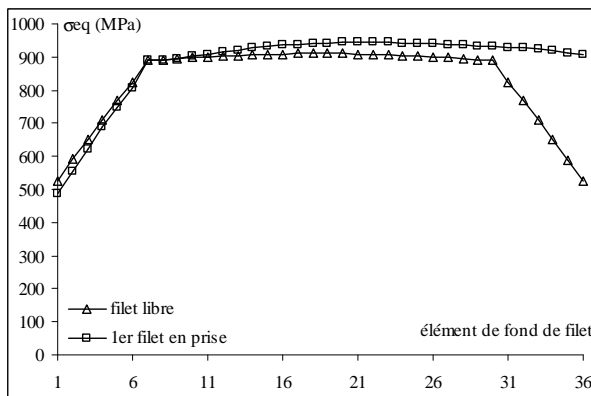
Par contre, lorsque le boulon est soumis à une charge cyclique, même pour des niveaux élevés entraînant de faibles durées de vie, la contrainte la plus élevée se situe en fond du premier filet en prise lorsque la contrainte nominale atteint son niveau maximal (figures 3.28.b et 3.28.d) : Comme pour le cas du chargement monotone, la raison en est la rigidité locale provoquée par l'écrou. Par contre, lorsque la contrainte nominale atteint son niveau minimal, la contrainte maximale se déplace en fond de filet libre (figures 3.28.a et 3.28.c).



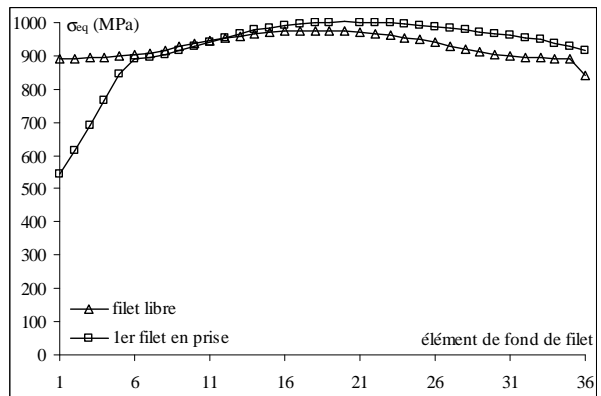
a) contrainte de 314MPa



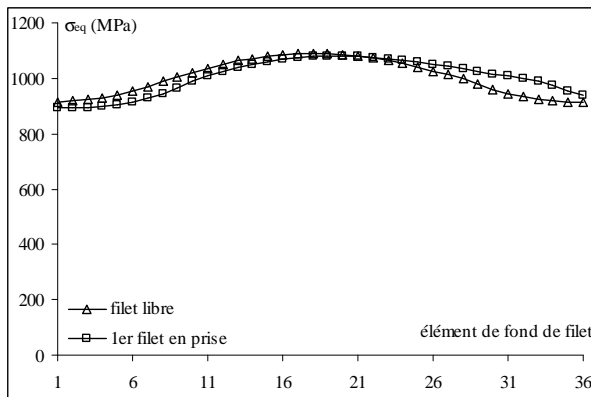
b) contrainte de 470 MPa



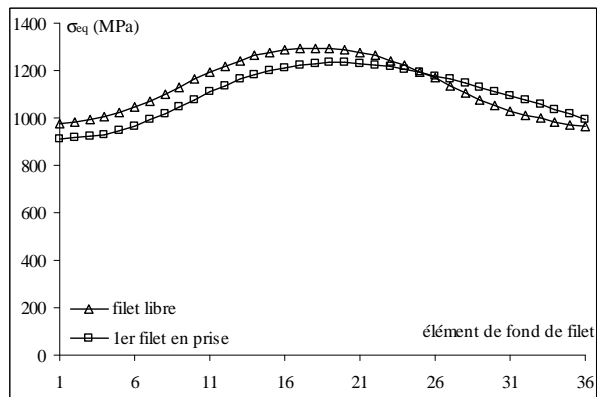
c) contrainte de 750 MPa



d) contrainte de 905 MPa

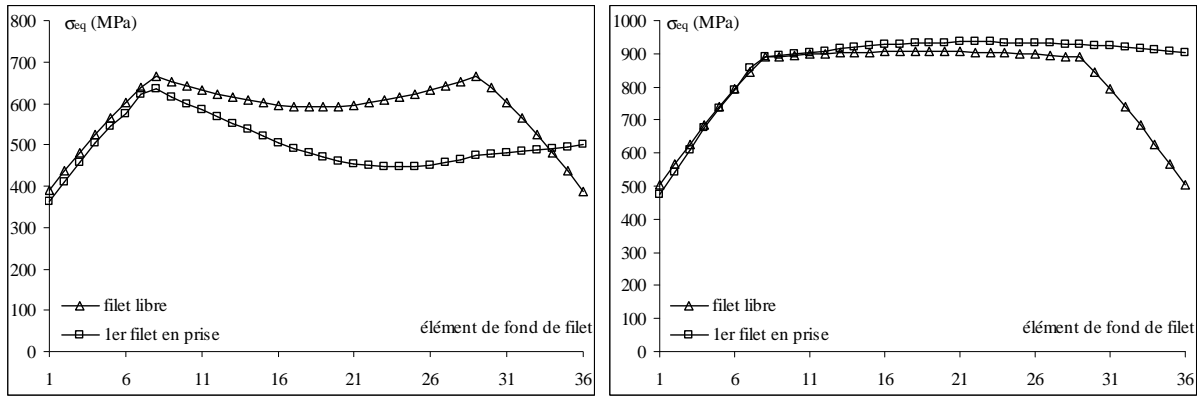


e) contrainte de 980 MPa



f) contrainte de 1088 MPa

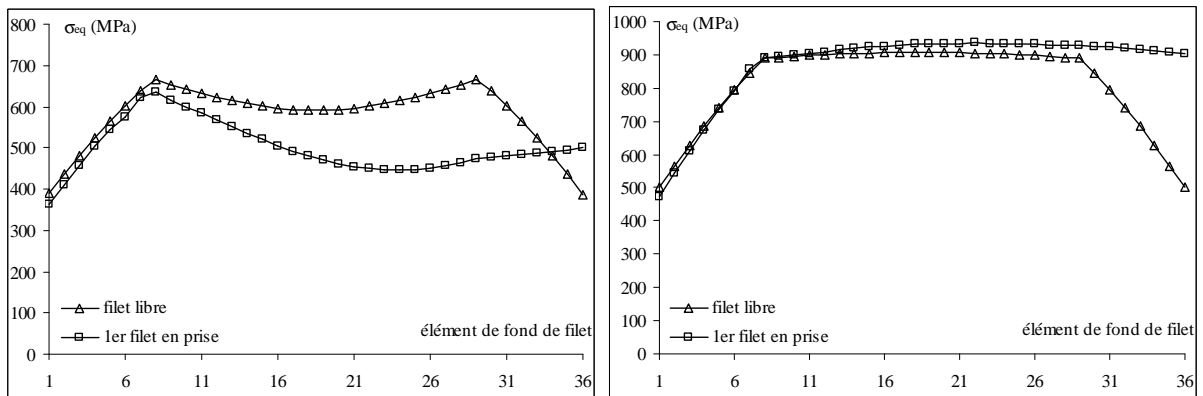
Figure 3.27 : Evolution de la contrainte de Von Mises au fond d'un filet libre de prise et du premier filet en prise avec l'écrou au cours du chargement monotone.



a) contrainte minimale

deuxième cycle

b) contrainte maximale



c) contrainte minimale

troisième cycle

d) contrainte maximale

Figure 3.28 : Evolution de la contrainte de Von Mises au fond d'un fillet libre de prise et du premier fillet en prise avec l'écrou au cours d'un chargement cyclique (80%Re-70MPa).

4 CONCLUSION SUR LA MODELISATION ELEMENTS FINIS DES BOULONS

Les différents modèles éléments finis que nous avons élaborés nous ont permis de vérifier un certain nombre d'aspect qui ont fait l'objet de diverses recherches. Ils se sont avérés en parfait accord avec les résultats expérimentaux. Ainsi ont-ils corroboré les cas de rupture en statique et en fatigue. Le relativement faible décalage observé pour une sollicitation monotone entre le modèle numérique et l'expérience nous permet de dire que les résultats fournis par les simulations des différents essais de fatigue à venir reproduiront assez fidèlement ce qui se passe réellement dans la zone critique et qu'ils pourront être utilisés avec confiance dans notre travail de caractérisation.

5 LE MODELE ELEMENTS FINIS DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL DE VALIDATION

Nous avons prévu de mener deux phases de validation de notre démarche de dimensionnement. La première à l'aide d'essais réalisés directement sur des boulons, la seconde sur un dispositif expérimental plus proche de la réalité des assemblages boulonnés permettant de générer à la fois des efforts de tension et de flexion. Nous allons à présent décrire ce dispositif et présenter son modèle éléments finis.

5.1 PRESENTATION DU DIPOSITIF EXPERIMENTAL

Nous nous sommes servis d'une bride étudiée dans le cadre d'un autre travail de l'équipe COSAM du LGMT [Réf. 78] (figure 3.29) et destinée à valider le calcul de la répartition des efforts dans les boulons.

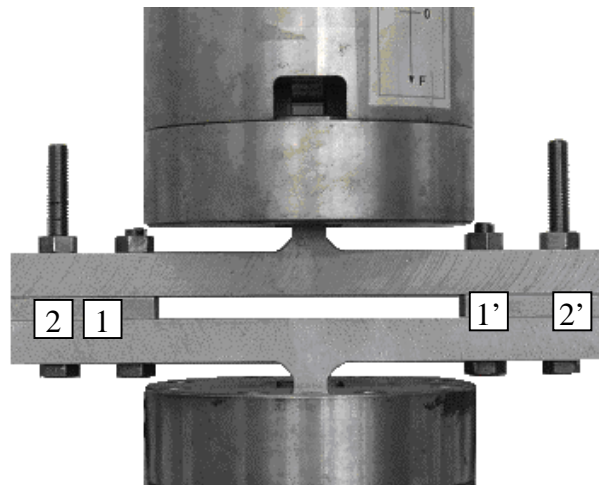


Figure 3.29 : Dispositif expérimental utilisé pour la seconde phase de validation.

Les dimensions du dispositif sont données dans le tableau 3.4 :

Longueur totale de la bride	270
Largeur des poutres	30
Epaisseur des poutres	20
Longueur des entretoises	65
Epaisseur des entretoises	10
Entraxes entre les boulons 1 et 1'	160
Entraxe entre les boulons 1-2 et 1'-2'	35

Tableau 3.4 : Dimensions du dispositif expérimental de validation.

5.2 LE MODELE ELEMENTS FINIS DE LA BRIDE

Etant donné les symétries que présente ce dispositif, nous n'en avons modélisé que le quart. Nous avons créé la géométrie avec le logiciel de CAO I-deas. L'hélice des boulons n'est pas modélisée pour ne pas alourdir le modèle d'autant plus que nous avons montré précédemment que sa prise en compte n'avait aucune influence sur les résultats du tenseur des contraintes à fond du filet. La construction d'un maillage approprié nous a obligé à partitionner les volumes de façon à affiner le maillage au niveau des zones de contact écrou-poutre inférieur et tête de vis-poutre supérieure. Le maillage, sur les différentes partitions a été réalisé avec le mailleur du logiciel. Les paramètres de la loi de comportement de l'acier dans lequel les éléments de la bride ont été usinés ont été déterminés à partir d'essais sur des éprouvettes de traction prélevées dans ce même lot de matière.

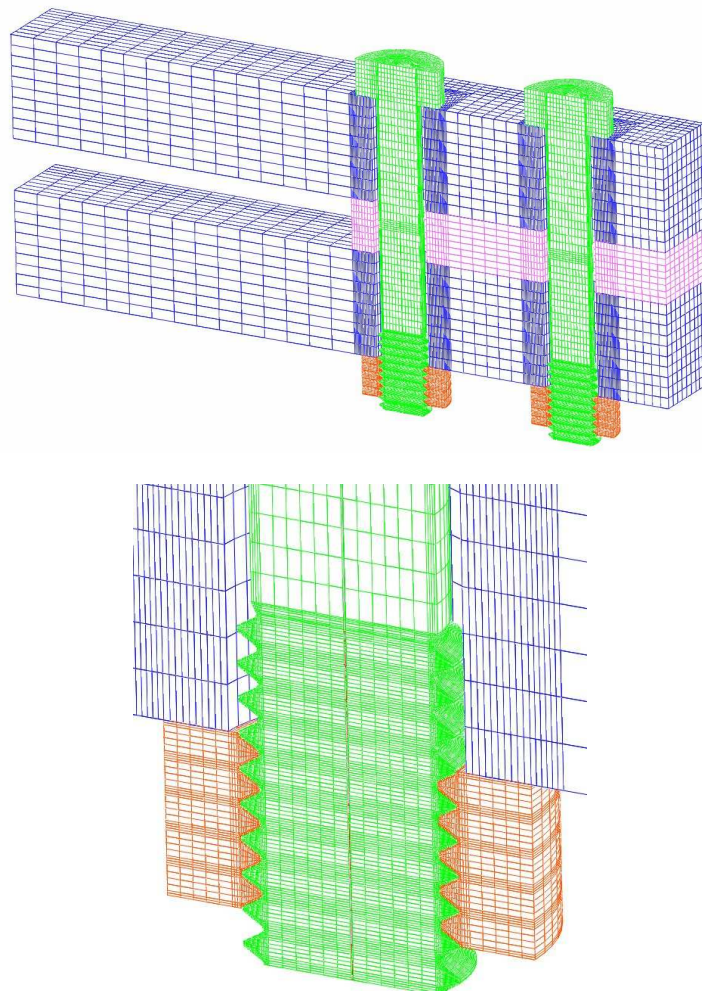


Figure 3.30 : Modèle éléments finis de la bride, vue d'ensemble et détail.

5.3 QUALITE DU MODELE ELEMENTS FINIS

Les calculs ont été faits avec le logiciel ABAQUS-Standard. La précontrainte dans chacun des boulons a été introduite en modifiant le fichier d'entrée (.inp) à l'aide d'une commande propre à ABAQUS : La « pré-tension ». Cette commande consiste à générer une interpénétration des tronçons de vis situés de part et d'autre d'une section du fût. La simulation de validation a consisté à reproduire avec le modèle l'application d'une force extérieure monotone croissante.

Avant de qualifier notre modèle, nous l'avons confronté à deux autres modèles [Réf. 78]. Dans ces modèles, que nous nommerons modèles « rigides », la liaison vis-écrou est représentée par un encastrement, toute rotation de l'écrou par rapport à la vis. L'un représente un huitième de bride, l'autre un quart.

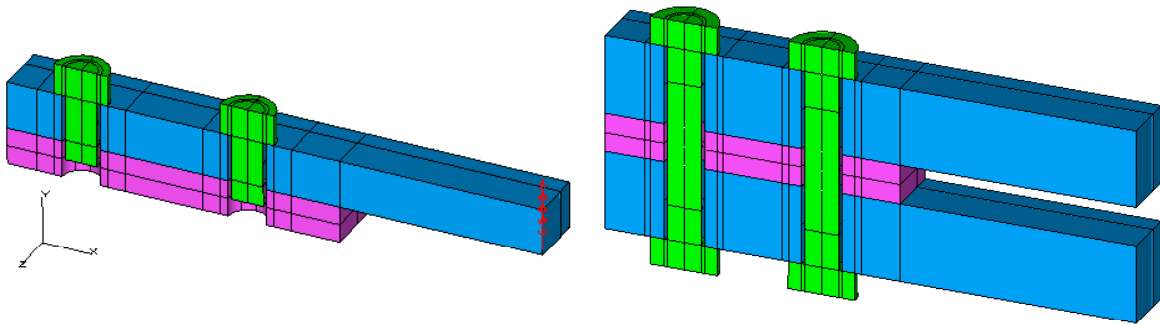


Figure 3.31 : Modèles « rigides » de la bride.

Pour chacun des trois modèles, une fois la précontrainte mise en place dans chacun des boulons (200 MPA de précontrainte), nous avons simulé un chargement monotone ($F_{ext}^{max} = 18000N$) et nous avons relevé l'évolution du supplément de contrainte dans les boulons. La lecture de ce supplément de contraintes est faite à 10mm sous tête de la vis)

Comme le montre clairement la figure qui suit, les modèles «rigides» ont fourni des suppléments de contrainte plus élevés que notre modèle «souple». Sur cette figure, les deux jeux de courbes correspondent aux boulons 1 et 2 (ou 1' et 2'). Le décalage que nous observons entre les courbes est à mettre sur le compte de la rigidité de l'encastrement vis-écrou augmentant la raideur de l'ensemble.

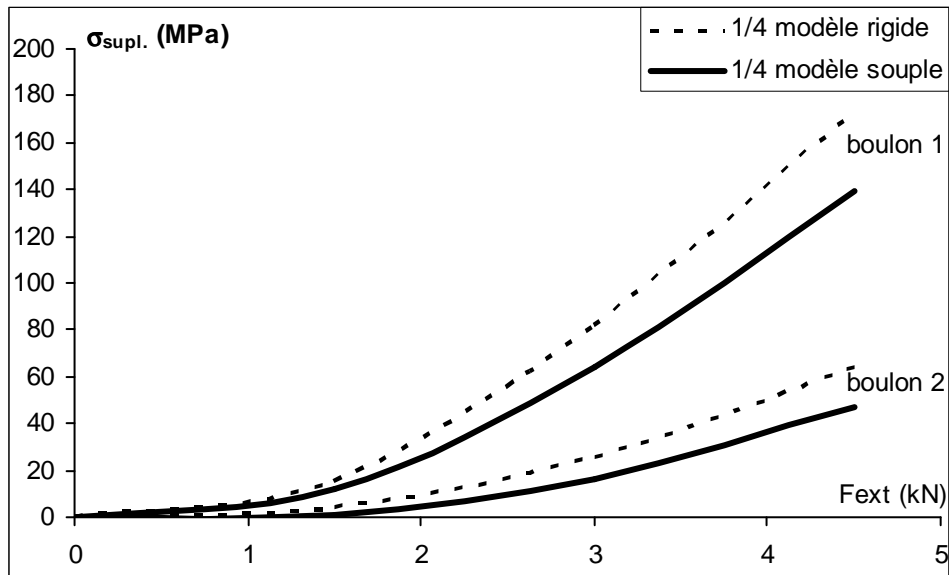


Figure 3.32 : Evolution du supplément de contrainte en fonction de l'effort de traction pour un niveau de précontrainte de 200 MPa.

Puis, pour qualifier notre modèle, nous avons comparé les suppléments de contraintes fournis par le modèle aux suppléments enregistrés expérimentalement, la bride étant équipée de boulons « spéciaux » sur chacun desquels nous avons collé trois jauges de déformations. Les quatre boulons ainsi instrumentés ont été mis en place conformément au schéma 3.33. Les jauges J_{Gi} et J_{Di} sont placées dans le plan de flexion. L'instrumentation des vis 1' et 2' permet une vérification de la symétrie. L'ensemble du dispositif de mesure est relié à un boîtier « SPIDER » et à un logiciel d'acquisition des données.

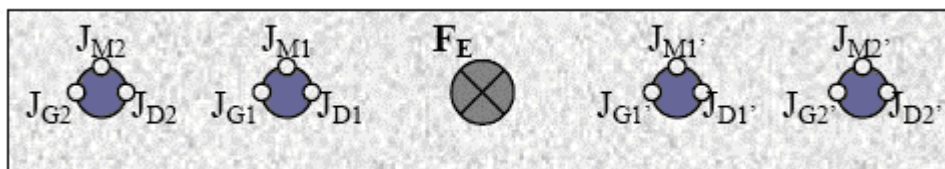


Figure 3.33 : Schéma d'implantation des boulons instrumentés sur la bride.

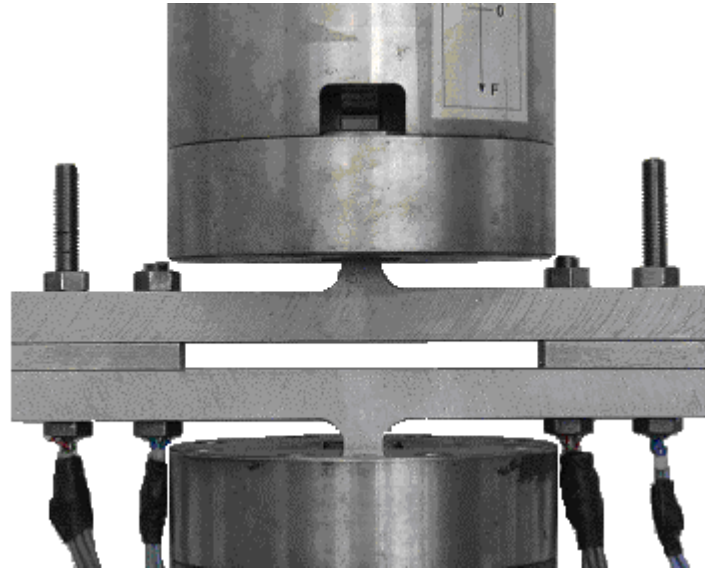


Figure 3.34 : Dispositif expérimental instrumenté.

Nous constatons sur la figure 3.35, une assez bonne corrélation entre le modèle et l'expérience (écart de 6%), ce qui nous permet de conclure que notre modèle est assez juste et qu'il nous fournira des informations utilisables avec confiance dans les critères de fatigue mis en œuvre afin de prédire les durées de vie.

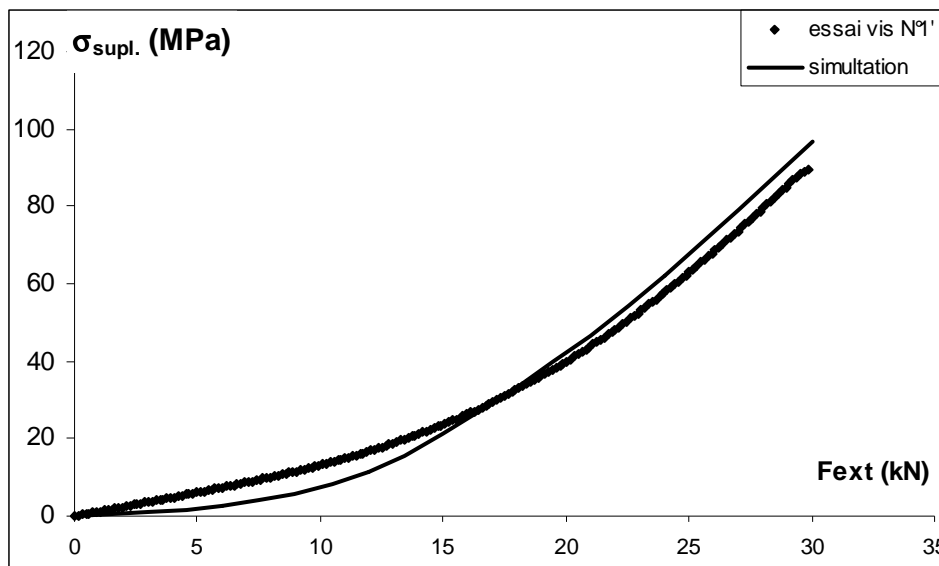


Figure 3.35 : Supplément de contrainte dans le boulon 1' en fonction de l'effort de traction
Comparaison entre les mesures par jauges et le modèle numérique
pour une précontrainte de 390 MPa.

6 CONCLUSION SUR LES MODELISATIONS

Nous avons élaboré un certain nombre de modèles éléments finis tant des boulons seuls que du système expérimental qui nous servira pour la seconde phase de validation de notre démarche de dimensionnement en fatigue des assemblages boulonnés par l'utilisation d'un critère de fatigue multiaxiale. Nous nous sommes assurés de la bonne qualité de ces modèles en comparant leur réponse à certaines consignes aux résultats disponibles dans la bibliographie ou à certaines mesures expérimentales. Certes, il existe des décalages entre ces réponses, comme par exemple un écart de 5% sur le seuil de plasticité des boulons, mais nous pouvons considérer que dans l'ensemble, ces modèles nous fourniront des résultats parfaitement exploitables, aussi bien pour la phase de caractérisation que pour les phases de validation. Nous allons à présent passer à ces deux phases.

Chapitre 4

Application des critères de SINES et de DANG VAN aux boulons

1 INTRODUCTION

La démarche de dimensionnement en fatigue multiaxiale des pièces mécaniques à l'aide d'un critère de fatigue multiaxiale comprend traditionnellement trois étapes :

- la première consiste à caractériser le matériau vis-à-vis de la fatigue multiaxiale en déterminant les paramètres matériaux du critère choisi ;
- la seconde consiste à déterminer l'état de contrainte cyclique dans la (ou les) zone(s) jugée(s) critique(s) de la pièce soit expérimentalement (avec des jauges d'extensométrie par exemple) soit par simulation par code éléments finis ;
- la dernière étape consiste bien sûr à confronter l'état de contrainte obtenu dans la seconde étape aux caractéristiques en fatigue obtenues dans la première étape.

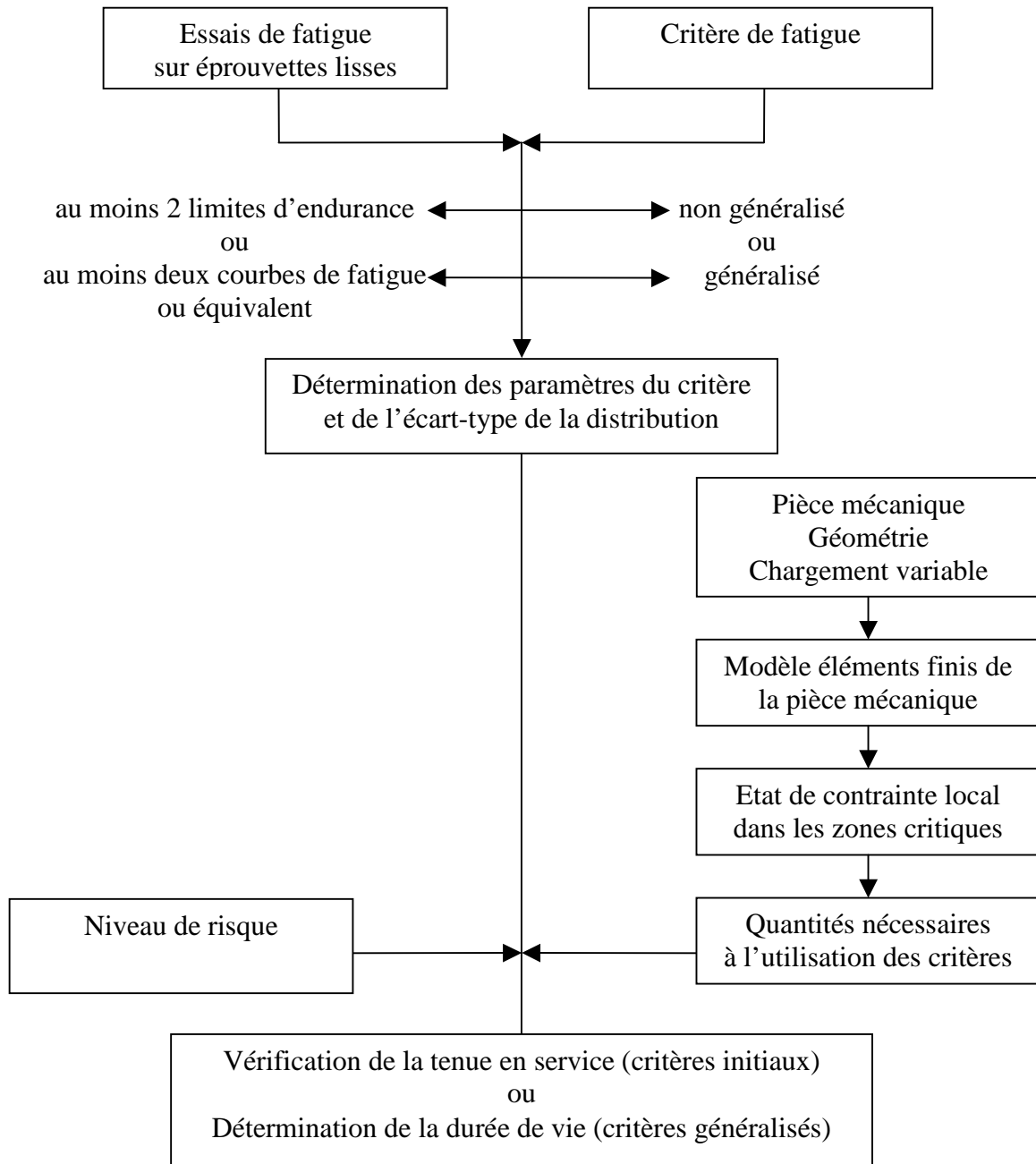
La première étape de cette démarche, celle de la caractérisation du comportement du matériau vis-à-vis de la fatigue, se fait traditionnellement à partir de résultats d'essais de fatigue obtenus pour des chargements simples tels que la traction purement alternée ou ondulée, la torsion purement alternée ou encore de la flexion rotative. Les résultats de ces essais (amplitude de la contrainte alternée, nombre de cycles à rupture) sont utilisés pour déterminer les paramètres du critère de fatigue. Dans la démarche de résolution retenue, la méthode des moindres carrés, conformément à la norme NF A 03-405, les écarts entre les données expérimentales et le modèle sont exprimés en contrainte, le nombre de cycles étant alors considéré comme consigne [Réf. 66]. Le modèle, non linéaire, étant à p paramètres, la détermination de ces p paramètres se fait en résolvant un système de p équations non linéaires. Pour cela, nous avons utilisé le solveur d'Excel. Outre, les valeurs des paramètres du modèle, cette méthode nous permet de déterminer l'écart-type de la distribution de la variable aléatoire.

Cette phase de caractérisation faite, le dimensionnement en fatigue d'une pièce mécanique se fait de la façon suivante : il faut déterminer les zones critiques de la pièce et comparer dans ces zones l'état de contrainte local aux caractéristiques en fatigue.

La géométrie des pièces mécaniques et les chargements mis en œuvre sont le plus souvent tels que seule une modélisation éléments finis de la pièce permet de déterminer l'état de contrainte dans les zones critiques. Naturellement, le résultat dépendra de la qualité du modèle et de la bonne représentation des chargements que voit effectivement la pièce. Ces états de contraintes sont ensuite représentés à l'aide des quantités intervenant dans les critères de fatigue retenus. En l'occurrence, pour le critère de SINES, il faudra définir la valeur de la pression hydrostatique moyenne ainsi que l'amplitude de la contrainte alternée équivalente de Von Misès. Pour le critère de DANG VAN, c'est un peu plus compliqué puisqu'il s'agit de déterminer, dans le temps et dans l'espace matière, le plus grand cercle circonscrit au trajet de cisaillement macroscopique, puis en définir le centre, ce qui permet de déterminer l'amplitude du cisaillement microscopique qui sera associé à la pression hydrostatique maximale (microscopique ou macroscopique puisqu'elles sont équivalentes). Ces données sont ensuite « placées » dans le plan du critère (plan $P^{moy}-\sigma_{eq}^{alt}$ pour le critère de SINES et plan $P^{max}-\tau^*$ pour le critère de DANG VAN).

A partir de là, troisième étape de la démarche de dimensionnement, on recherche par itération la valeur du nombre de cycles à rupture correspondant à ce chargement. L'avantage de la caractérisation globale que nous avons présentée dans le chapitre 2, réside dans le fait que cette recherche itérative du nombre de cycles à rupture peut se faire en considérant un niveau de risque de rupture donné. Tout comme pour la phase de caractérisation, nous avons implémenté la phase de prédiction de durée de vie dans Excel, ce qui facilite grandement la recherche itérative. Le schéma suivant illustre cette démarche, désormais classique, du dimensionnement en fatigue des pièces mécaniques à l'aide de critères de fatigue multiaxiale. Ce rappel fait, nous allons à présent présenter les résultats de la caractérisation que nous avons faite et ceux de la validation.

*Schéma de la méthode de dimensionnement
des pièces mécaniques en fatigue multiaxiale*



2 LES BOULONS TESTES

Rappelons que notre étude a porté sur des boulons de classe 8.8 de diamètre 10 mm en acier de nuance 42CrMo4. Deux types de boulons ont été testés : les boulons dits « standards » (roulés à froid puis trempés-revenus) et les boulons dits « spéciaux » (trempés-revenus puis roulés à froid). Les lois de comportement nécessaires pour les simulations ont été établies à partir des courbes moyennes de traction obtenues sur des éprouvettes prélevées dans chacun des deux types de boulons. Le tableau 4.1 récapitule les paramètres de la loi utilisée :

$$\sigma = \sigma_0 + k \cdot (\varepsilon^p)^n \quad (4.1)$$

Type de boulons	σ_0 (MPa)	k (MPa)	n
“standards”	805	642	0,608
“spéciaux”	815	1444	0,688

Tableau 4.1 : Paramètres de la loi de comportement pour les boulons testés.

Les essais de caractérisation en fatigue ont été réalisés en traction ondulée pour les deux niveaux de précontrainte suivants : 50% et 80% de la limite d'élasticité, ce qui correspond aux valeurs de précontrainte usuellement mises en place dans les assemblages.

3 SIMULATION NUMERIQUE DES ESSAIS DE FATIGUE

La simulation d'essais de fatigue par la méthode des éléments finis impose de choisir un type d'érouissage cyclique. Nous n'avons pu caractériser le type d'érouissage cyclique pour nos matériaux (il nous aurait fallu faire des essais en fatigue oligocyclique mais nous n'avons pas le temps nécessaire). Aussi avons-nous fait l'hypothèse d'un érouissage cinématique. Les conséquences de ce choix sont importantes pour la suite : pour un cycle de contrainte d'amplitude constante, l'état de contrainte en zone plastifiée atteint dès les premiers cycles un état stabilisé. Dans le cas très particulier qui nous intéresse ici, l'état de contrainte en fond de filet tend, de par les niveaux de précontrainte très élevés qui sont mis en œuvre et des amplitudes de la contrainte alternée (toujours faibles, de l'ordre de quelques dizaines de MPa), vers un état adapté. Rappelons que l'une des conditions d'application du critère de DANG VAN est justement l'adaptation du cycle de contrainte à l'échelle du grain.

Grâce au modèle éléments finis que nous avons élaboré, nous avons pu simuler les différents cas d'essais que nous avons réalisés sur les boulons et déterminer les quantités dont nous avons besoin pour la mise en œuvre des deux critères, à savoir :

- la contrainte équivalente de Von Mises et la pression hydrostatique moyenne pour le critère de SINES ;
- la contrainte de cisaillement microscopique et la pression hydrostatique maximale pour le critère de DANG VAN ;

La figure 4.1 montre les résultats obtenus au cours de la simulation d'un essai de fatigue réalisé sous une précontrainte égale à 80% de la limite d'élasticité et une amplitude de contrainte de 85 MPa. L'image de gauche correspond à la contrainte nominale maximale et celle de droite à la contrainte nominale minimale. Elles montrent toutes deux, dans la zone du premier filet en prise, la répartition de la contrainte équivalente de Von Mises (dont nous nous servirons dans le critère de SINES). Sur la première figure, nous repérons très nettement la zone critique à fond de filet. Nous remarquons également une zone de contrainte élevée en extrémité de la zone de contact filet de vis – filet d'écrou. Ceci correspond bien à une situation qui peut parfois apparaître : rupture par cisaillement du filet de la vis, comme cela a été montré dans le travail de MARTINEZ [Réf. 79]. Sur la seconde image, nous constatons que la zone la plus chargée est reportée sous la surface (la contrainte maximale y est égale à 793 MPa). Ce déplacement en profondeur de la zone la plus chargée est tout naturellement dû à la plastification à fond de filet apparue dès le premier cycle.

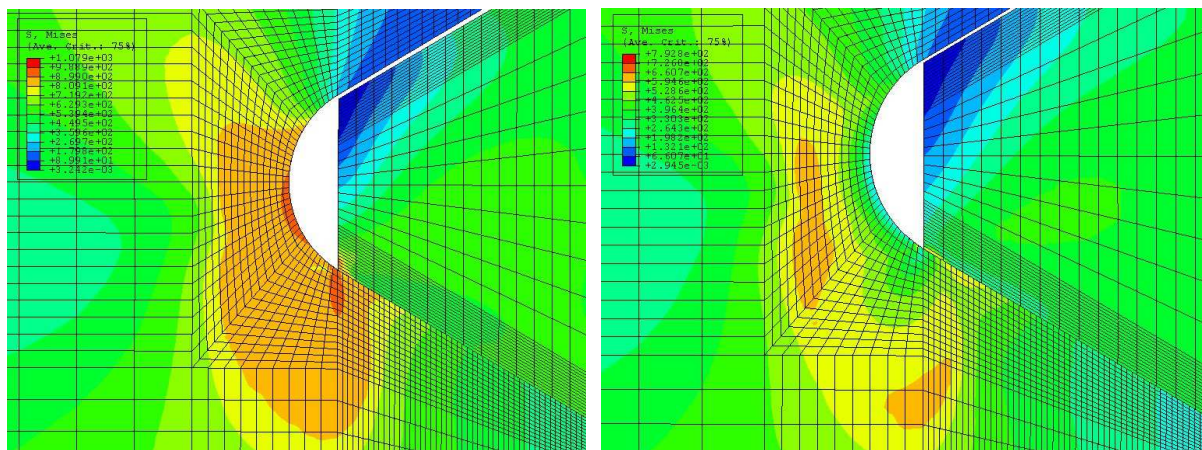


Figure 4.1 : Evolution des contraintes de Von Mises dans le premier filet en prise pour un chargement nominal de 1060 MPa (100%Re) en contrainte moyenne et 85 MPa de contrainte alternée au cours du cycle stabilisé.

4 RESULTATS DE LA CARACTERISATION

4.1 CAS DES BOULONS « STANDARDS »

Nous rappelons que nous appelons boulons « standards », les boulons fabriqués suivant l'ordre opératoire suivant : forgeage à chaud, roulage à froid, traitement thermique.

Pour ces boulons, pour lesquels la limite d'élasticité a été relevée expérimentalement à 805 MPa, nous avons réalisé deux campagnes d'essais de fatigue : l'une avec un niveau de précontrainte égal à 50% de la limite d'élasticité, l'autre avec une précontrainte de 80%. Pour chaque amplitude de contrainte alternée, nous avons réalisé en moyenne deux essais. Pour les faibles amplitudes de contrainte, les essais ont été interrompus, lorsqu'il y avait lieu, à 10^7 cycles. Naturellement, même si ces résultats fournissent une information qualitative, ils ne peuvent être pris en compte pour la détermination des paramètres matériaux.

4.1.1 LES COURBES DE FATIGUE

Comme nous pouvons le voir sur la figure 4.2, la courbe à 80%Re est relativement proche de la courbe à 50%Re : un abattement en moyenne de 4 MPa sur l'ensemble de la courbe pour des contraintes nominales moyennes qui diffèrent de 241 MPa, soit une variation de moins de 2%. Ceci est bien en accord avec la bibliographie (faible influence de la contrainte moyenne sur la limite d'endurance).

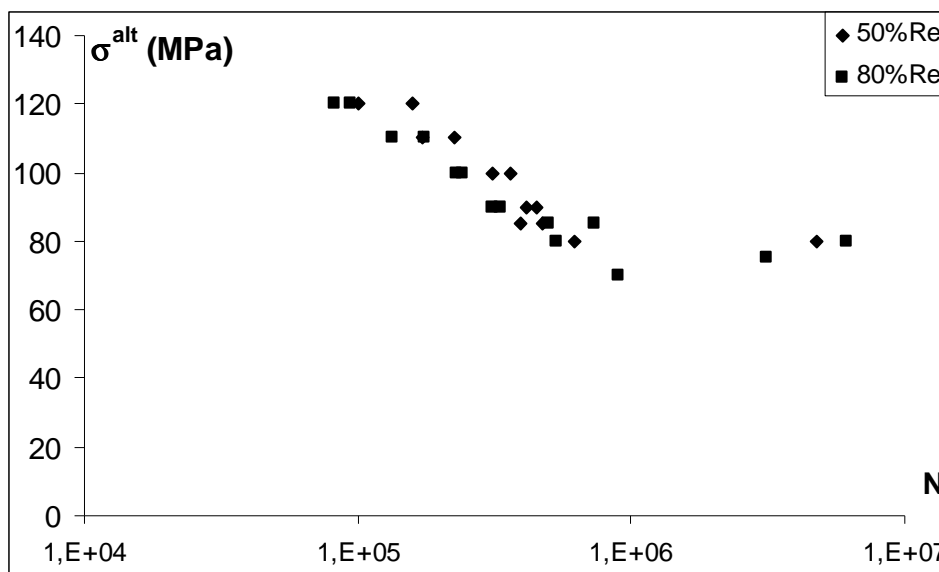


Figure 4.2 : Résultats des essais en fatigue sur boulons « standards » pour deux niveaux de précontrainte (50%Re et 80%Re).

Le lissage de ces deux courbes avec le modèle de PALMGREN a donné les résultats suivants :

	σ^{moy}	E (MPa)	A	B	γ	s (MPa)
Courbe 1	50%Re	29,76	843	0	0,198	8,43
Courbe 2	80%Re	70,65	143877	0	0,697	5,25

Tableau 4.2 : Paramètres du modèle de PALMGREN pour les deux courbes de fatigue obtenues pour les boulons “standards”.

Calculées à l’aide de ce modèle, et avec les paramètres correspondants, les contraintes alternées nominales entraînant une durée de vie de 3.10^6 cycles sont respectivement de 73,5 MPa et 75 MPa. Il est clair qu’il nous faut procéder à de nouveaux essais afin de mieux caractériser ces limites d’endurance.

4.1.2 CARACTERISATION A L’AIDE DU CRITERE DE SINES

Pour obtenir une caractérisation valide, il est nécessaire que les courbes de référence, définies pour deux valeurs de pression hydrostatique moyenne P_1^{moy} et P_2^{moy} , sur lesquelles les droites de SINES vont s’appuyer, encadrent correctement le domaine expérimental. L’analyse des résultats éléments finis montre que les valeurs expérimentales de pression hydrostatique moyenne s’étendaient de 240 à 365 MPa.

Nous avons donc dans un premier temps fixé P_1^{moy} et P_2^{moy} respectivement à 200 et 400 MPa. Nous avons obtenu pour paramètres du modèle de PALMGREN, les valeurs consignées dans le tableau 4.3.

	P^{moy}	E (MPa)	A	B	γ	s (MPa)
Courbe 1	200	512,3	5155	0	0,393	10,25
Courbe 2	400	244,5	189045805	0	1.254	

Tableau 4.3 : Paramètres du critère de SINES généralisé avec P_1^{moy} et P_2^{moy} fixés arbitrairement mais encadrant le domaine expérimental.

Rappelons que la quantité s représente l’estimation de l’écart type de la distribution normale de la contrainte : dans notre cas, nous avons 26 résultats expérimentaux et le nombre de paramètres significatifs du modèle est égal à 6 puisque la valeur du paramètre B pour chacune des deux courbes n’est pas significativement différente de 0.

Nous avons également lancé un calcul en rajoutant comme paramètres variables les valeurs des pressions hydrostatiques P_1^{moy} et P_2^{moy} . Cette tentative a donné les résultats consignés dans le tableau suivant :

	P^{moy}	E (MPa)	A	B	γ	s (MPa)
Courbe 1	277,5	285	3140	0	0,238	8,5
Courbe 2	294,25	333,5	26555	0	0,456	

Tableau 4.4 : Paramètres du critère de SINES généralisé avec P_1^{moy} et P_2^{moy} en tant que paramètres variables.

Comme nous pouvons le constater, l'écart type est notablement diminué alors que dans le calcul de cet écart-type, le nombre de paramètres remonte naturellement à 8 : Ceci traduit une meilleure corrélation entre le modèle et les données expérimentales. Cependant nous ne pouvons nous satisfaire de ce résultat, dans la mesure où les valeurs obtenues pour les paramètres P_1^{moy} et P_2^{moy} n'encadrent plus les valeurs expérimentales. En effet, il a été montré que, si l'usage de la loi normale pour définir des courbes sûres n'étaient pas influencées par le choix des bornes, il n'en était plus de même lorsque ces courbes sûres sont obtenues par la loi de Student, mieux adaptée que la loi normale pour prendre en compte les influences du nombre de données expérimentales et surtout de leur répartition dans le domaine expérimental [Réf. 64].

Nous avons donc lancé un dernier calcul pour lequel nous avons rajouté deux contraintes concernant ces paramètres P_1^{moy} et P_2^{moy} :

$$\begin{aligned} P_1^{moy} &\leq \min_i(P_i^{moy}) \\ P_2^{moy} &\geq \max_i(P_i^{moy}) \end{aligned} \quad (4.2)$$

Les résultats obtenus dans ce troisième cas sont les suivants (ici, le calcul de l'écart type se fait avec p égal à 8 diminué de 2 contraintes soit au total $p=6$) :

	P^{moy}	E (MPa)	A	B	γ	s (MPa)
Courbe 1	242,3	380,8	1385	0	0,201	9,5
Courbe 2	363,6	301,4	$2,5034 \cdot 10^{10}$	0	1,667	

Tableau 4.5 : Paramètres du critère de SINES généralisé avec contraintes sur P_1^{moy} et P_2^{moy} .

Les figures 4.3 et 4.4 illustrent la bonne corrélation que nous avons obtenue entre les résultats expérimentaux et les valeurs de contraintes fournies par le critère pour ce dernier cas. Naturellement, sur ces figures, il ne faut pas chercher à retrouver une quelconque courbe de fatigue étant donné que chaque point correspond à une valeur distincte de la pression hydrostatique.

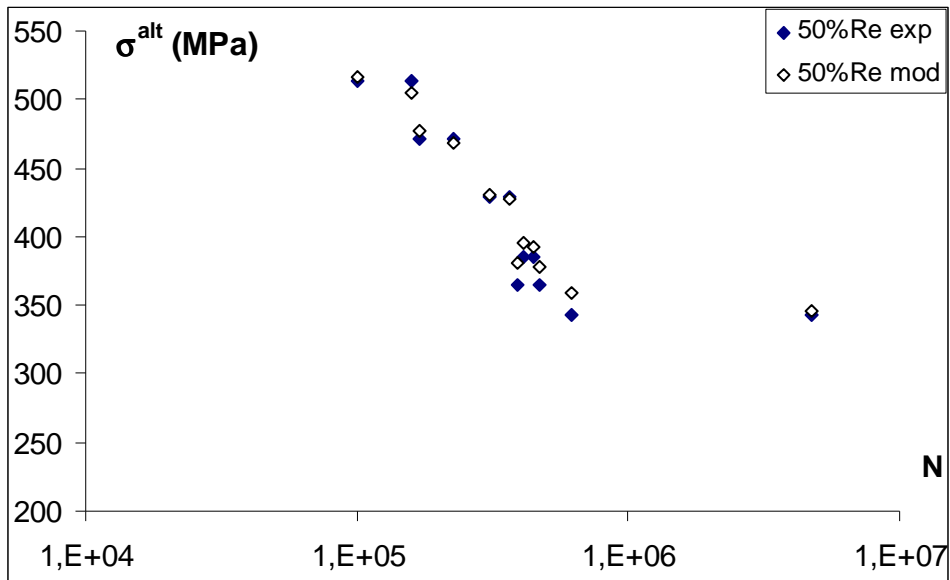


Figure 4.3: Corrélation entre les points expérimentaux et ceux fournis par le modèle de SINES pour le niveau de précontrainte de 50% Re.

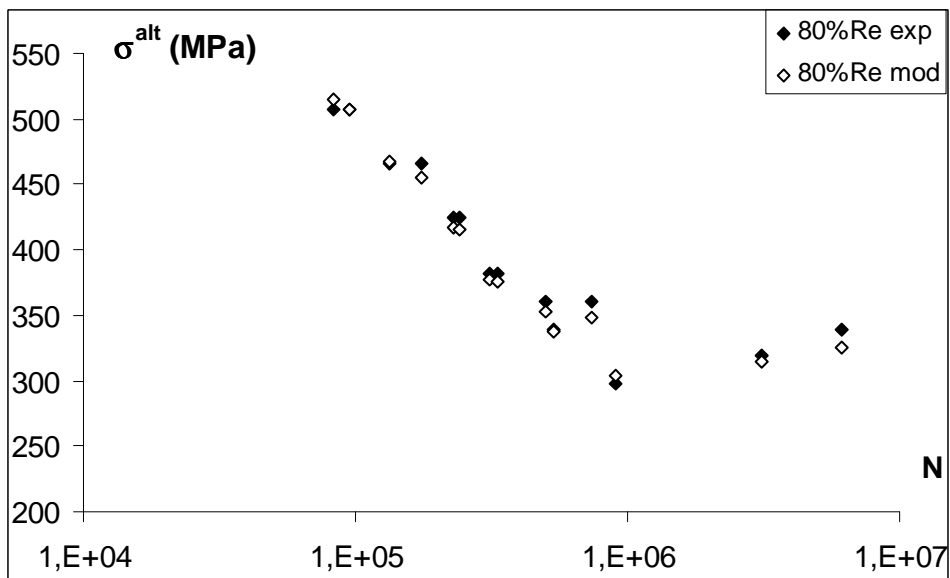


Figure 4.4 : Corrélation entre les points expérimentaux et ceux fournis par le modèle de SINES pour le niveau de précontrainte de 80% Re.

La figure 4.5 illustre quant à elle les courbes de référence tracées à partir des valeurs des paramètres consignés dans le tableau 4.6. Ces deux courbes représentent très concrètement les deux courbes sur lesquelles les différentes droites du critère de SINES vont s'appuyer lorsque le nombre de cycles varie.

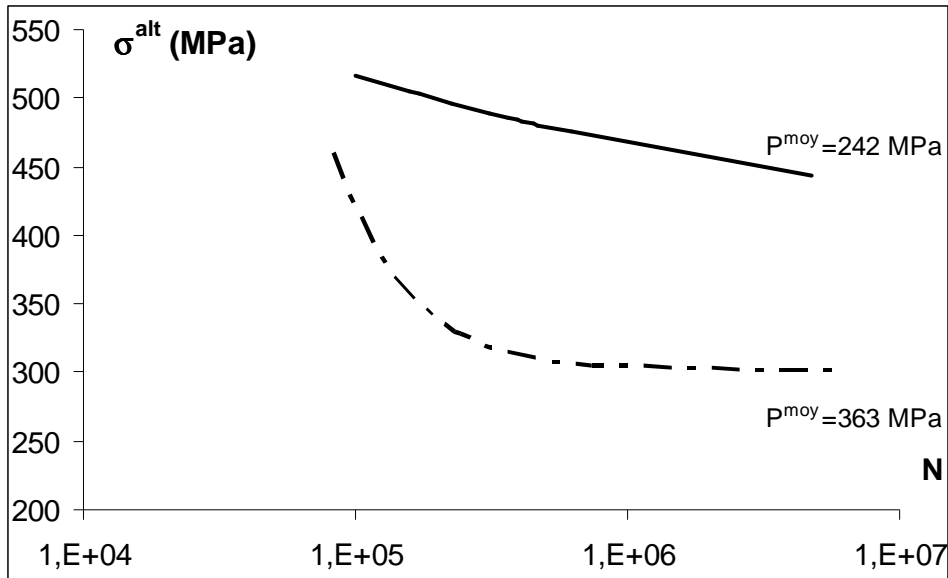


Figure 4.5 : Courbe de fatigue de référence pour le critère de SINES généralisé.

La rigueur scientifique nous oblige à faire remarquer au lecteur la forte disparité dans les allures des deux courbes de fatigue ci-dessus. Nous pouvons aisément en déduire un basculement très important de la droite du critère lorsque N diminue comme le montre la figure 4.6.

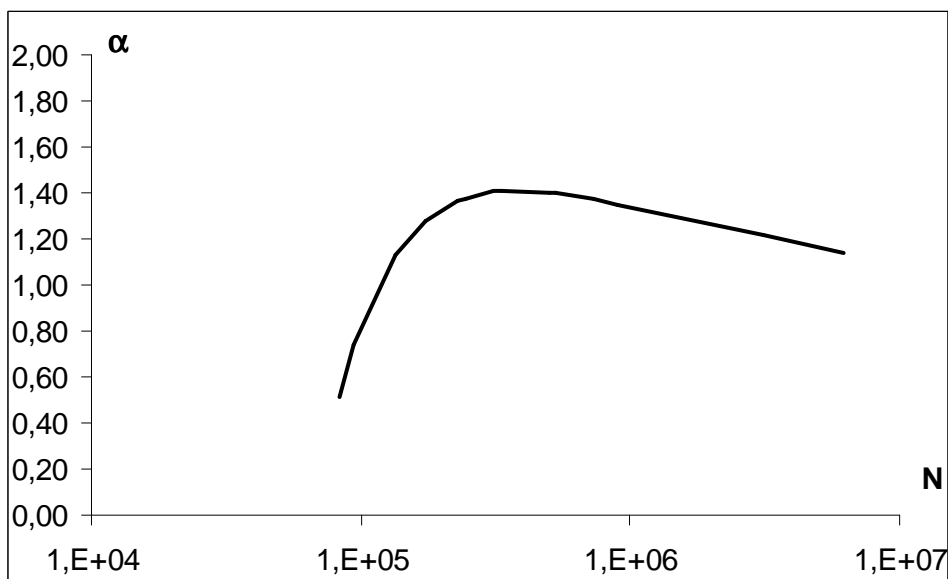


Figure 4.6 : Evolution de la pente de la droite limite du critère avec le nombre de cycles.

Si nous nous intéressons à la trace des différentes droites du critère lorsque N varie dans le plan de pression hydrostatique moyenne nulle, ce fort basculement conduit à une trace dont l'allure est donnée sur la figure 4.7.

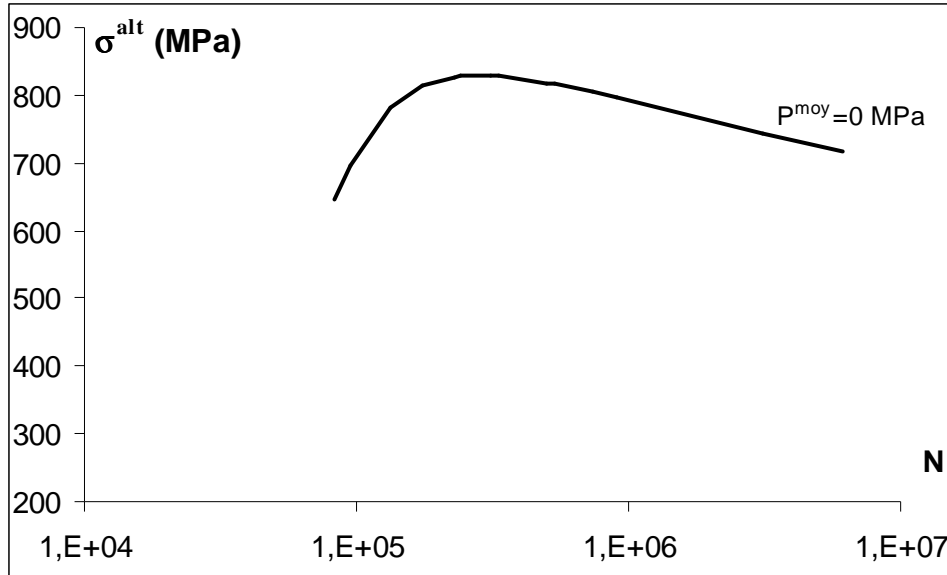


Figure 4.7 : Trace des droites limites du critère de SINES dans le plan de pression hydrostatique moyenne nulle en fonction du nombre de cycles.

Or cette trace est sensée représenter la courbe de fatigue obtenue en traction purement alternée : nous sommes loin d'avoir une allure de courbe traditionnelle. Que faut-il en conclure ? Que le modèle n'est pas cohérent ? Certes non ! Il faut seulement bien prendre conscience que le modèle, avec ce dernier jeu de paramètres, n'est utilisable que pour des pressions hydrostatiques comprises entre les bornes définies lors du lissage.

Face à ce résultat peu classique, nous avons fait une dernière tentative en imposant la borne inférieure P_1^{moy} à zéro. Les résultats obtenus sont les suivants :

	P^{moy}	E (MPa)	A	B	γ	s (MPa)
Courbe 1	0	259	1020	0	0,046	10,45
Courbe 2	363,6	297	2286973	0	0,9115	

Tableau 4.6 : Paramètres du critère de SINES généralisé lorsque P_1^{moy} est fixée à 0.

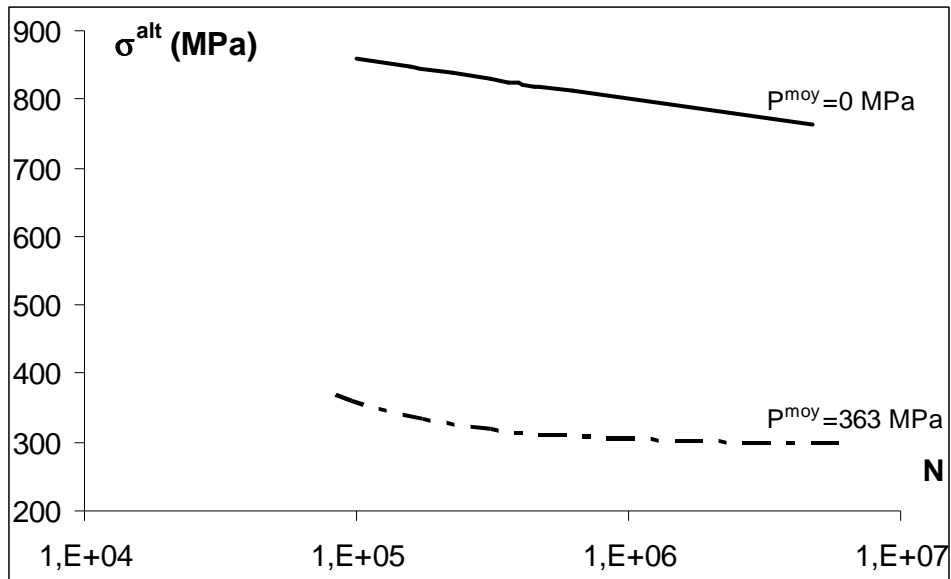


Figure 4.8 : Courbes de fatigue de référence pour le critère de SINES généralisé lorsque P_1^{moy} est fixée à 0.

Comme nous pouvons le constater, cette contrainte supplémentaire ne dégrade pas trop la qualité du modèle, tout en fournissant une forme plus classique à la fonction $\alpha(N)$. C'est ce dernier jeu de paramètres que nous retiendrons pour la validation du critère de SINES.

4.1.3 CARACTERISATION AVEC LE CRITERE DE DANG VAN

Le tableau 4.7 récapitule les résultats que nous avons obtenus. Là encore, nous avons laissé les valeurs de p_1^{\max} et p_2^{\max} libres tout en les assujettissant à rester respectivement inférieure et supérieure aux bornes inférieure et supérieure du domaine expérimental. Mais à la différence de ce que nous avons pu observer lors de la mise en œuvre du critère de SINES, la plage de valeur en pression est très peu étendue (de 498 à 513 MPA). Ceci n'est pas sans conséquence : la résolution du système d'équations non-linéaires n'est pas trop stable. C'est-à-dire que si l'on part d'un jeu de paramètres différents à chaque fois, il n'est pas certain que l'on retrouve la même solution finale.

Ceci étant, les différents tableaux et figures qui suivent illustrent les résultats que nous avons obtenus après différents essais.

	p^{\max}	E (MPa)	A	B	γ	s (MPa)
Courbe 1	498,1	168	432660	0	0,699	14,05
Courbe 2	512,8	165,75	245648	0	0,670	

Tableau 4.7 : Paramètres du critère de DANG VAN généralisé avec contraintes sur p_1^{\max} et p_2^{\max} .

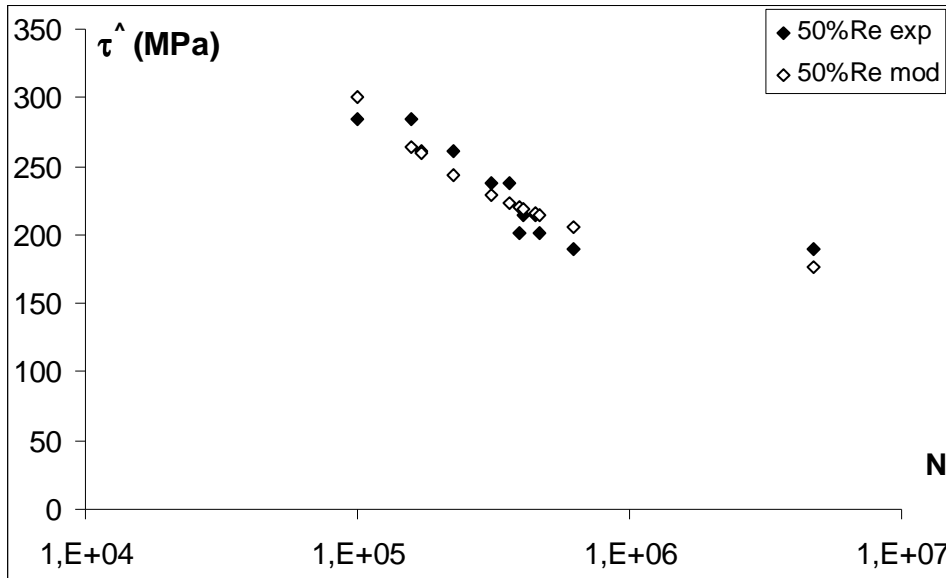


Figure 4.9 : Corrélation entre les points expérimentaux et ceux fournis par le modèle de DANG VAN pour le niveau de précontrainte de 50% Re.

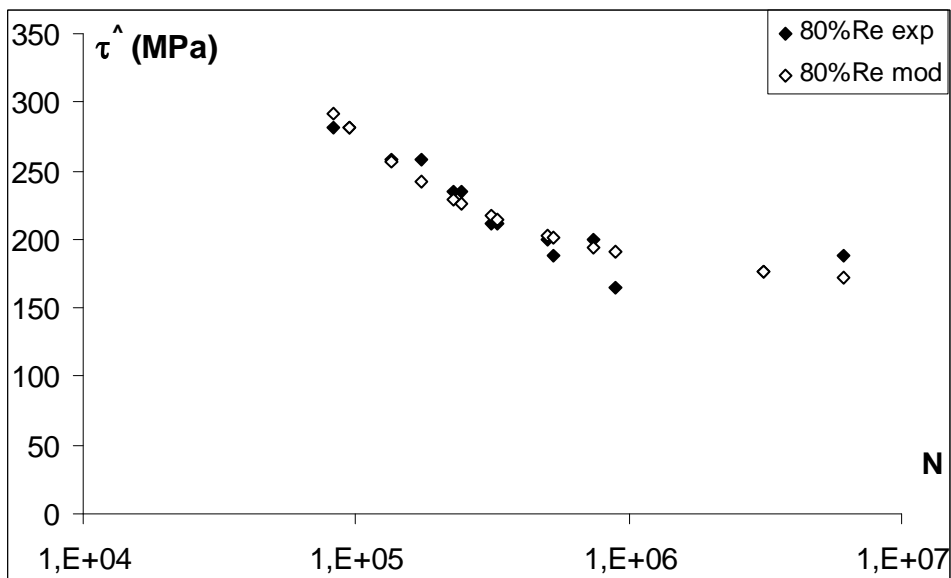


Figure 4.10 : Corrélation entre les points expérimentaux et ceux fournis par le modèle de DANG VAN pour le niveau de précontrainte de 80% Re.

La figure 4.11 illustre l'allure des deux courbes de fatigue sur lesquelles s'appuient les droites du critère de DANG VAN. Comme nous pouvons le constater, ces deux courbes sont presque confondues, ce qui correspond bien aux valeurs des paramètres p_1^{\max} et p_2^{\max} très proches l'un de l'autre.

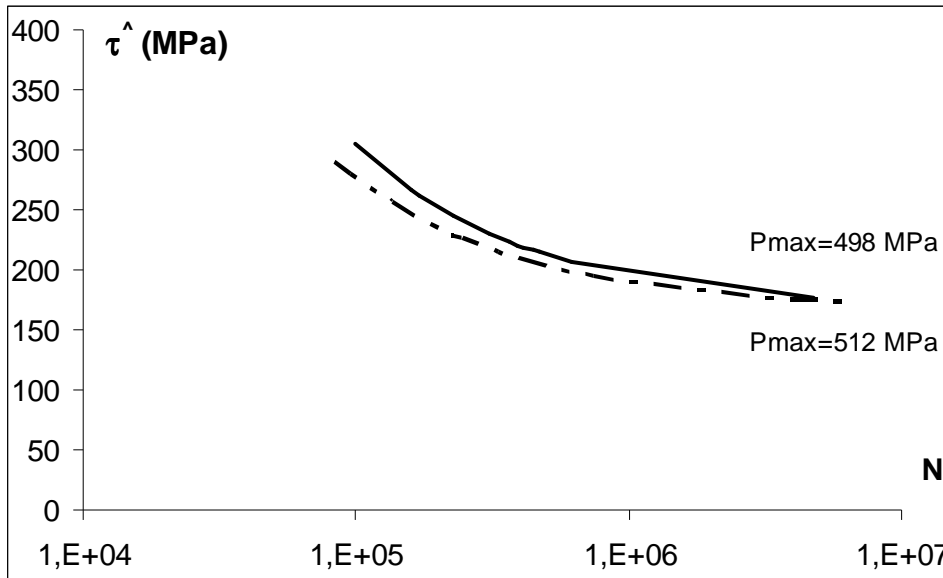


Figure 4.11 : Courbe de fatigue de référence pour le critère de DANG VAN généralisé.

Comme pour le critère de SINES, nous nous sommes inquiétés de l'allure de la courbe $\beta(N)$. Voici ce que nous avons obtenu :

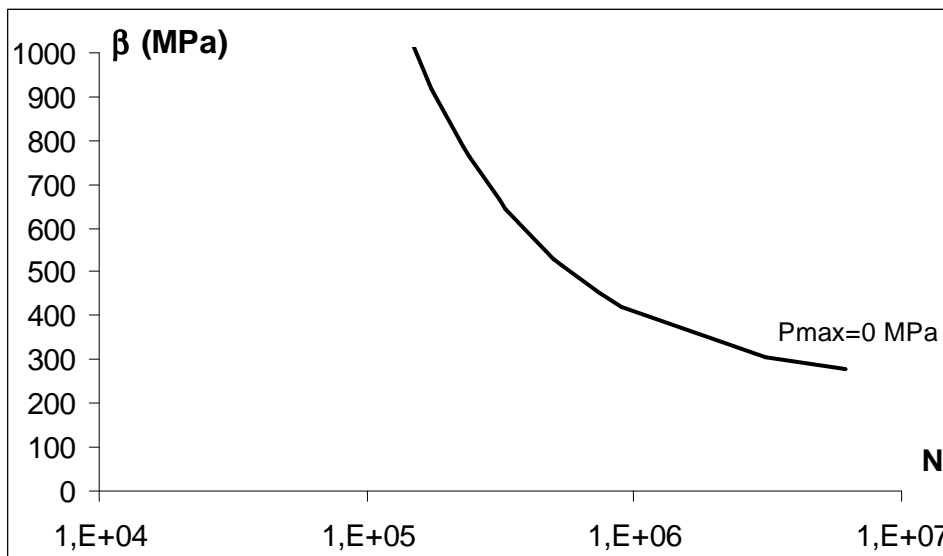


Figure 4.12 : Allure de la fonction $\beta(N)$ pour le critère de DANG VAN généralisé.

L'allure de cette courbe correspond à la forme classique d'une courbe de fatigue.

4.1.4 CONCLUSION SUR LA CARACTERISATION EN FATIGUE DES BOULONS « STANDARDS »

Au vu des résultats obtenus pour les deux critères, nous pouvons apporter les conclusions suivantes :

- ces résultats, en particulier les écart-types obtenus, montrent qu'il est possible d'utiliser un critère de fatigue multiaxiale pour caractériser ce type de pièce mécanique (s'il en avait été autrement, cela se serait traduit par un écart-type très élevé) ;
- le critère de SINES nous fournit de meilleurs résultats que le critère de DANG VAN, ceci provenant du fait que l'étendue des pressions hydrostatiques pour ce dernier était extrêmement faible (14 MPa contre 121 dans le cas du critère de SINES), ce qui a pour conséquence d'augmenter l'imprécision sur le calage du modèle ; nous retrouvons là l'importance qu'il y a de disposer de points expérimentaux les plus répartis possible dans un domaine suffisamment vaste ; mais ceci peut également traduire le fait que, étant donné la formulation du critère de DANG VAN, qui fait intervenir la pression hydrostatique maximale, et du niveau de la contrainte maximale qui évolue peu (nous sommes sur la portion plastique de la courbe qui est relativement plate), celui-ci est peut-être mal adapté à notre application ;
- il est important de bien définir les bornes du domaine de caractérisation et en dehors de ce domaine, il faut bien prendre conscience que l'utilisation du modèle se fait aux risques et périls de l'utilisateur (nous l'avons vu avec l'allure de la courbe $\beta(N)$ dans le cas du critère de SINES).

4.2 CAS DES BOULONS « SPECIAUX »

4.2.1 LES RESULTATS D'ESSAIS

Nous rappelons que nous appelons boulons « spéciaux », les boulons fabriqués suivant cet ordre opératoire : forgeage à chaud, traitement thermique, roulage à froid.

Pour ces boulons, nous avons réalisé deux campagnes d'essais, identiques à celles que nous avons menées pour les boulons standards. La figure 4.13 illustre les résultats que nous avons obtenus pour les deux cas de chargement.

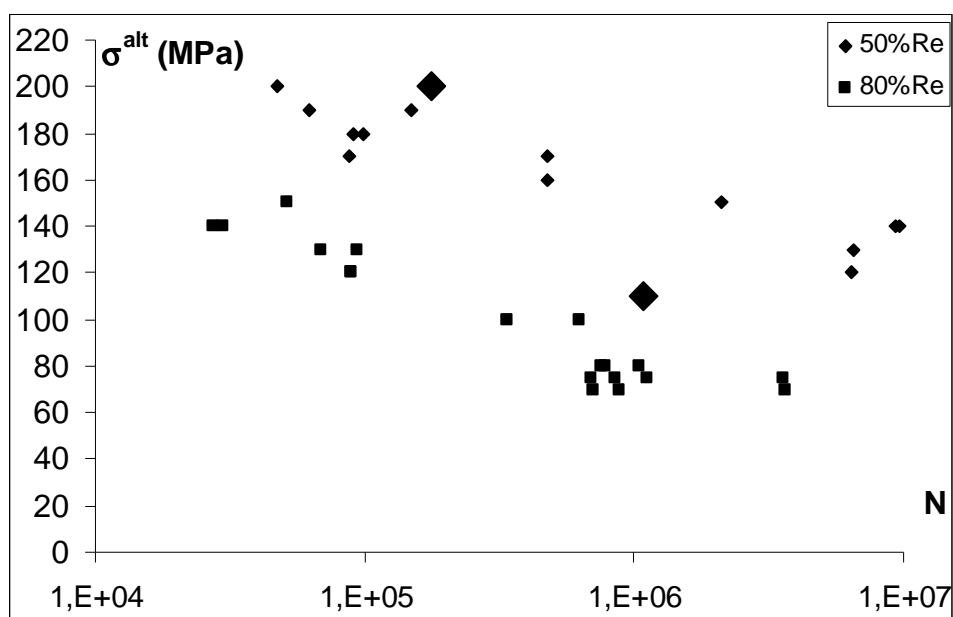


Figure 4.13 : Résultats d'essais en fatigue pour les boulons "spéciaux".

Sur cette figure, nous avons repéré deux points de la courbe 50% que nous avons jugé « aberrants » (les points de taille augmentée) et que nous avons « écartés ».

Cette opération faite, nous avons lissé les courbes à l'aide du modèle de PALMGREN. Les valeurs des écarts-type sont respectivement de 9,56 et 9,35 MPa. L'écart type obtenu sur la première courbe a quasiment diminué de moitié par rapport à ce que nous avons obtenu avant d'écarter les deux points que nous avons jugés aberrants (9,56 contre 16,51) ; ceci nous conforte dans notre jugement. Par la suite, c'est avec cet ensemble « corrigé » de résultats expérimentaux que nous avons travaillé (Figure 4.14 et Tableau 4.8).

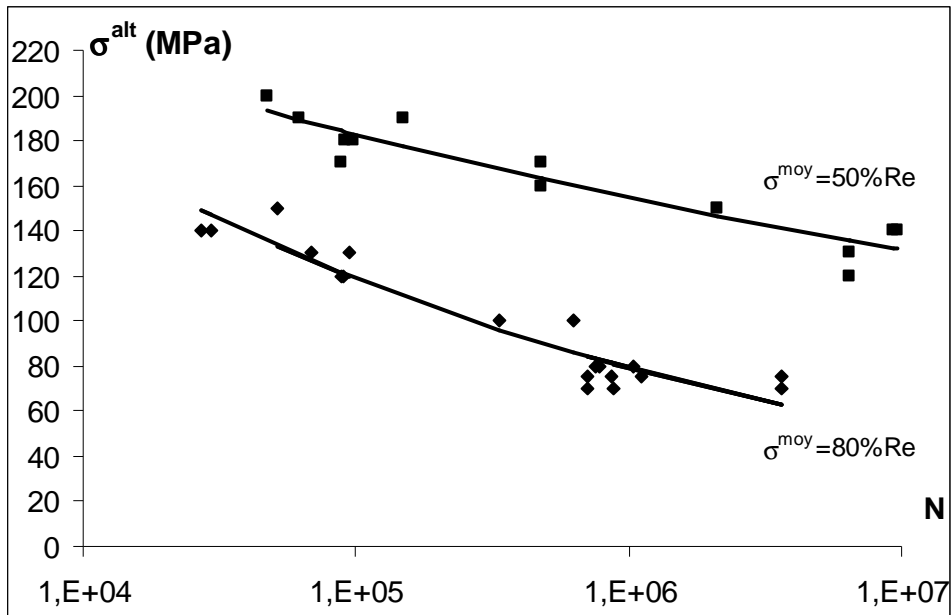


Figure 4.14 : Résultats d'essais en fatigue pour les boulons "spéciaux".

	σ^{moy}	E (MPa)	A	B	γ	s (MPa)
Courbe 1	50%Re	18,67	417	0	0,081	9,56
Courbe 2	80%Re	0	893	0	0,175	9,35

Tableau 4.8 : Paramètres du modèle de PALMGREN pour les deux courbes de fatigue obtenus pour les boulons "spéciaux" après avoir écarté deux points jugés aberrants.

Comparons à présent ces deux courbes à celles que nous avons obtenues pour les boulons « standards ». La première remarque est le décalage bien plus important entre les courbes obtenues pour les précontraintes de 50%Re et 80%Re, ce qui traduit une influence de la précontrainte sur la tenue en fatigue bien plus importante et peu conforme à ce que donne la littérature à ce sujet. La seconde remarque concerne le « gain en fatigue ». Par contre, ceci est bien en accord avec les données bibliographiques concernant l'influence du procédé de fabrication sur les performances en fatigue des boulons [Réf. 31]. Mais nous constatons cependant que ce « gain en fatigue » semble dépendre du niveau de précontrainte : il est très élevé pour une précontrainte de 50% de la limite d'élasticité (amélioration d'environ 50 MPa) et quasiment inexistant pour la précontrainte de 80% de la limite d'élasticité (Figures 4.15 et 4.16).

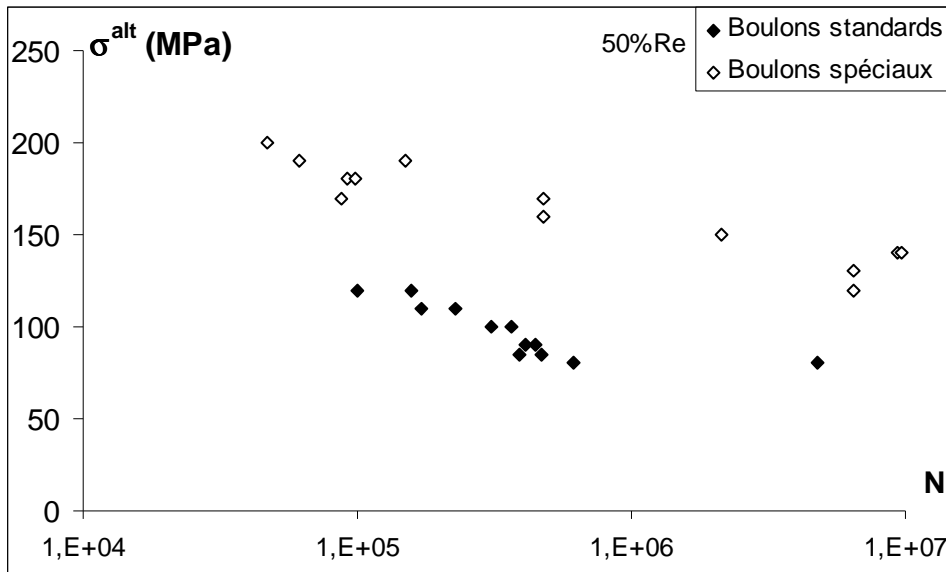


Figure 4.15 : Comparaison entre les résultats d'essais en fatigue pour les boulons « standards » et « spéciaux » pour une précontrainte de 50%Re.

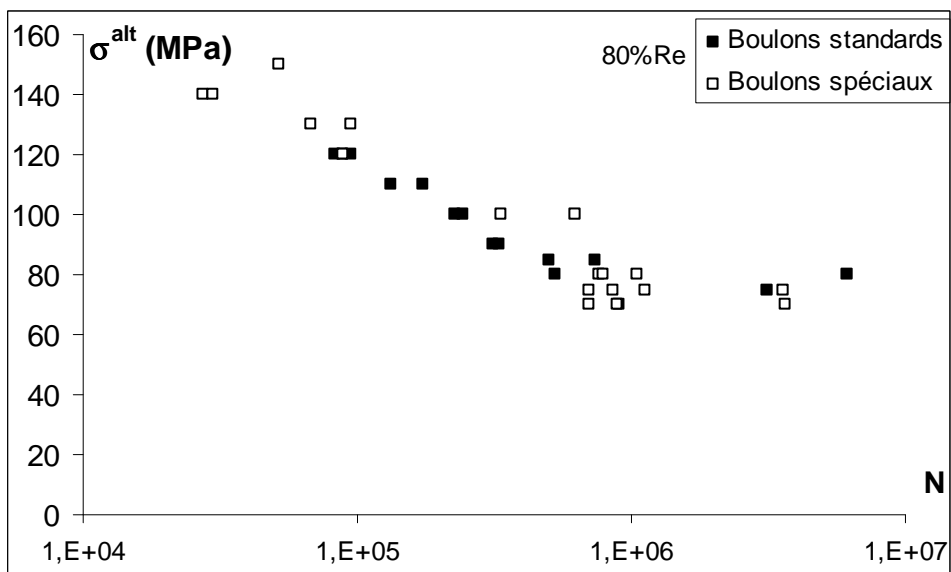


Figure 4.16 : Comparaison entre les résultats d'essais en fatigue pour les boulons « standards » et « spéciaux » pour une précontrainte de 80%Re.

4.2.2 EXPLICATIONS

Le décalage entre la courbe 50%Re des boulons « standards » et la courbe 50%Re des boulons « spéciaux » est à mettre bien évidemment sur le compte des contraintes résiduelles générées par le roulage à froid qui suit le traitement thermique dans le cas des boulons « spéciaux ».

Le roulage à froid du filet des vis se fait avec de grandes déformations plastiques. Si la surface du filet est fortement déformée plastiquement, cette déformation plastique diminue lorsque l'on s'éloigne de la surface et il y a donc hétérogénéité des déformations plastiques dans la section de la zone filetée. Pour palier cette hétérogénéité, il apparaît au sein de la section des déformations élastiques qui compensent les déformations plastiques de façon à ce qu'en tout point de la section la déformation totale soit identique. Les contraintes résiduelles sont liées à ces déformations élastiques. En surface de filet et à fortiori en surface du fond de filet, ces contraintes sont de compression, comme dans le cas du galetage ou du grenailage de précontrainte [Réf. 80].

Lorsque le roulage précède le traitement thermique, comme dans le cas des boulons « standards », la mise à température d'austénisation (850°C) permet la relaxation totale des contraintes résiduelles en favorisant des mécanismes de restauration qui viendront compenser les déformations plastiques [Réf. 81]. Par la suite, les dimensions des boulons et la bonne trempabilité de l'acier utilisé (42CrMo4) n'entraîne pas de nouvelles incompatibilités de déformations lors de la trempe à l'huile [Réf. 82]. Les caractéristiques en fatigue des boulons « standards » correspondent, à l'effet géométrie près, aux caractéristiques en fatigue de l'acier trempé-revenu.

Par contre, lorsque le roulage à froid a lieu après la phase de traitement thermique, les boulons sont le siège de contraintes résiduelles. Par la suite, lorsque ces boulons sont précontraints au montage, le niveau de précontrainte va entraîner une nouvelle plastification du fond de filet, ce qui va conduire à une relaxation d'autant plus importante des contraintes résiduelles que le niveau de précontrainte est élevé. Ce phénomène a déjà été observé sur les pièces grenillées soumises à des chargements de fatigue [Réf. 83]. Il est donc naturel de constater que le gain en fatigue dépend du niveau de précontrainte, allant en diminuant lorsque ce dernier augmente.

Passons à l'exploitation de ces résultats avec les deux critères retenus.

4.2.3 CARACTERISATION A L'AIDE DU CRITERE DE SINES

Le tableau 4.9 et les figures 4.17 et 4.18 illustrent les résultats obtenus.

	P^{moy}	E (MPa)	A	B	γ	s (MPa)
Courbe 1	29,65	0	1103	0	0,012	9,24
Courbe 2	408,55	265,56	2053	0	0,286	

Tableau 4.9 : Paramètres du critère de SINES généralisé avec contraintes sur P_1^{moy} et P_2^{moy} .

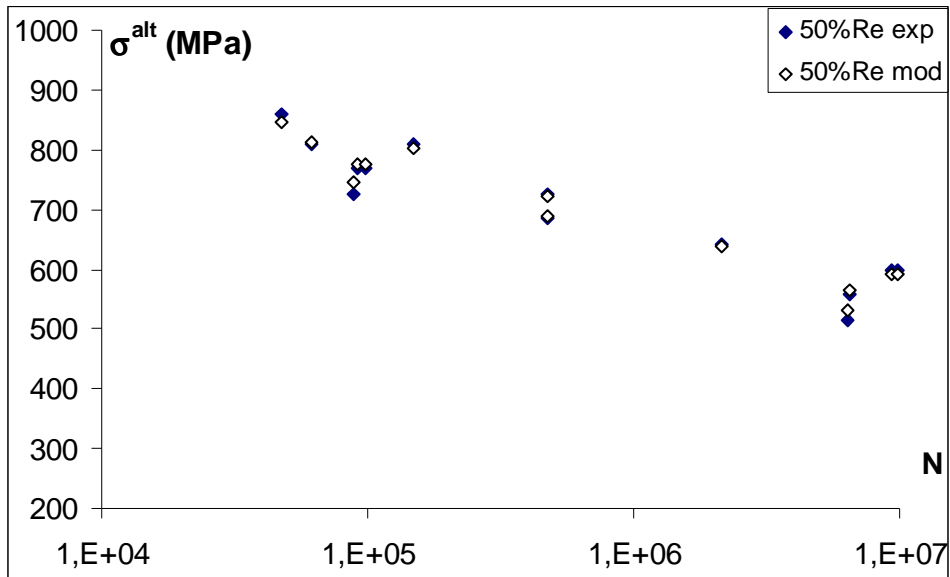


Figure 4.17 : Corrélation entre les points expérimentaux et ceux fournis par le modèle de SINES pour le niveau de précontrainte de 50% Re.

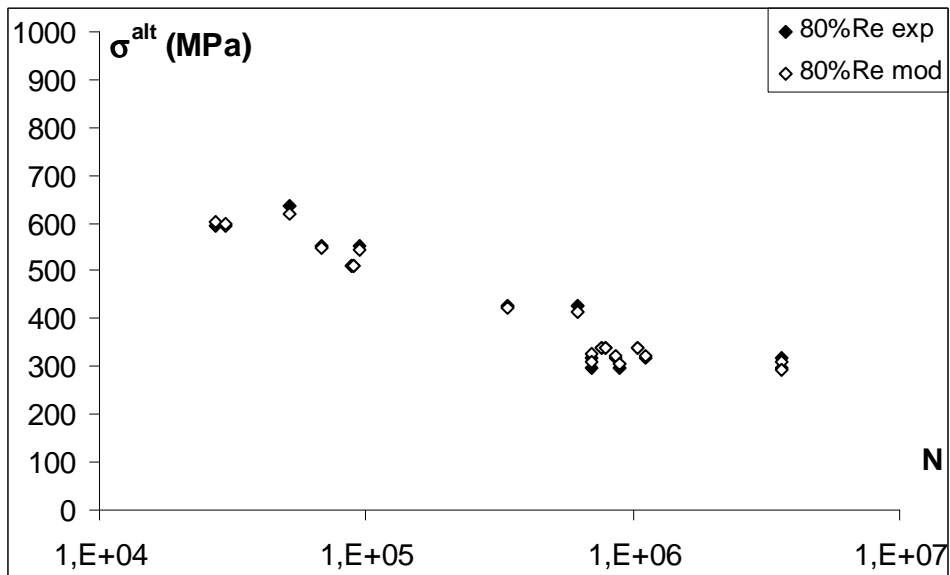


Figure 4.18 : Corrélation entre les points expérimentaux et ceux fournis par le modèle de SINES pour le niveau de précontrainte de 80% Re.

Nous constatons pour ces boulons spéciaux, que nous retrouvons un écart-type du même ordre que ceux que nous avons obtenus pour chacune des deux courbes lissées indépendamment l'une de l'autre.

Par ailleurs, lorsque nous traçons l'allure des courbes de fatigue qui vont servir d'appui pour les différentes droites, nous observons que la première courbe présente, si ce n'est une forme classique, une décroissance continue de la contrainte alternée admissible avec le nombre de cycles à rupture.

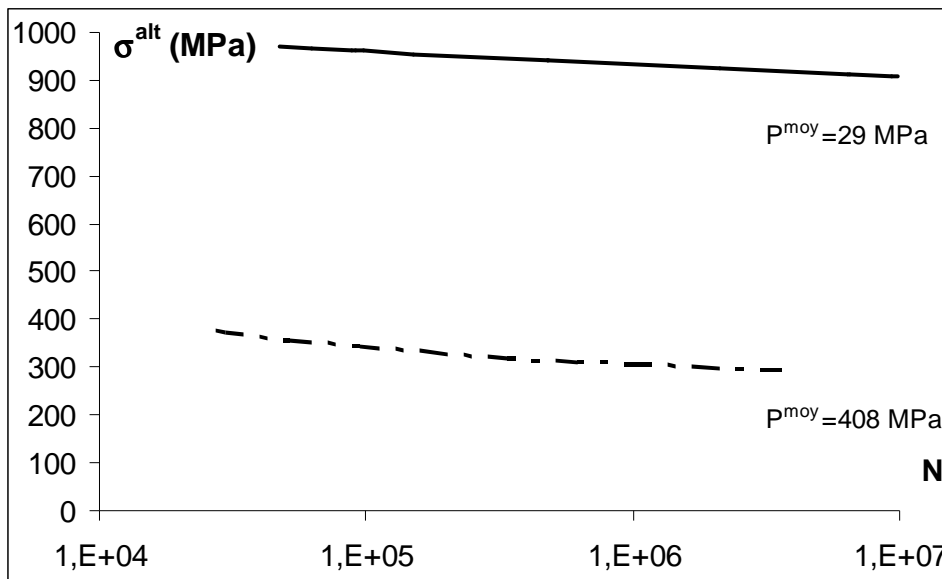


Figure 4.19 : Courbe de fatigue de référence pour le critère de SINES généralisé pour les boulons « spéciaux ».

Nous avons donc pu caractériser correctement le comportement en fatigue des boulons « spéciaux » à l'aide du critère de SINES généralisé. Il faut cependant bien garder à l'esprit que cette caractérisation englobe les contraintes résiduelles et leur relaxation. Dès lors, l'utilisation de cette caractérisation devra se faire de la même façon : à l'aide d'un modèle éléments finis du boulon dans lequel aucune contrainte initiale ne sera introduite, il faudra déterminer l'état de contrainte en fond de filet en prise et comparer cet état de contrainte aux caractéristiques en fatigue obtenues.

4.2.4 CARACTERISATION A L'AIDE DU CRITERE DE DANG VAN

Voici les valeurs des paramètres obtenues pour le critère de DANG VAN (tableau 4.10). Tout comme pour les boulons « standards », l'écart type obtenu est supérieur à celui obtenu avec le critère de SINES.

	P^{\max}	E (MPa)	A	B	γ	s (MPa)
Courbe 1	519,6	18	1262	0	0,088	27,5
Courbe 2	565,3	0	3569	0	0,226	

Tableau 4.10 : Paramètres du critère de DANG VAN généralisé pour les boulons « spéciaux » avec contraintes sur P_1^{moy} et P_2^{moy} .

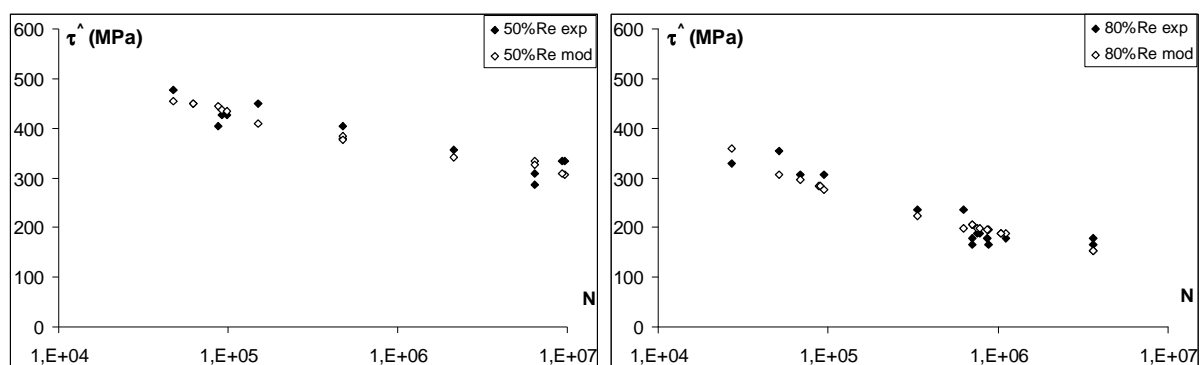


Figure 4.20 : Corrélation entre les points expérimentaux et ceux fournis par le modèle de DANG VAN pour les niveaux de précontrainte de 50% Re et 80% Re

Tout comme pour le critère de SINES, nous trouvons une très bonne corrélation entre les résultants expérimentaux et les durées de vie fournies par le critère de DANG VAN généralisé. Et de la même façon, l'utilisation de cette caractérisation qui englobe, rappelons le, les contraintes résiduelles et leur relaxation, devra se faire à partir d'un modèle où ces contraintes résiduelles ne seront pas introduites comme état initial.

5 VALIDATION DES CRITERES

5.1 PREMIERE PHASE DE VALIDATION

Pour valider l'usage de ces deux critères, nous avons tout d'abord réalisé une troisième campagne d'essais sur des boulons « standards » et « spéciaux » en imposant une précontrainte de 70% de la limite d'élasticité et deux niveaux d'amplitude de contrainte alternée : 80 et 90 MPa. Pour chaque nouveau cas de chargement, nous avons utilisé chacun des critères pour prévoir la durée de vie des boulons et nous avons comparé ces prédictions aux durées de vie expérimentales. Ceci constitue la première phase de validation.

5.1.1 CAS DES BOULONS « STANDARDS »

5.1.1.1 Critère de SINES

Le tableau 4.11 récapitule les valeurs de la contrainte alternée équivalente et de la pression hydrostatique moyenne pour les deux cas de chargement ainsi que les nombres de cycles à rupture prévus par le critère de SINES, pour un risque de 50%, et les nombres de cycles à rupture effectivement relevés.

σ^{alt} (MPa)	P^{moy} (MPa)	σ_{eq}^{alt} (MPa)	N moy	N expérimentaux				
80	338,08	189,50	$7,74 \cdot 10^5$	$4,34 \cdot 10^5$	$6,56 \cdot 10^5$	$1,53 \cdot 10^6$	$2,25 \cdot 10^6$	$6,08 \cdot 10^5$
90	510,48	213,13	$2,93 \cdot 10^5$	$3,02 \cdot 10^5$	$4,04 \cdot 10^5$	$4,46 \cdot 10^5$	$4,92 \cdot 10^5$	

Tableau 4.11 : Valeurs prévisionnelles et expérimentales du nombre de cycles à rupture pour un boulon « standard » précontraint à 70% de la limite d'élasticité pour deux amplitudes de contrainte alternée.

Nous constatons que, pour le premier cas de chargement, les valeurs expérimentales sont situées de part et d'autre de la durée de vie moyenne prévue par le critère. Par contre, pour le second cas de chargement, toutes les valeurs expérimentales sont supérieures à la durée de vie moyenne prévue par le critère.

Mais, toutes les valeurs expérimentales sont contenues dans une bande de probabilité de rupture de 15%-85%. Rappelons que cette bande est construite en termes de contraintes et non en durée de vie.

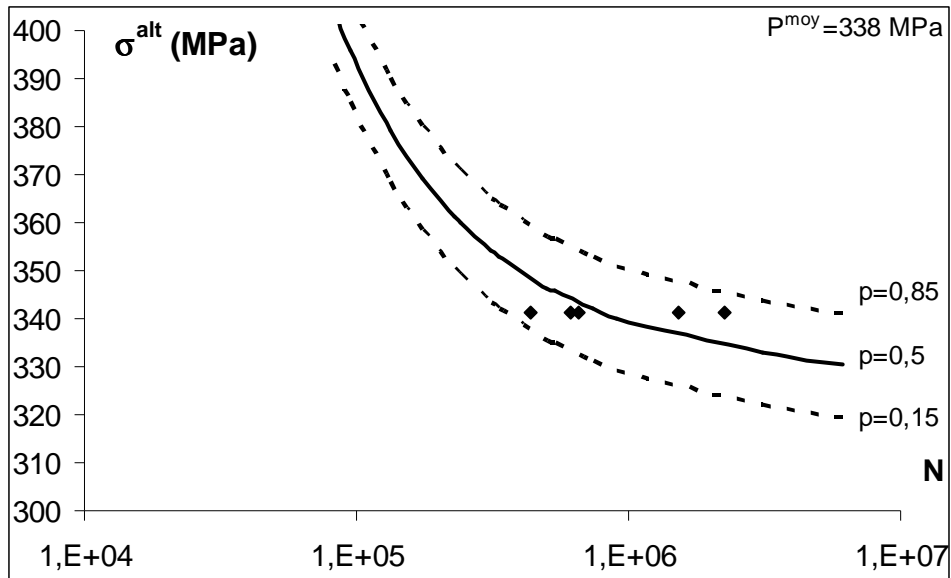


Figure 4.21 : Prédiction de durée de vie fournie par le critère de SINES pour une précontrainte de 70%Re et une contrainte alternée de 80 MPa.

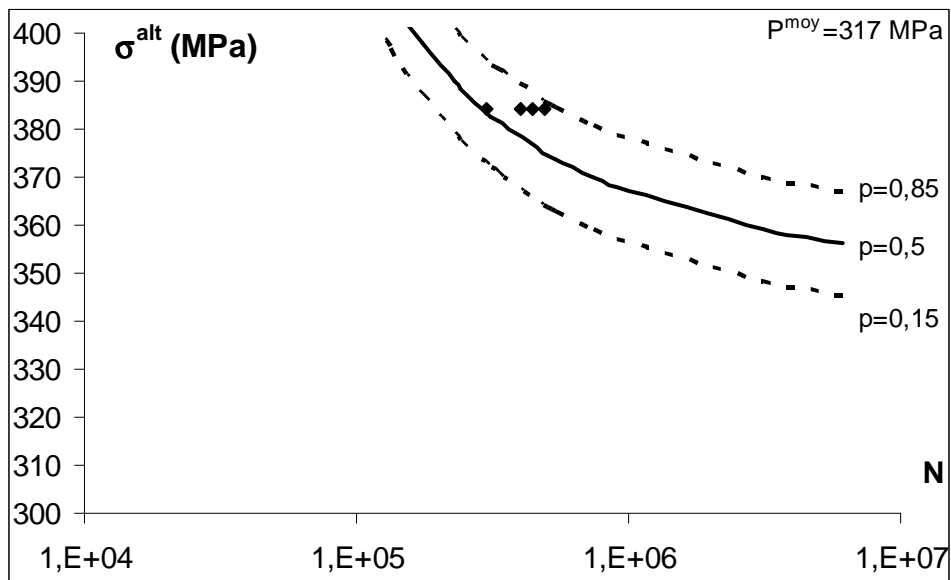


Figure 4.22 : Prédiction de durée de vie fournie par le critère de SINES pour une précontrainte de 70%Re et une contrainte alternée de 90 MPa.

Au regard de ces résultats, nous pouvons considérer que la première phase de validation du critère de SINES généralisé a été passée avec succès. Nous pouvons dire par ailleurs que le critère est plutôt conservatif.

5.1.1.2 Critère de DANG VAN

Le tableau 4.12 récapitule les contraintes microscopiques et pressions hydrostatiques maximales correspondantes aux deux cas de chargement ainsi que la durée de vie moyenne prévue à l'aide du critère de DANG VAN et le rappel des durées de vie expérimentales.

σ^{alt} (MPa)	P^{max} (MPa)	τ^* (MPa)	N moy	N expérimentaux				
80	509,46	189,50	$1,07 \cdot 10^6$	$4,34 \cdot 10^5$	$6,56 \cdot 10^5$	$1,53 \cdot 10^6$	$2,25 \cdot 10^6$	$6,08 \cdot 10^5$
90	510,48	213,13	$3,7 \cdot 10^5$	$3,02 \cdot 10^5$	$4,04 \cdot 10^5$	$4,46 \cdot 10^5$	$4,92 \cdot 10^5$	

Tableau 4.12 : Valeurs prévisionnelles et expérimentales du nombre de cycles à rupture pour un boulon « standard » précontraint à 70% de la limite d'élasticité pour deux amplitudes de contrainte alternée.

Comme nous pouvons le constater plus facilement sur les figures qui suivent, les durées de vie expérimentales encadrent la valeur de la durée de vie moyenne prévue par le critère pour ces chargements et sont toutes contenues dans une bande de probabilité de 8%-92%, ce qui est un peu mieux que ce que nous avons obtenu avec le critère de SINES.

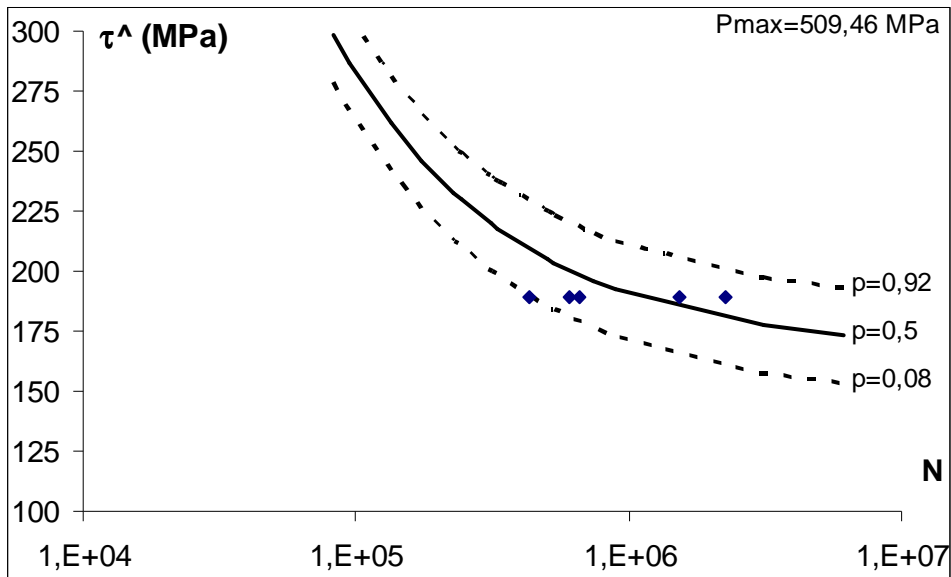


Figure 4.23 : Prédiction de durée de vie fournie par le critère de DANG VAN pour une précontrainte de 70%Re et une contrainte alternée de 80 MPa.

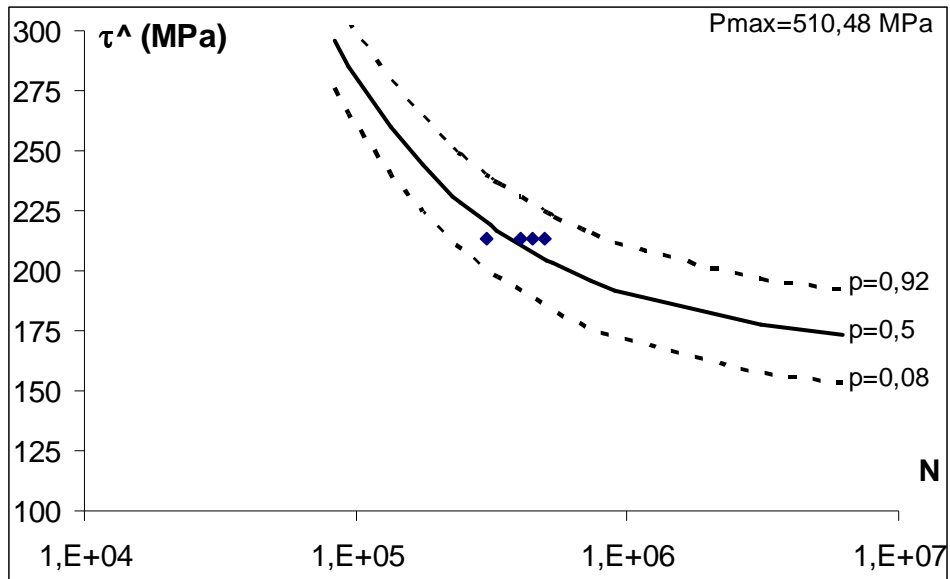


Figure 4.24 : Prédiction de durée de vie fournie par le critère de DANG VAN pour une précontrainte de 70%Re et une contrainte alternée de 90 MPa.

Tout comme pour le critère de SINES, nous pouvons considérer que la première phase de validation a été passée avec succès par le critère de DANG VAN.

5.1.2 CAS DES BOULONS « SPECIAUX »

5.1.2.1 Les Résultats d'essais

De la même façon pour ces boulons, nous avons procédé à des essais sous une précontrainte de 70% de la limite d'élasticité. Deux amplitudes de contrainte alternée ont été mises en œuvre : 100 MPa et 110 MPa. Les durées de vie expérimentales sont données dans le tableau 4.13.

σ^{alt} (MPa)	N expérimentaux		
100	$1,33 \cdot 10^6$	$2,50 \cdot 10^6$	$4,20 \cdot 10^6$
110	$5,06 \cdot 10^5$	$8,67 \cdot 10^5$	$1,32 \cdot 10^6$

Tableau 4.13 : Durées de vie expérimentales obtenues sur boulons « spéciaux » pour une précontrainte de 70%Re et deux niveaux d'amplitude de la contrainte alternée.

5.1.2.2 Prédiction de durées de vie

Le tableau 4.14 ainsi que les figures qui suivent illustrent les prédictions obtenues à l'aide des deux critères développés pour ces deux cas de chargement. Comme nous pouvons le constater, nous obtenons des prédictions qui correspondent assez bien aux durées de vie expérimentales.

σ_{nom}^{alt} (MPa)	SINES			DANG VAN		
	σ_{eq}^{alt}	P^{moy}	N_{moy}	τ^*	P^{max}	N_{moy}
100	431	323	$4,69 \cdot 10^6$	264,25	545	$1,79 \cdot 10^6$
110	472	304	$1,65 \cdot 10^6$	241,5	545	$8,97 \cdot 10^5$

Tableau 4.14 : Prédiction de durées de vie fournies par les critères de SINES et de DANG VAN pour des boulons « spéciaux » .

Nous constatons aussi que le critère de SINES fournit des prédictions moins conservatives que le critère de DANG VAN ; mais les durées de vie sont contenues dans une bande de dispersion plus étroite (0,05-0,95).

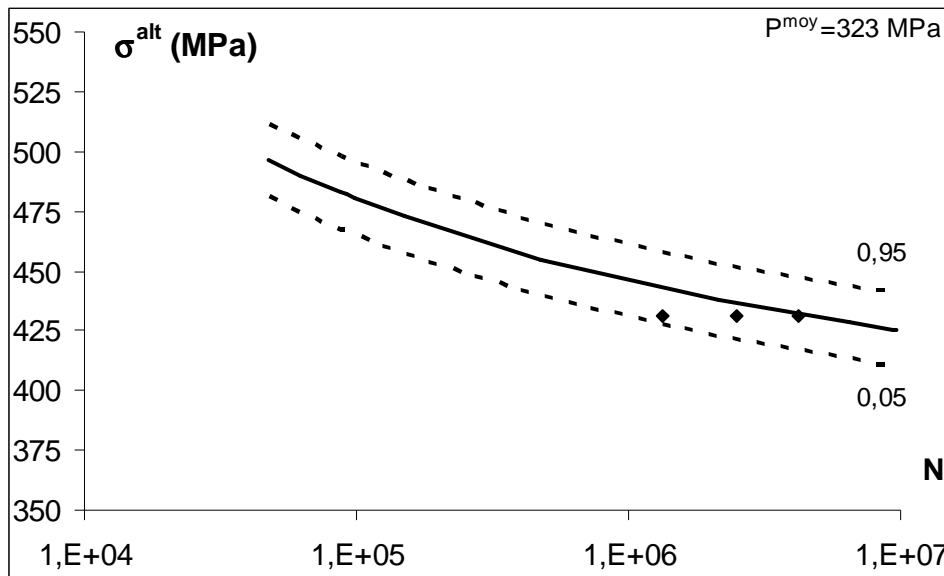


Figure 4.25 : Prédiction de durée de vie fournie par le critère de SINES pour une précontrainte de 70%Re et une contrainte alternée de 100 MPa.

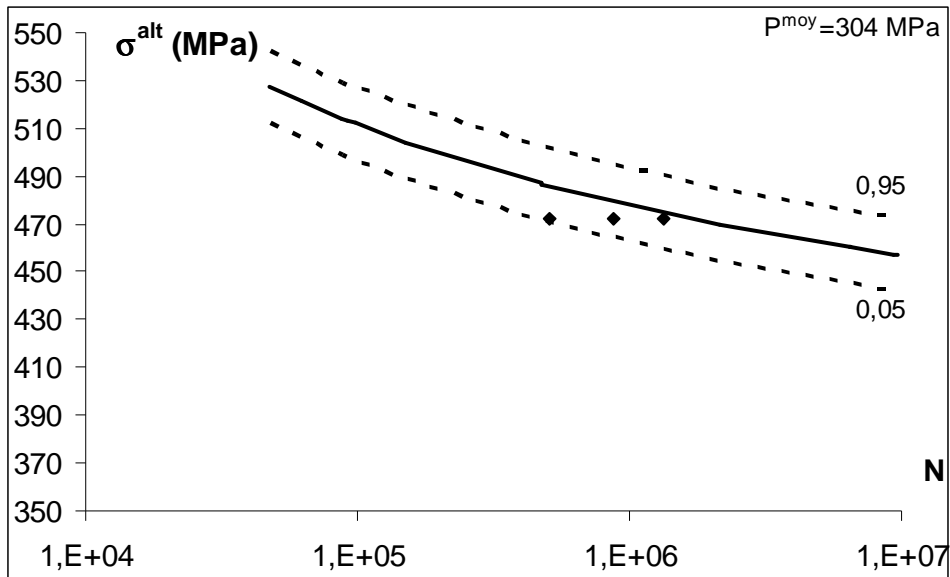


Figure 4.26 : Prédiction de durée de vie fournie par le critère de SINES pour une précontrainte de 70%Re et une contrainte alternée de 110 MPa.

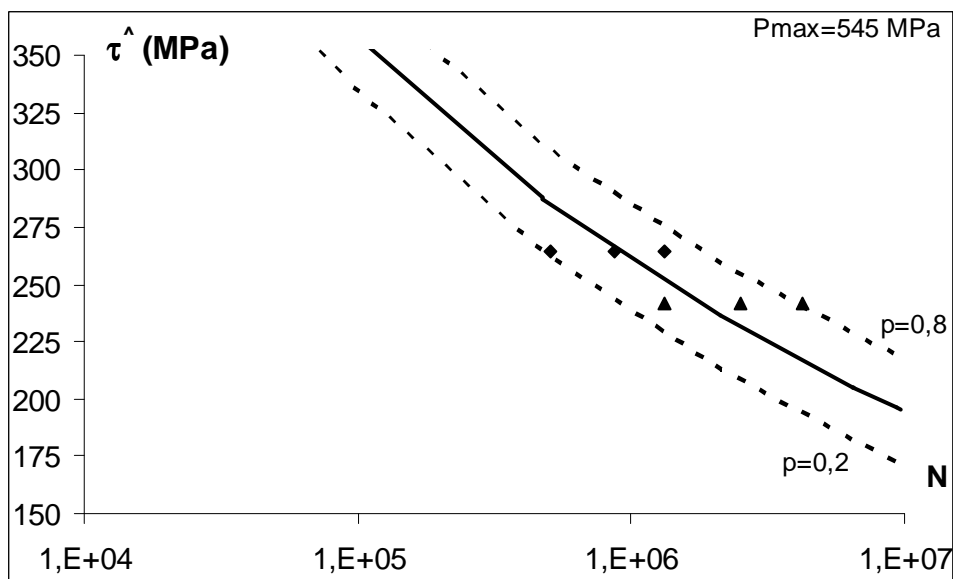


Figure 4.27 : Prédiction de durée de vie fournie par le critère de DANG VAN pour une précontrainte de 70%Re et une contrainte alternée de 100 et 110 MPa.

5.1.2.3 Conclusion

Tout comme pour les boulons « standards », les deux critères que nous avons retenus ont passé avec succès la première phase de validation. Cependant, nous pouvons remarquer que, même si les prédictions fournies par le critère de DANG VAN se situent globalement au milieu des durées de vie expérimentales, la bande de dispersion dans laquelle ces dernières sont contenues est plus large que pour le critère de SINES.

5.1.3 CONCLUSION SUR LA PREMIERE PHASE DE VALIDATION

Les différents essais utilisés dans cette première phase de validation étaient un peu particuliers en ce sens où le type de chargement appliqué sur les boulons était en tout point identique à celui mis en œuvre pour les essais de caractérisation : traction ondulée. Et nous avons pris soin de choisir un niveau de précontrainte situé à l'intérieur du domaine de caractérisation, ce qui, il ne faut pas s'en cacher, conduit plus sûrement à atteindre le but recherché. Ceci étant, nous avons montré par ce biais, que la démarche que nous avons entreprise, permettait, au moins pour ce type de chargement, de faire des prédictions réalistes. Cependant, il nous est difficile de départager les deux critères en termes de performance, celle-ci dépendant du type de boulon.

Rappelons aussi que la caractérisation des boulons dits « spéciaux » intègre l'état de contrainte initial généré par le procédé de roulage à froid réalisé après le traitement thermique. Elle intègre également la relaxation partielle de ces contraintes en fonction du chargement. Il n'y a donc pas lieu de considérer que, par rapport à la prédiction fournie par les critères, il y a une « réserve de durée de vie » du fait de ces mêmes contraintes résiduelles.

Ceci étant, les critères que nous avons développés fournissent-ils de bonnes prédictions pour des assemblages ? C'est à cette question que nous allons tenter de répondre à présent.

5.2 DEUXIEME PHASE DE VALIDATION : ESSAI SUR BRIDE

L'objectif de cette seconde phase de validation est donc de se rendre compte de la qualité des deux modèles de prédiction en les appliquant à un cas plus proche de la réalité des assemblages boulonnés dans lesquels la force extérieure appliquée est très souvent excentrée par rapport aux boulons, ce qui induit des contraintes supplémentaires dans la liaison vis-écrou.

5.2.1 PRESENTATION DU DIPOSITIF EXPERIMENTAL.

La bride que nous avons présentée dans le chapitre « Modélisations éléments finis » a été montée sur une machine de traction hydraulique Schenck de 100 KN.

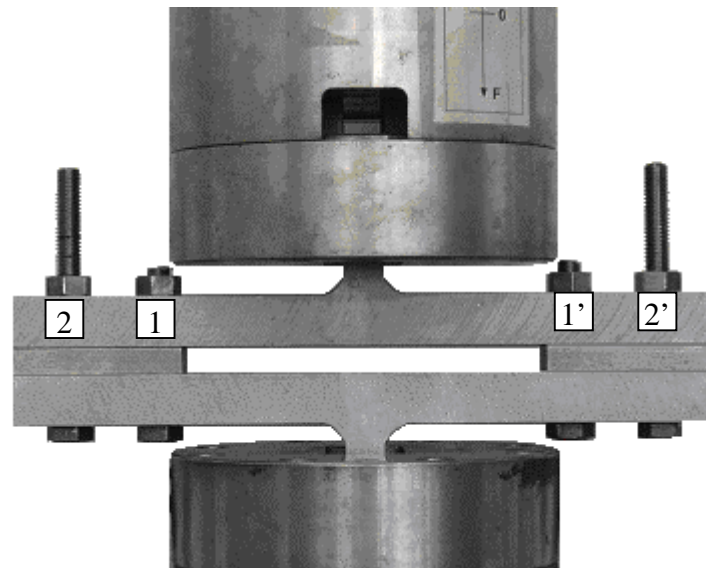


Figure 4.28 : Dispositif expérimental utilisé pour la seconde phase de validation.

Nous rappelons dans le tableau 4.15 les dimensions de la bride, constituée de deux poutres et des entretoises. Les boulons utilisés sont des boulons « spéciaux ».

Longueur totale de la bride	270mm
Largeur	30 mm
épaisseur	20 mm
Longueur des entretoises	65 mm
Epaisseur des entretoises	10 mm
Entraxes entre les boulons 1 et 1'	160mm
Entraxe entre les boulons 1-2 et 1'-2'	35 mm

Tableau 4.15 : Dimensions du dispositif expérimental de validation.

5.2.2 ESSAIS DE REPRODUCTIBILITE DU SERRAGE

Afin de pouvoir effectuer des prédictions de durée de vie fiables, nous avons dû nous assurer du caractère reproductif de l'effort de serrage mis en place sur chacun des quatre boulons de la bride.

Pour cela, nous avons re-équipé la bride de quatre boulons instrumentés avec des jauges d'extensométrie, en les disposant de nouveau conformément au schéma 4.29.

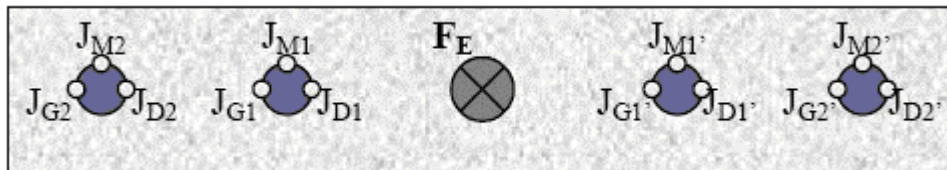


Figure 4.29 : Schéma d'implantation des boulons instrumentés sur la bride.

Etant donné que nous n'allions pas réaliser les essais de fatigue sur la bride équipée de ces boulons instrumentés, nous devons vérifier avant tout si, lorsque nous allons appliquer un serrage au couple, avec un couple correspondant à un niveau de précontrainte théorique donné, nous obtiendrions bien le niveau de précontrainte correspondant. Pour cela, nous avons placé le dispositif dans un étau (seule la bride inférieure du dispositif étant prise entre les mors). Puis nous avons appliqué le serrage au couple, suivant la séquence suivante : 1-1'-2-2' en trois étapes (20 mN + 20 mN+ le complément de serrage). Et ceci pour trois niveaux de précontrainte : 50, 55 et 60 mN. Au total, nous avons effectué 72 serrages. Nous avons utilisé une clé dynamométrique électronique de marque SAM Dyna-Flash. Les niveaux de précontraintes ont été déterminés à partir des informations fournies par les jauges.

Comme nous pouvons le voir sur la figure 4.30, le niveau de précontrainte présente une grande dispersion : de 365 à 531 MPa pour le couple de 50 mN (24 valeurs), de 497 à 589 MPa pour le couple de 55 mN (18 valeurs) et de 392 à 592 MPa pour le couple de 60 mN (30 valeurs). Le traitement statistique de ces résultats, sur la base d'une distribution normale de la précontrainte du fait des causes aléatoires indépendantes (dispersion sur le couple lié à l'appareil, frottements entre la tête de vis et les poutres, entre les filets, réponse de l'assemblage), a permis de définir pour chaque valeur de couple la valeur moyenne de la précontrainte, l'intervalle de confiance sur cette moyenne pour un niveau de probabilité de 90%, l'écart type de la distribution et l'amplitude de la dispersion pour 99,9% des cas de serrage. Ces caractéristiques sont consignées dans le tableau 4.16.

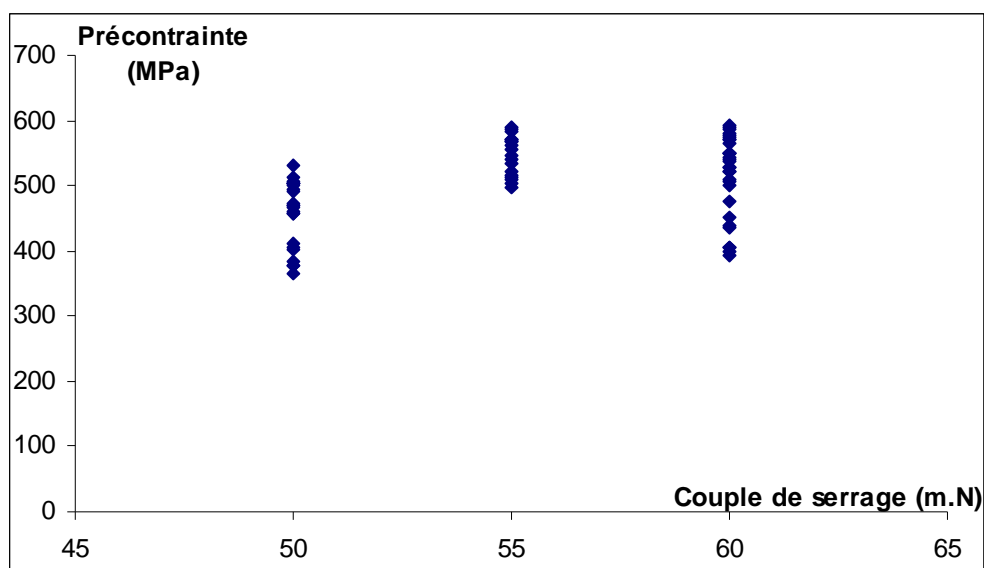


Figure 4.30 : Valeurs des précontraintes obtenues pour les trois couples de serrage.

Couple appliqué (mN)		50	55	60
Niveau de précontrainte théorique (MPa)		415	456	489
Nombre d'essais		24	18	30
Valeur de la précontrainte (MPa)	minimale	365	497	425
	moyenne	459,5	546	516,5
	maximale	531	589	607
Intervalle de confiance à 90% sur la moyenne (MPa)		26,7	18,4	29,4
Ecart-type de la distribution (MPa)		50,75	30,4	62,5
Etendue de la dispersion pour 99,9% des cas de serrage (% de la précontrainte moyenne)		±17%	±11%	±17%

Tableau 4.16 : Caractéristiques de la distribution de la précontrainte pour trois valeurs de couple de serrage.

Comme nous pouvons le constater, les valeurs de précontraintes évoluent dans une bande de dispersion de $\pm 17\%$ autour de la valeur moyenne, ce qui correspond bien à ce que nous pouvons trouver dans la bibliographie à ce sujet [Réf. 2]. Par ailleurs, les valeurs théoriques des précontraintes sont comprises dans les intervalles de confiance définis sur les moyennes relevées.

Nous pourrions donc effectuer nos prédictions de durée de vie à partir de ces distributions en toute tranquillité.

5.2.3 L'ESSAI DE VALIDATION

Pour les essais de validation, nous avons choisi d'appliquer une précontrainte égale à 60% de la limite d'élasticité du matériau, soit 489 MPa. Nous avons déterminé le couple de serrage correspondant à l'aide de la relation suivante [Réf. 1] :

$$C = \sigma^{nom} \cdot A_s \cdot \left[0,16 \cdot pas + 0,583 \cdot d_2 \cdot f + \left(\frac{D_h + D_w}{4} \right) \cdot f \right] \times 10^{-3} \quad (4.3)$$

où σ^{nom} représente la précontrainte, A_s la section équivalente, f le coefficient de frottement, D_h le diamètre du trou et D_w le diamètre de la tête de la vis.

Pour une précontrainte de 489 MPa, celui-ci vaut 60 mN.

Pour être sûr d'obtenir une durée de vie limitée, nous avons appliqué une force extérieure de 40KN, ce qui correspond à une contrainte alternée de 110MPa.

L'essai de fatigue a été réalisé à une fréquence de 10Hz.

La durée de vie de cet assemblage a été de $9,78 \cdot 10^3$ cycles.

La séquence de rupture a été la suivante :

- rupture du boulon 1' en fond du premier filet en prise ;
- rupture du boulon 1 toujours en fond de filet en prise ;
- rupture quasiment simultanée des deux autres boulons dans la longueur filetée libre de prise.

Cette dernière phase de rupture est liée à la forte augmentation du moment fléchissant au niveau des sections médianes de ces boulons : l'augmentation de ce moment a par ailleurs entraîné la déformation plastique des deux poutres de la bride, allant même jusqu'à initier une macrofissure sur la poutre inférieure.

Les figures qui suivent montrent la bride à la fin de l'essai (vue d'ensemble de la bride déformée, vues de détail des ruptures des boulons, déformation des vis extérieures, détail de la macrofissure).

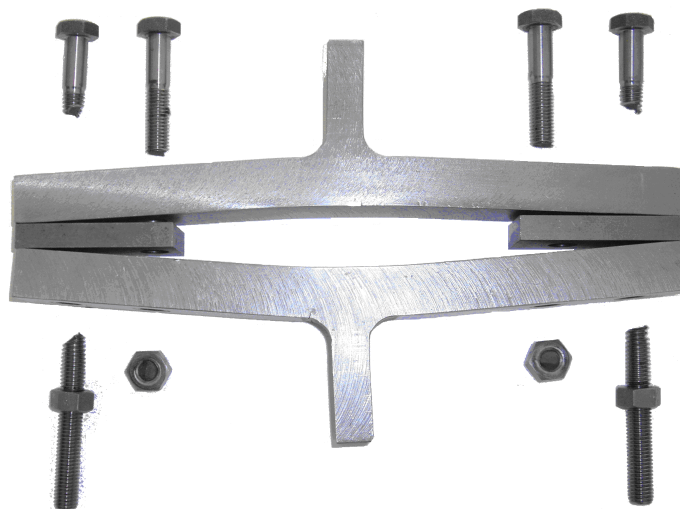


Figure 4.31 : Dispositif expérimental après essai de fatigue.



Figure 4.32 : Vues de détail des ruptures des boulons.



Figure 4.33 : Flexion du boulon 2.

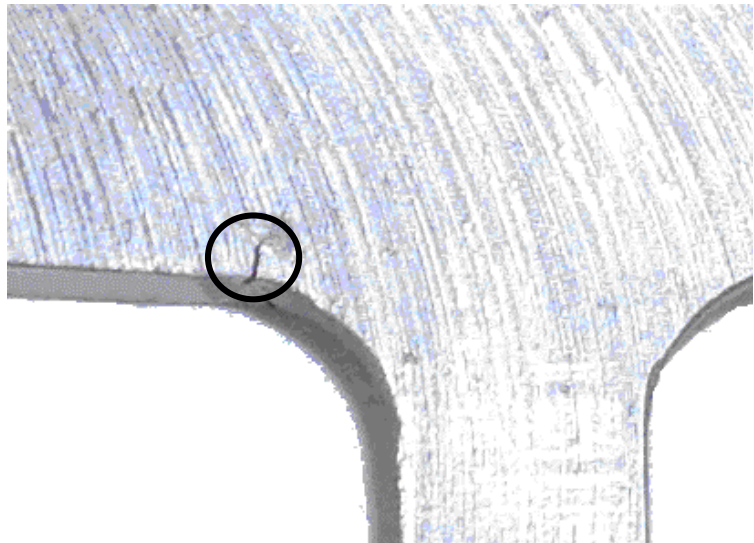


Figure 4.34 : Macrofissure dans la bride inférieure de la bride.

Nous devons convenir que nous n'avons pas prévu ce type d'endommagement irréversible. Et vu l'état du montage, nous n'avons pu faire d'autres essais.

5.2.4 PREDICTION DE DUREE DE VIE

A l'aide du modèle éléments finis, que nous avons présenté dans le chapitre 3, nous avons simulé cet essai de fatigue. Etant donnée la dispersion sur la valeur de la précontrainte pour un serrage au couple, nous avons dû procéder à deux simulations : l'une avec une précontrainte correspondant à la borne gauche de la distribution, soit 425 MPa, l'autre avec une précontrainte correspondant à la borne droite de la distribution, soit 607 MPa. Ces bornes sont définies par rapport à la valeur moyenne de la précontrainte pour assurer une probabilité de 99,8% d'avoir effectivement la précontrainte comprise entre ces bornes.

Pour chaque cas, nous avons relevé les contraintes dans les zones critiques, à savoir naturellement dans les fonds des premiers filets en prise de chaque boulon, à gauche et à droite.

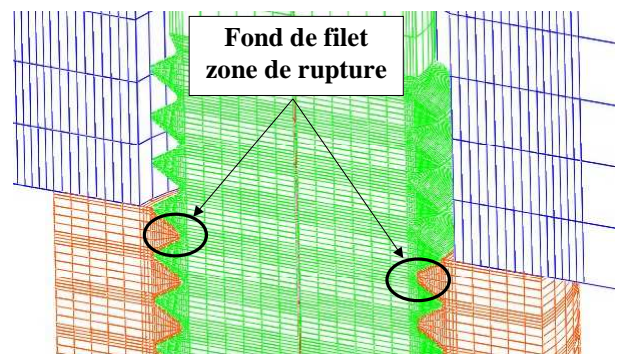


Figure 4.35 : Zones de relevé des contraintes sur le boulon 1'.

Voici la répartition de l'état de contrainte au sens du critère de SINES dans le fond de filet du boulon 1' (chaque point correspond à un élément de surface du fond de filet), à gauche et à droite. Comme nous pouvons le voir, la zone critique se situe a priori à gauche, mais par curiosité, nous avons effectué les prédictions de durée de vie pour les deux cotés.

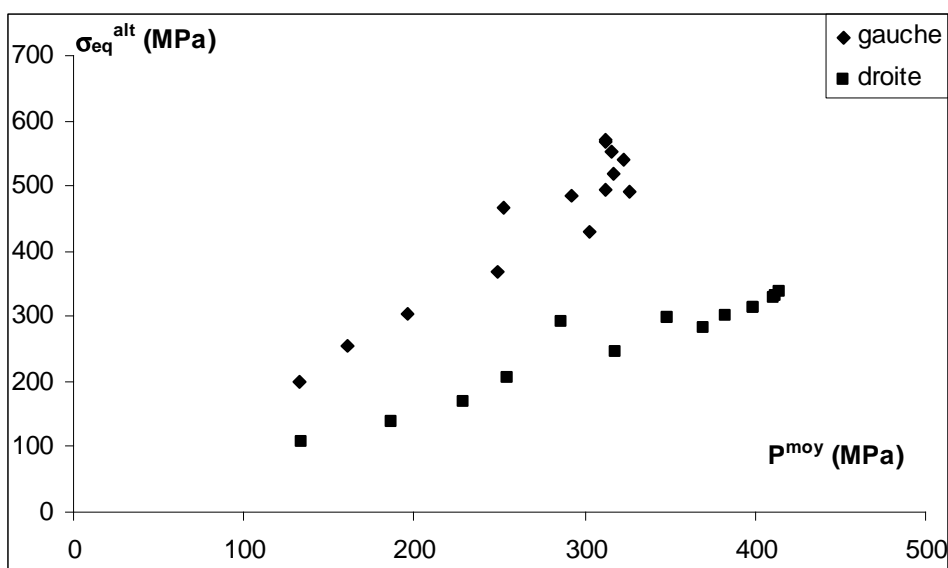


Figure 4.36 : Répartition des contraintes au sens du critère de SINES dans le fond du premier filet en prise du boulon 1' pour le niveau minimal de précontrainte.

Les résultats obtenus pour le boulon 1' sont consignés dans le tableau 4.17.

Comme nous pouvons le constater, la durée de vie, pour chacun des deux niveaux de précontrainte, est plus faible à gauche qu'à droite, ce qui est logique, étant donné le sens de la flexion induite dans ce boulon. Nous pouvons également constater que la durée de vie expérimentale est comprise entre les durées de vie fournies par le critère de SINES pour chacun des deux niveaux de précontrainte :

	Précontrainte minimale 425 MPa			Précontrainte maximale 607 MPa		
	P^{moy} (MPa)	σ_{eq}^{alt} (MPa)	N	P^{moy} (MPa)	σ_{eq}^{alt} (MPa)	N
Coté gauche	378	472	$4,32 \cdot 10^3$	443	380	$8,55 \cdot 10^3$
Coté droit	470	268	$1,43 \cdot 10^4$	513	224	$2,4 \cdot 10^4$

Tableau 4.17 : Contraintes au sens de SINES dans le fond du premier filet en prise du boulon 1' et durées de vie correspondantes pour les niveaux extrêmes de la précontrainte.

La prédiction de la durée de vie avec le critère de DANG VAN a fourni une prédiction comparable à celle fournie par le critère de SINES. Les graphes de chargement montrent clairement la zone critique du boulon : le coté gauche (pour le boulon 1').

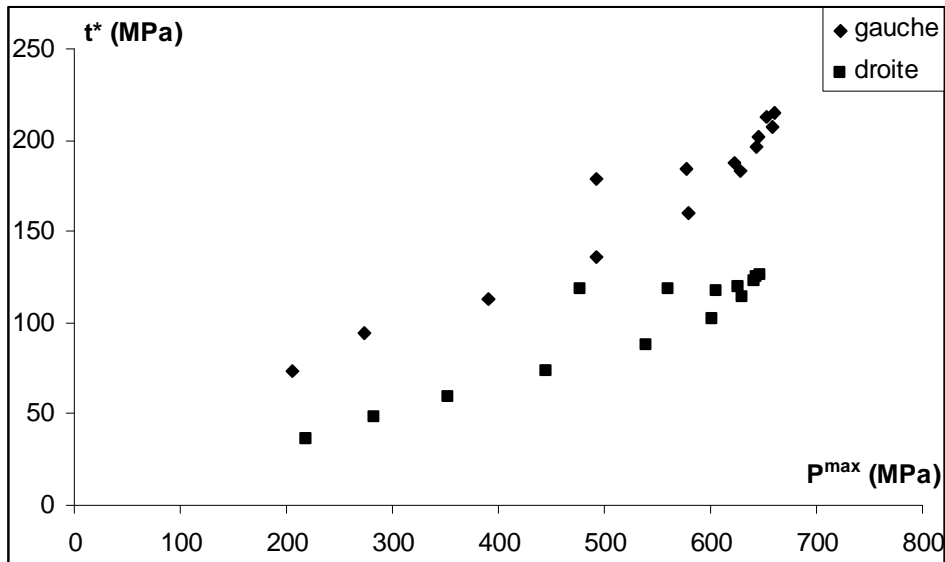


Figure 4.37 : Répartition des contraintes au sens du critère de DANG VAN dans le fond du premier filet en prise du boulon 1' pour le niveau maximal de précontrainte.

	Précontrainte minimale 425 MPa			Précontrainte maximale 607 MPa		
	P^{max} (MPa)	τ^* (MPa)	N	P^{max} (MPa)	τ^* (MPa)	N
Coté gauche	649	262	$9,16.10^3$	662	211	$1,66.10^4$

Tableau 4.18 : Contraintes au sens de DANG VAN dans le fond du premier filet en prise du boulon 1' et durées de vie correspondantes pour les niveaux extrêmes de la précontrainte.

Par ailleurs, nous pouvons constater que, lorsque la précontrainte augmente, l'amplitude de la contrainte alternée, pour un même chargement extérieur, diminue. Ceci est conforme à l'évolution du supplément de contrainte avec le niveau de précontrainte [Réf. 1]. L'évolution de la combinaison $P^{moy} - \sigma_{eq}^{alt}$ ou $P^{max} - \tau^*$ peut alors être telle que les durées de vie pour des niveaux de précontrainte élevés soit supérieures aux durées de vie pour des niveaux de précontraintes plus faibles. C'est ce que nous pouvons constater dans le cas du critère de DANG VAN et de SINES.

5.2.5 CONCLUSION SUR LA VALIDATION DE LA DEMARCHE DE DIMENSIONNEMENT SUR BRIDE

Nous n'avons pu malheureusement ne réaliser qu'un seul essai de fatigue et cela est trop peu pour pouvoir en tirer une conclusion définitive, même si pour ce seul essai, la durée de vie expérimentale a pu être encadrée par les durées de vie moyennes prédites par chacun des critères pour les deux valeurs de la précontrainte correspondant aux valeurs minimale et maximale de la « distribution » de la précontrainte pour un couple de serrage donné.

Cependant, nous pouvons considérer ce résultat comme encourageant et il ne demande qu'à être confirmé par d'autres essais. Aussi pouvons-nous considérer que la démarche entreprise constitue un outil pouvant être efficacement utilisé pour établir des prédictions de durées de vie pour des assemblages boulonnés.

6 CONCLUSION

Nous avons mené deux campagnes d'essais directement sur des boulons, pour deux niveaux de précontrainte correspondants aux niveaux de précontrainte effectivement mis en œuvre dans les assemblages boulonnés. A partir de ces essais et des résultats des simulations de chacun des cas de chargement à l'aide du modèle élément finis, et en utilisant la procédure préconisée par la norme NF A 03-405, méthode des moindres carrés avec l'hypothèse d'une répartition normale de la contrainte alternée avec un écart-type constant quel que soit le nombre de cycles, nous avons identifié les paramètres des courbes de fatigue dite de référence sur lesquelles les droites limites du critère viennent prendre appui.

Une fois la caractérisation réalisée, nous avons cherché à valider la démarche mise en œuvre en réalisant des essais de même type, mais pour un niveau de précontrainte compris entre les deux niveaux retenus pour la caractérisation. Nous avons pu nous rendre compte que les prédictions fournies par chacun des deux critères étaient en bon accord avec les durées de vie expérimentales. Par contre, nous n'avons pu départager ces deux critères en termes de performance : le critère de SINES s'est avéré plus performant pour les boulons « standards » avec une bande de dispersion, dans laquelle se situent les résultats des essais de validation, plus étroite que celle obtenue avec le critère de DANG VAN, alors que dans le cas des boulons « spéciaux, c'est le contraire.

Dans un deuxième temps, nous avons cherché à valider cette nouvelle démarche de dimensionnement en fatigue en l'appliquant au cas d'un assemblage boulonné plus proche de la réalité industrielle, avec une charge extérieure excentrée par rapport à l'axe des boulons. Nous avons retenu une bride symétrique assemblée par quatre boulons répartis symétriquement par rapport à l'axe de traction. Le modèle éléments finis de cette bride, que nous avons élaboré et validé par comparaison à des mesures expérimentales lors d'un essai statique, nous a permis de déterminer l'état de contrainte dans les zones critiques de l'assemblage. Les essais de fatigue étant prévus pour être réalisés avec des boulons non-instrumentés, il nous a fallu qualifier le serrage au couple. Nous avons constaté, mais ce n'est pas une surprise, une forte dispersion de la précontrainte de serrage que nous avons caractérisé sur la base d'une distribution normale. Ceci nous a permis de vérifier que cette dispersion correspondait bien à ce que nous savions de ce type de serrage au couple : une dispersion de la précontrainte d'environ $\pm 20\%$ de la précontrainte moyenne.

La prédiction de la durée de vie de l'assemblage a donc nécessité deux simulations : une pour chacun des deux niveaux de précontrainte minimal et maximal définis à partir des caractéristiques de la distribution de la précontrainte observée au cours de la phase de qualification, ces niveaux étant définis pour assurer une probabilité de 99,8% d'avoir effectivement la précontrainte comprise entre ces bornes. Pour chacun de ces deux cas, nous avons pu déterminer l'état de contrainte dans les boulons et à partir de là, effectué des prédictions de durée de vie avec les deux critères. Nous avons procédé à un essai de fatigue et la durée de vie expérimentale s'est trouvée encadrée par les prédictions. Cependant, la rupture du premier boulon a entraîné par cascade la rupture en fatigue du second boulon, symétrique du premier rompu, puis la déformation plastique de la bride et conséquemment la rupture statique des deux derniers boulons. La bride est devenue inutilisable.

Bien qu'à ce jour, nous n'ayons que ce résultat, nous considérons que la seconde phase de validation de notre démarche a été passée avec un certain succès et nous pouvons conclure que ce type de démarche est bien adapté à ce type d'élément mécanique.

Chapitre 5

Modèles analytiques pour le dimensionnement

en fatigue des assemblages boulonnés

1 INTRODUCTION

La démarche que nous avons développée jusqu'à présent, si elle s'est avérée pertinente et efficace, présente un inconvénient certain pour son utilisation en milieu industriel : il faut construire des modèles éléments finis suffisamment fins pour déterminer avec précision, mais aussi avec une certaine incertitude, l'état de contrainte stabilisé en fond du premier filet en prise. Cela demande énormément de temps, même si avec certains codes, il est possible de programmer la construction du modèle complet. Par ailleurs, ces modèles sont gourmands en espace disque et en temps de calcul. Deux motifs qui peuvent rendre cet outil intractif. C'est pour palier ces inconvénients que nous nous sommes intéressés à une approche analytique de ce problème. Mais, quoi qu'il en soit, il nous faudra à un moment donné, une caractérisation du matériau en fatigue multiaxiale, c'est-à-dire qu'il faudra malgré tout, réaliser un certain nombre d'essais : nous n'en sommes pas encore au stade de pouvoir construire des courbes de fatigue à partir de la seule connaissance des caractéristiques conventionnelles du matériau. Le modèle que nous allons présenter dans ce chapitre a donc pour objectif principal de permettre, à partir des caractéristiques géométriques de la vis, des caractéristiques mécaniques du matériau et des résultats d'essais de fatigue sur boulons, de caractériser le comportement en fatigue des ces derniers, mais en utilisant cette fois une approche analytique pour déterminer les états de contrainte en fond de filet tout en tenant compte de la plastification qui y apparaît. La détermination analytique des contraintes en fond d'entaille a été maintes fois abordée et plusieurs méthodes ont été développées depuis la règle de NEUBER [Réf. 38] : nous pouvons citer entre autres les travaux de SEEGER [Réf. 84 et 85], ceux de GLINKA [Réf. 15] [Réf. 86], ou encore ceux de WANG [Réf. 87] et de SHARPE [Réf. 88]. Pour notre part, nous allons utiliser la méthode développée par HOFFMAN et SEEGER [Réf. 85] qui est une généralisation de la règle de NEUBER, ainsi que la méthode dite ESED développée par MOLSKI et GLINKA [Réf. 15].

2 LES METHODES ANALYTIQUES DE NEUBER ET ESED

2.1 LA METHODE BASEE SUR LA REGLE DE NEUBER

2.1.1 LA REGLE DE NEUBER POUR UN CHARGEMENT UNIAXIAL

La règle dite de NEUBER, malgré qu'elle fut initialement établie pour les corps entaillés soumis à du cisaillement pur [Réf. 38], est sûrement la méthode analytique la plus utilisée pour déterminer l'état de contrainte-déformation élastoplastique en fond d'entaille des pièces entaillées sollicitées soit en traction, soit en flexion. Depuis, de nombreuses approches ont été proposées pour traiter des problèmes en déformation planes [Réf. 89] ou pour des chargements non-proportionnels [Réf. 90].

Selon cette règle, et pour une sollicitation uniaxiale de traction sur une éprouvette de faible épaisseur entaillée ($\sigma_{22}^{nom}, \epsilon_{22}^{nom}$), la contrainte axiale et la déformation correspondante en surface du fond d'entaille ($\sigma_{22}^N, \epsilon_{22}^N$) peuvent être déterminées de la façon suivante :

$$\begin{aligned}\sigma_{22}^N &= K_{\sigma} \cdot \sigma_{22}^{nom} \\ \epsilon_{22}^N &= K_{\epsilon} \cdot \epsilon_{22}^{nom} \\ K_{\sigma} \cdot K_{\epsilon} &= Kt^2\end{aligned}\quad (5.1)$$

où Kt représente le coefficient de concentration de contrainte (déterminé en élasticité linéaire) et K_{σ} et K_{ϵ} les coefficients de concentration en contrainte et en déformation réels.

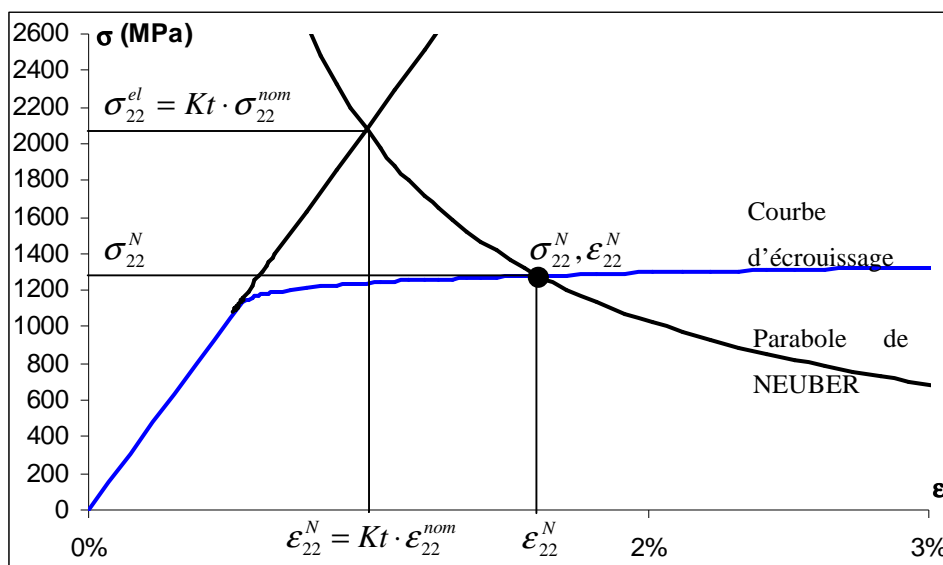


Figure 5.1 : Détermination de la contrainte et de la déformation axiale en fond d'entaille d'une éprouvette entaillée à l'aide de la parabole de NEUBER.

En outre, si la contrainte et la déformation nominales restent dans le domaine élastique, en insérant la loi de Hooke dans la formulation 5.1, la règle de NEUBER peut encore s'écrire de la façon suivante :

$$\frac{\sigma_{22}^{el}}{\sigma_{22}^{nom}} \cdot \frac{E \cdot \varepsilon_{22}^{el}}{\sigma_{22}^{nom}} = \frac{\sigma_{22}^N}{\sigma_{22}^{nom}} \cdot \frac{E \cdot \varepsilon_{22}^N}{\sigma_{22}^{nom}} \quad (5.2)$$

soit encore :

$$\sigma_{22}^{el} \cdot \varepsilon_{22}^{el} = \sigma_{22}^N \cdot \varepsilon_{22}^N \quad (5.3)$$

où σ_{22}^{el} et ε_{22}^{el} représentent les contraintes et déformations en fond d'entaille pour la même géométrie, la même contrainte nominale, mais calculées en élasticité linéaire.

L'expression 5.3 exprime l'égalité des densités d'énergie totale de déformation à fond d'entaille. Cette énergie est la somme de la densité d'énergie de déformation et de la densité d'énergie de déformation complémentaire. La figure 5.2 illustre cette interprétation.

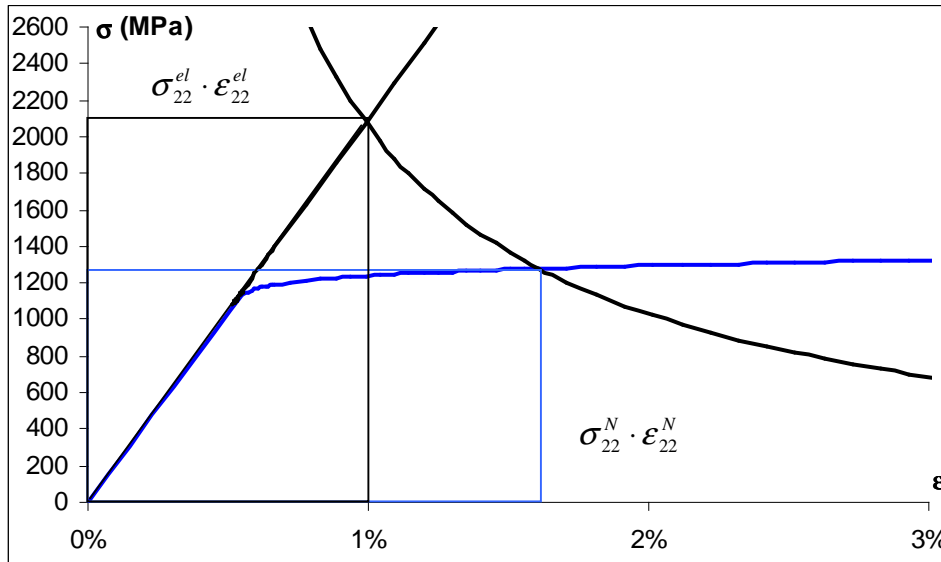


Figure 5.2 : Interprétation énergétique de la règle de NEUBER.

Cependant, la seule règle de NEUBER ne suffit pas. Ainsi, dans le cas d'une pièce de faible épaisseur entaillée sollicitée axialement, si l'état de contrainte en surface du fond de filet est également uniaxial, puisque la surface n'est pas chargée, le champ de déformation est multiaxial. La détermination de toutes ces composantes nécessite d'associer à cette règle de NEUBER les équations issues de la loi de comportement élastoplastique : soit celles obtenues avec le modèle de PRANDL-REUSS ou bien celles de HENKY.

2.1.2 GENERALISATION DE LA REGLE DE NEUBER POUR LES CHARGEMENTS MULTIAxiaux

La formulation 5.3 de la règle de NEUBER, établie pour un chargement entraînant un état de contrainte en surface du fond d'entaille uniaxial, peut aisément être étendue à toutes les composantes des tenseurs de contrainte et de déformation, multiaxiaux lorsque le chargement est multiaxial. La règle de NEUBER ainsi généralisée s'écrit :

$$\sigma_{ij}^{el} \cdot \varepsilon_{ij}^{el} = \sigma_{ij}^N \cdot \varepsilon_{ij}^N \quad (5.4)$$

avec $i, j = 1, 2$ ou 3 et en utilisant la symbolique de la sommation.

Tout comme pour le cas du chargement uniaxial, cette seule règle ne permet pas de déterminer toutes les composantes des tenseurs de contraintes et de déformations. Pour cela il est nécessaire d'utiliser encore une fois les relations issues de la loi de comportement élastoplastique, comme, par exemple, les équations aux déformations totales de HENKY dont la forme générale est donnée ci-dessous :

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1+\nu}{E} \sigma_{ij} - \frac{\nu}{E} \sigma_{kk} \delta_{ij} + \frac{3}{2} \frac{\varepsilon_{eq}^p}{\sigma_{eq}} S_{ij} \quad (5.5)$$

avec

$$\begin{aligned} \sigma_{eq} &= \sqrt{\frac{3}{2} S_{ij} \cdot S_{ij}} & \varepsilon_{eq}^p &= \sqrt{\frac{2}{3} \varepsilon_{ij}^p \cdot \varepsilon_{ij}^p} \\ S_{ij} &= \sigma_{ij} - \frac{1}{3} \sigma_{kk} \delta_{ij} & \sigma_{kk} &= \sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33} \end{aligned} \quad (5.6)$$

Dans cette relation 5.5 entre déformations et contraintes, la contrainte équivalente et la déformation plastique équivalente sont reliées par une loi identique à la relation f qui relie la déformation et la contrainte lors de l'essai de traction :

$$\varepsilon_{eq} = f(\sigma_{eq}^p) \quad (5.7)$$

C'est souvent la loi de RAMBERT-OSGOOD qui est retenue dans ce cas :

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K} \right)^{1/n} \quad (5.8)$$

Dans ces conditions, la relation 5.5 peut s'écrire :

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1+\nu}{E} \sigma_{ij} - \frac{\nu}{E} \sigma_{kk} \delta_{ij} + \frac{3}{2} \frac{f(\sigma_{eq}^p)}{\sigma_{eq}} S_{ij} \quad (5.9)$$

En surface du fond de l'entaille, qui n'est pas chargée, l'état de contrainte est biaxial ($\sigma_{11} = \sigma_{12} = \sigma_{13} = 0$) et peut être représenté par les deux contraintes principales σ_1 et σ_2 , tandis que le champ de déformation est triaxial et peut être représenté également par les trois composantes principales ε_1 , ε_2 et ε_3 .

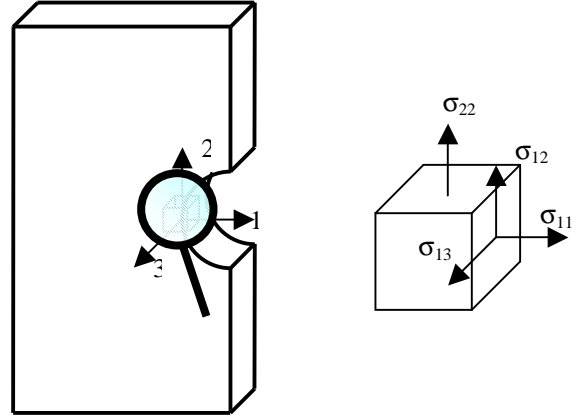


Figure 5.3 : Eprouvette entaillée
- Convention de repère

L'application des relations 5.9 conduit alors au système d'équations suivant, qui permet de déterminer toutes ces composantes principales :

$$\begin{aligned}\varepsilon_1^N &= -\frac{\nu}{E}(\sigma_2^N + \sigma_3^N) - \frac{f(\sigma_{eq}^N)}{2 \cdot \sigma_{eq}^N} \cdot (\sigma_2^N + \sigma_3^N) \\ \varepsilon_2^N &= -\frac{1}{E}(\sigma_2^N - \nu \cdot \sigma_3^N) + \frac{f(\sigma_{eq}^N)}{2 \cdot \sigma_{eq}^N} \cdot (2\sigma_2^N - \sigma_3^N) \\ \varepsilon_3^N &= -\frac{1}{E}(\sigma_3^N - \nu \cdot \sigma_2^N) + \frac{f(\sigma_{eq}^N)}{2 \cdot \sigma_{eq}^N} \cdot (2\sigma_3^N - \sigma_2^N)\end{aligned}\quad (5.10)$$

avec

$$f(\sigma_{eq}^N) = \left(\frac{\sigma_{eq}^N - \sigma_0}{K} \right)^{\frac{1}{n}} \quad \text{et} \quad \sigma_{eq}^N = \sqrt{(\sigma_2^N)^2 - \sigma_2^N \cdot \sigma_3^N + (\sigma_3^N)^2} \quad (5.11)$$

$$\sigma_2^e \cdot \varepsilon_2^e + \sigma_3^e \cdot \varepsilon_3^e = \sigma_2^N \cdot \varepsilon_2^N + \sigma_3^N \cdot \varepsilon_3^N \quad (5.12)$$

$$\frac{\sigma_2^e \cdot \varepsilon_2^e}{\sigma_2^e \cdot \varepsilon_2^e + \sigma_3^e \cdot \varepsilon_3^e} = \frac{\sigma_2^N \cdot \varepsilon_2^N}{\sigma_2^N \cdot \varepsilon_2^N + \sigma_3^N \cdot \varepsilon_3^N} \quad (5.13)$$

Cette dernière équation nécessaire à la résolution du problème est relative à l'égalité des contributions partielles des composantes axiales en contraintes et en déformation à la densité d'énergie de déformation totale.

C'est ce jeu d'équations que nous avons mis en œuvre dans notre approche analytique, mais appliqué au cas d'un chargement cyclique.

2.1.3 LA REGLE DE NEUBER APPLIQUEE AUX CHARGEMENTS CYCLIQUES

C'est tout naturellement que, par la suite, des applications de la règle de NEUBER aux cas des chargements cycliques ont été proposées [Réf. 91-92-93]. Pour leur part, TOPPER et al. [Réf. 91] proposent de remplacer le coefficient de concentration de contrainte Kt par le coefficient de réduction de contrainte en fatigue Kf défini par PETERSON [Réf. 94] comme suit :

$$Kf = 1 + \frac{Kt - 1}{1 + \frac{a}{r}} \quad (5.14)$$

où r représente le rayon à fond d'entaille et a est une constante matériau identifiée par des essais à longue durée de vie sur éprouvettes avec entailles de grande sévérité mais qui peut être évaluée, pour la plupart des métaux ferreux, à partir de la résistance à la traction grâce à la relation suivante [Réf. 95] :

$$a = \left(\frac{270}{Rm} \right)^{1,8} \quad (5.15)$$

Par ailleurs, ils remplacent les coefficients K_σ et K_ε respectivement par les rapports des amplitudes de contrainte et de déformation locale et nominale. Dans ces conditions, l'application de la règle de NEUBER donne l'expression suivante :

$$Kf^2 \cdot \Delta\sigma_{22}^{nom} \cdot \Delta\varepsilon_{22}^{nom} = \Delta\sigma_{22}^N \cdot \Delta\varepsilon_{22}^N \quad (5.16)$$

où $\Delta\sigma^{nom}$ et $\Delta\varepsilon^{nom}$ représentent les amplitudes de la contrainte et de la déformation nominale, $\Delta\sigma^{loc}$ et $\Delta\varepsilon^{loc}$ les amplitudes de la contrainte et de la déformation à fond d'entaille.

Lorsque l'amplitude de la contrainte nominale ne dépasse pas la limite d'élasticité, l'expression 5.16 se simplifie de la façon suivante :

$$Kf^2 \cdot \frac{(\Delta\sigma_{22}^{nom})^2}{E} = \Delta\sigma_{22}^N \cdot \Delta\varepsilon_{22}^N \quad (5.17)$$

La généralisation de ce modèle associée aux relations de comportement de HENKY conduit alors au jeu d'équations suivant :

$$\begin{aligned}\Delta\varepsilon_1^N &= -\frac{\nu}{E}(\Delta\sigma_2^N + \Delta\sigma_3^N) - \frac{f(\Delta\sigma_{eq}^N)}{2 \cdot \Delta\sigma_{eq}^N} \cdot (\Delta\sigma_2^N + \Delta\sigma_3^N) \\ \Delta\varepsilon_2^N &= -\frac{1}{E}(\Delta\sigma_2^N - \nu \cdot \Delta\sigma_3^N) - \frac{f(\Delta\sigma_{eq}^N)}{2 \cdot \Delta\sigma_{eq}^N} \cdot (2\Delta\sigma_2^N - \Delta\sigma_3^N) \\ \Delta\varepsilon_3^N &= -\frac{1}{E}(\Delta\sigma_3^N - \nu \cdot \Delta\sigma_2^N) - \frac{f(\Delta\sigma_{eq}^N)}{2 \cdot \Delta\sigma_{eq}^N} \cdot (2\Delta\sigma_3^N - \Delta\sigma_2^N)\end{aligned}\quad (5.18)$$

$$\text{avec } f(\Delta\sigma_{eq}^N) = \left(\frac{\Delta\sigma_{eq}^N - \sigma_i}{K} \right)^{\frac{1}{n}} \quad \text{et} \quad \Delta\sigma_{eq}^N = \sqrt{(\Delta\sigma_2^N)^2 - \Delta\sigma_2^N \cdot \Delta\sigma_3^N + (\Delta\sigma_3^N)^2} \quad (5.19)$$

$$\Delta\sigma_2^e \cdot \Delta\varepsilon_2^e + \Delta\sigma_3^e \cdot \Delta\varepsilon_3^e = \Delta\sigma_2^N \cdot \Delta\varepsilon_2^N + \Delta\sigma_3^N \cdot \Delta\varepsilon_3^N \quad (5.20)$$

$$\frac{\Delta\sigma_2^e \cdot \Delta\varepsilon_2^e}{\Delta\sigma_2^e \cdot \Delta\varepsilon_2^e + \Delta\sigma_3^e \cdot \Delta\varepsilon_3^e} = \frac{\Delta\sigma_2^N \cdot \Delta\varepsilon_2^N}{\Delta\sigma_2^N \cdot \Delta\varepsilon_2^N + \Delta\sigma_3^N \cdot \Delta\varepsilon_3^N} \quad (5.21)$$

Il faut remarquer que la détermination des contraintes et des déformations en surface du fond d'entaille dans le cas où le chargement serait cyclique ne peut se faire que pas à pas ; en effet, si les relations font intervenir les amplitudes de contrainte, ce qui ne pose pas de problème particulier, la fonction d'écroûissage fait, quant à elle, intervenir la limite d'élasticité. Or, celle-ci peut évoluer en cours de cyclage et dépend du type d'écroûissage cyclique du matériau. Ce qui veut dire qu'en toute rigueur, la mise en œuvre de cette méthode nécessite de faire des essais en écroûissage cyclique de façon à déterminer les paramètres de la loi de RAMBERT-OSGOOD cyclique :

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (5.22)$$

Nous illustrons le principe de cette démarche pas à pas dans le cas d'un chargement uniaxial de traction cyclique purement alternée, avec une amplitude de contrainte de 400 MPa, appliqué à une pièce entaillée avec un coefficient de contrainte de 5.

La première étape consiste à déterminer l'état de contrainte-déformation en fond d'entaille $(\sigma_1^N, \varepsilon_1^N)$ après le premier quart de cycle (figure 5.4.a). Cet état de contrainte est alors pris comme nouvelle origine de l'espace des contraintes et des déformations, les axes étant inversés (système σ_1, ε_1). Par rapport à cette origine, la règle de NEUBER est de nouveau appliquée pour le demi-cycle suivant, avec une amplitude $\Delta\sigma^{nom}$ égale à 800 MPa (deux fois l'amplitude de la contrainte alternée), conduisant à la détermination de l'état de contrainte et de déformation en fond d'entaille $(\sigma_2^N, \varepsilon_2^N)$ (figure 5.4.b).

Ce second point est pris de nouveau comme nouvelle origine du repère (système σ_2, ε_2) à partir de laquelle, la règle est encore une fois appliquée, là encore avec une amplitude $\Delta\sigma^{nom}$ égale à 800 MPa, conduisant à l'état de contrainte en fond d'entaille $(\sigma_3^N, \varepsilon_3^N)$ (figure 5.4.c). Et ainsi de suite, pour chaque demi-cycle suivant.

Comme nous pouvons le voir sur ces figures, le troisième point correspond au premier : la stabilisation (boucle) du cycle contrainte-déformation est atteinte dès le deuxième cycle. Ceci est dû d'une part à la nature du cycle de contrainte et d'autre part à l'hypothèse faite sur le type d'écrouissage cyclique retenu : nous avons choisi un écrouissage cinématique (déplacement du centre de la surface seuil de plasticité sans gonflement de celle-ci). Mais cette façon de procéder peut s'appliquer quel que soit le type d'écrouissage (isotrope, isotrope et cinématique, ...).

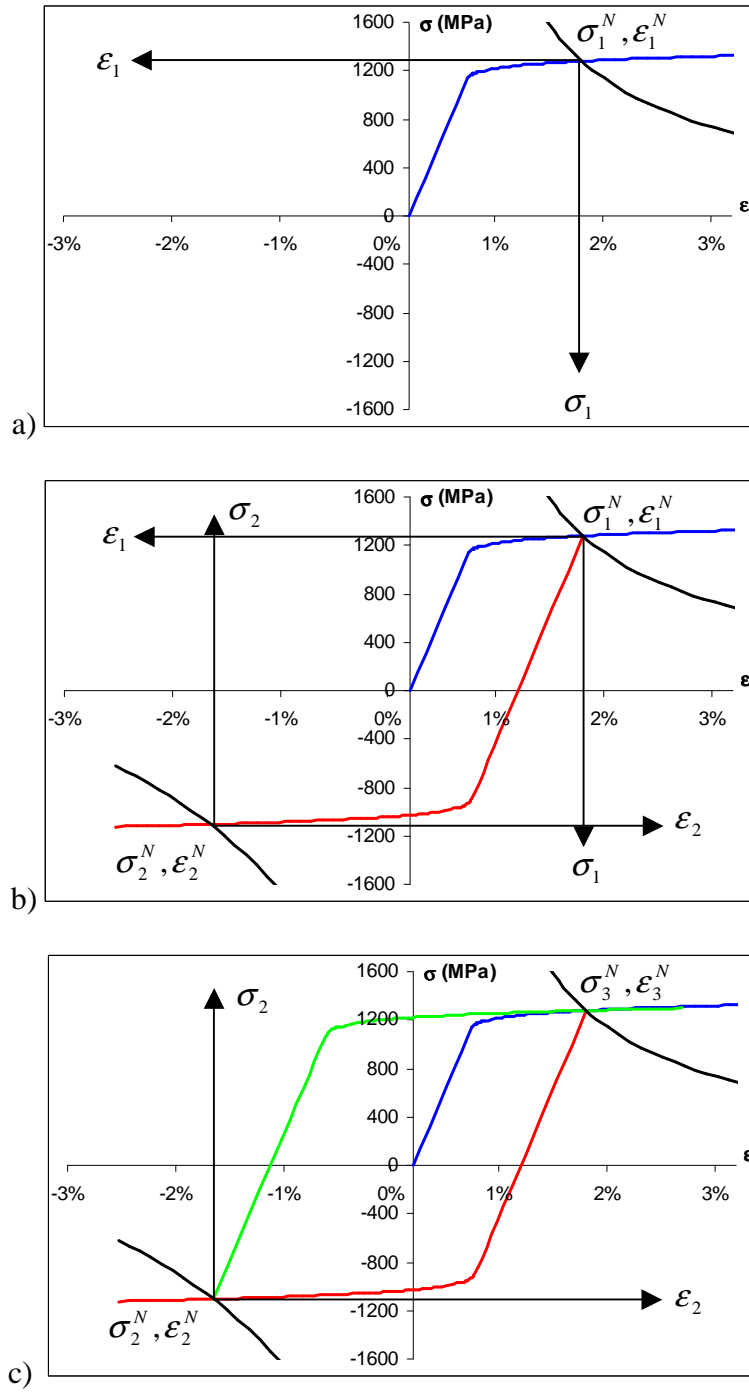


Figure 5.4 : Application de la règle de NEUBER au cas d'un chargement de traction cyclique purement alterné ($Kt=5$, $\Delta\sigma^{nom}=400$ MPa)

3 LA METHODE DE LA DENSITE D'ENERGIE DE DEFORMATION EQUIVALENTE (ESED)

Cette méthode, proposée par MOLSKI et GLINKA [Réf. 15] pour des pièces entaillées sollicitées en déformation planes, exprime l'égalité des densités d'énergie de déformation en fond d'entaille entre le comportement purement élastique (W^{el}) et le comportement élastoplastique (W^E). Sa formulation est la suivante :

$$Kt^2 \cdot \sigma_{22}^{nom} \cdot \varepsilon_{22}^{nom} = \int_0^{\varepsilon_{22}^E} \sigma_{22}^E \cdot d\varepsilon_{22}^E \quad (5.23)$$

ou encore :

$$\sigma_{22}^{el} \cdot \varepsilon_{22}^{el} = \int_0^{\varepsilon_{22}^E} \sigma_{22}^E \cdot d\varepsilon_{22}^E \quad (5.24)$$

La figure 5.5 illustre ce concept : égalité des deux aires hachurées.

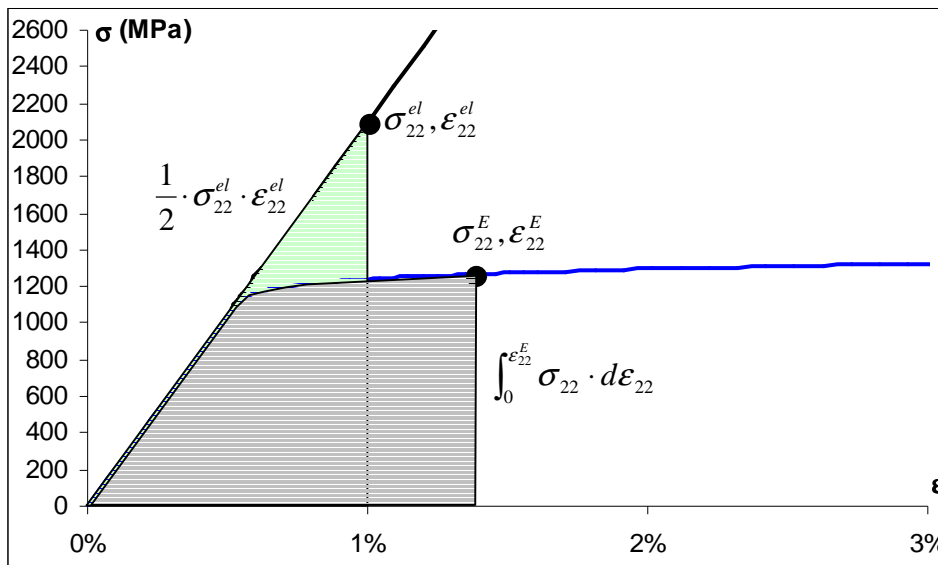


Figure 5.5: Interprétation de la règle de la densité d'énergie de déformation équivalente.

Tout comme pour la règle de NEUBER, cette relation ne suffit pas pour déterminer toutes les composantes des tenseurs de contrainte et de déformation en fond d'entaille. Il faut lui associer les relations issues de la loi de comportement.

La généralisation de cette deuxième approche aux cas des chargements multiaxiaux ne pose pas de problème particulier. La formulation en est :

$$\int_0^{\varepsilon_{ij}^{el}} \sigma_{ij}^{el} \cdot d\varepsilon_{ij}^{el} = \int_0^{\varepsilon_{ij}^E} \sigma_{ij}^E \cdot d\varepsilon_{ij}^E \quad (5.25)$$

dans laquelle σ^{el} correspond à la loi de Hooke, tandis que la fonction σ^E correspond à la loi élastoplastique du matériau.

Si l'on considère les contraintes et déformations principales, la relation 5.25 s'écrit plus simplement de la façon suivante :

$$\int_0^{\varepsilon_1^{el}} (\sigma_1^{el} \cdot d\varepsilon_1^{el} + \sigma_2^{el} \cdot d\varepsilon_2^{el} + \sigma_3^{el} \cdot d\varepsilon_3^{el}) = \int_0^{\varepsilon_2^E} (\sigma_1^E \cdot d\varepsilon_1^E + \sigma_2^E \cdot d\varepsilon_2^E + \sigma_3^E \cdot d\varepsilon_3^E) \quad (5.26)$$

et, en surface du fond de filet où règne un état biaxial de contrainte, le jeu d'équations nécessaire à la résolution du problème est le suivant :

$$\begin{aligned} \varepsilon_1^N &= -\frac{\nu}{E} (\sigma_2^E + \sigma_3^E) - \frac{f(\sigma_{eq}^E)}{2 \cdot \sigma_{eq}^N} \cdot (\sigma_2^E + \sigma_3^E) \\ \varepsilon_2^N &= -\frac{1}{E} (\sigma_2^E - \nu \cdot \sigma_3^E) + \frac{f(\sigma_{eq}^E)}{2 \cdot \sigma_{eq}^N} \cdot (2\sigma_2^E - \sigma_3^E) \\ \varepsilon_3^N &= -\frac{1}{E} (\sigma_3^E - \nu \cdot \sigma_2^E) + \frac{f(\sigma_{eq}^E)}{2 \cdot \sigma_{eq}^N} \cdot (2\sigma_3^E - \sigma_2^E) \end{aligned} \quad (5.27)$$

avec
$$\sigma_{eq}^N = \sqrt{(\sigma_2^E)^2 - \sigma_2^E \cdot \sigma_3^E + (\sigma_3^E)^2} \quad (5.28)$$

$$\sigma_2^e \cdot \varepsilon_2^e + \sigma_3^e \cdot \varepsilon_3^e = \frac{2}{3E} \cdot (1+\nu) \cdot (\sigma_{eq}^E)^2 + \frac{(1-2\nu)}{3E} \cdot (\sigma_2^E + \sigma_3^E) + \int_0^{\varepsilon_{eq}^{pE}} \sigma_{eq}^E \cdot d\varepsilon \quad (5.29)$$

avec
$$\varepsilon_{eq}^{pE} = f(\sigma_{eq}^E)$$

$$\frac{\sigma_2^e \cdot \varepsilon_2^e}{\sigma_2^e \cdot \varepsilon_2^e + \sigma_3^e \cdot \varepsilon_3^e} = \frac{\sigma_2^E \cdot \varepsilon_2^E}{\sigma_2^E \cdot \varepsilon_2^E + \sigma_3^E \cdot \varepsilon_3^E} \quad (5.30)$$

Il va de soi que l'application de cette méthode au cas des chargements cycliques suit la même démarche que celle que nous avons présentée pour la règle de NEUBER généralisée.

4 COMPARAISON DE LA REGLE DE NEUBER GENERALISEE ET DE LA METHODE ESED.

A partir de données expérimentales et de simulations numériques dans le cas d'éprouvettes cylindriques pleines entaillées soumises à de la traction-torsion ou de la flexion-torsion et d'éprouvettes cylindriques creuses soumises à une pression interne et à de la traction, MOFTAKHAR et al. [Réf. 96 et 97] ont montré que la solution exacte du problème de détermination des contraintes et des déformations en fond d'entaille était encadrée par les solutions obtenues avec chacune des deux méthodes présentées ci-avant : la règle de NEUBER surestimait la solution réelle, tandis que celle obtenue par la méthode ESED la sous-estime :

$$\begin{aligned} \sigma_{ij}^E \cdot \varepsilon_{ij}^E &\leq \sigma_{ij}^a \cdot \varepsilon_{ij}^a \leq \sigma_{ij}^N \cdot \varepsilon_{ij}^N \\ \int \sigma_{ij}^E \cdot d\varepsilon_{ij}^E &\leq \int \sigma_{ij}^a \cdot \varepsilon_{ij}^a \leq \int \sigma_{ij}^N \cdot \varepsilon_{ij}^N \end{aligned} \quad (5.31)$$

Ceci étant, il est nécessaire de rappeler les limitations de ces deux approches. L'utilisation des équations de comportement élastoplastique de HENKY s'accompagne de la restriction suivante : les contraintes déviatoriques en fond de filet sont supposées être proportionnelles entre-elles avec un rapport fixe. En pratique, pour les chargements proportionnels, cette restriction est relativement bien respectée. Par ailleurs, il faut que les directions principales calculées pour l'état de contrainte élastoplastique en fond d'entaille soient coaxiales à celles calculées en élasticité linéaire. Là encore, pour des chargements proportionnels, cette condition est vérifiée. Enfin, il faut rappeler que le cadre de cette théorie est la plasticité confinée à une très petite zone en fond d'entaille et il faudra donc vérifier que cette condition sera vérifiée.

5 APPLICATION AU CAS DES BOULONS CHARGES UNIAXIALEMENT

5.1 AVERTISSEMENT

Nous proposons donc d'appliquer les deux méthodes présentées précédemment au cas des boulons sollicités en fatigue. Nous avons bien conscience que nous nous écartons des cas qui ont servi pour la validation de ces méthodes : des pièces entaillées et chargées loin de l'entaille. Dans notre cas, l'entaille est loin de pouvoir être considérée comme une simple entaille circulaire et l'application de la charge se fait directement au niveau du filet par le biais de l'écrou qui « récupère » l'effort de traction appliqué en extrémité de vis. Conséquemment, la définition du coefficient de concentration de contrainte K_t (ou du coefficient effectif de contrainte en fatigue K_f) ne correspond plus vraiment à celle utilisée dans les cas précédemment étudiés.

Par contre, nous n'appliquerons ces méthodes qu'au cas des boulons « standards ». En effet, l'état de contrainte initial en fond d'entaille considéré dans ces méthodes est uniformément nul dans la section résistante : Des contraintes résiduelles ne peuvent être prises en compte aisément. Aussi, il ne nous paraît pas raisonnable d'appliquer ces méthodes au cas des boulons « spéciaux », d'autant plus que nous ne connaissons pas ni le niveau, ni les profils des contraintes résiduelles en fond de filet.

5.2 MISE EN ŒUVRE DE LA REGLE DE NEUBER GENERALISEE ET DE LA METHODE ESED

Nous avons implanté ces deux méthodes dans le logiciel MATLAB.

Le coefficient de concentration de contrainte a été déterminé en élasticité linéaire au niveau du premier filet en prise : il est évalué à 4,93 ce qui est moins élevé que ce que l'on peut trouver par exemple dans [Réf. 11].

La loi de comportement utilisée est la suivante :

$$\sigma = \sigma_0 + k \cdot (\varepsilon^p)^n \quad (5.32)$$

avec $\sigma_0=805$, $k=642$ et $n=0,608$.

5.3 SCHEMA DE LA METHODE ANALYTIQUE

Nous rappelons ci-après le schéma de la démarche analytique mise en œuvre et dont les résultats seront comparés à ceux obtenus à l'aide des modèles éléments finis.

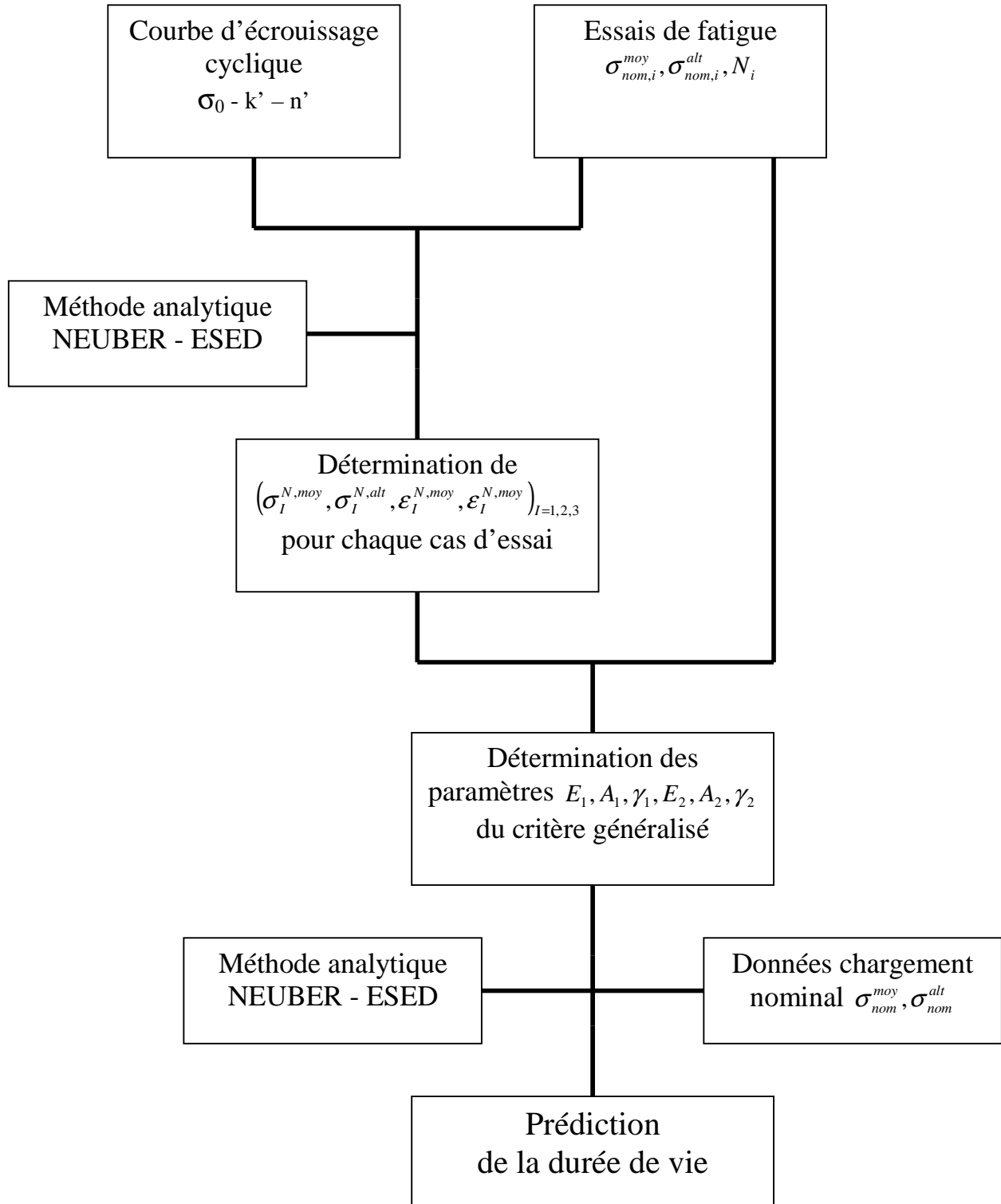


Figure 5.6 : Schéma de la démarche analytique de dimensionnement en fatigue des boulons.

5.4 TRAITEMENT PAR LES METHODES ANALYTIQUES DES CYCLES DE FATIGUE

La nature des cycles de contrainte mis en œuvre au cours des différents essais est telle que la démarche pas-à-pas dans le paragraphe 2.3 de ce chapitre est particulièrement simplifiée. En effet, les niveaux de la contrainte maximale sont tels que la plastification apparaît dès le premier quart de cycle, entraînant un déplacement de la surface seuil de plasticité (avec l'hypothèse d'un écrouissage cyclique cinématique). Par contre, l'amplitude de la contrainte alternée appliquée par la suite est très insuffisante pour entraîner une nouvelle plastification : cela revient à une décharge partielle purement élastique. Dès lors, l'augmentation de la contrainte à partir du minimal ainsi atteint n'entraîne plus de nouvelle plastification si l'amplitude de la contrainte alternée reste constante, ce qui est notre cas. Le cycle de chargement local suit un segment linéaire dans l'espace des contraintes. La figure 5.7 illustre ce cas : elle correspond à une précontrainte de 70% de la limite d'élasticité et à une contrainte alternée de 70 MPa.

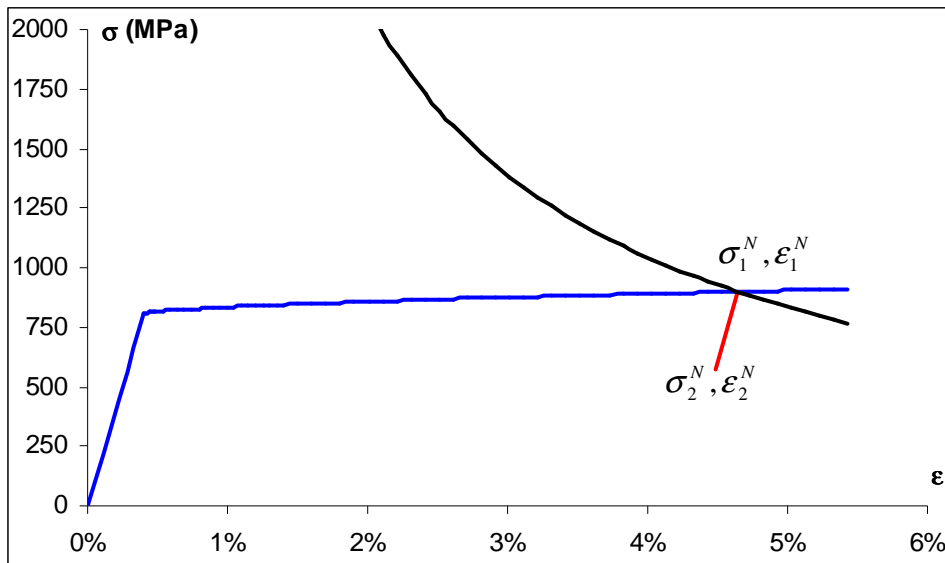


Figure 5.7 : Trajet de chargement local pour une précontrainte de 70%Re et une amplitude de contrainte alternée de 70 MPa.

Dès lors, la détermination des états de contrainte minimale et maximale ne nécessite l'application de la règle de NEUBER généralisée et de la méthode ESED qu'une seule fois pour déterminer le point $\underline{\underline{\sigma}}_1^N, \underline{\underline{\epsilon}}_1^N$ ou le point $\underline{\underline{\sigma}}_1^E, \underline{\underline{\epsilon}}_1^E$. Le second point sera tout simplement déduit du premier point par soustraction du tenseur des contraintes purement élastiques

$$2 \cdot Kt \cdot \underline{\underline{\sigma}}^{alt}.$$

5.4.1 COMPARAISON ENTRE LES RESULTATS FOURNIS PAR LES DIFFERENTES METHODES

Avant d'aller plus loin, nous devons nous rendre compte de la qualité des résultats fournis par ces deux méthodes analytiques dans le cas de nos boulons. Pour cela, il nous a semblé que le mieux était de comparer, pour quelques cas de chargements pris au hasard, les tenseurs des contraintes et des déformations en fond de file.

Le tableau 5.1 illustre les résultats de cette comparaison. Ils concernent un cas de précontrainte égale à 70% de la limite d'élasticité et une amplitude de la contrainte alternée de 70 MPa.

		σ_1 (MPa)	σ_2 (MPa)	σ_3 (MPa)	ε_1	ε_2	ε_3
ESED	max	0	463	1011	-0,024	-0,00053	0,0279
	min	0	261	275	-0,023	-0,00042	0,0243
MEF	max	0	491	1007	-0,028	-0,00078	0,031
	min	0	271	286	-0,026	-0,00067	0,027
NEUBER	max	0	491	1047	-0,043	-0,00087	0,047
	min	0	289	311	-0,042	-0,00076	0,043

Tableau 5.1 : Comparaison entre les valeurs des contraintes et des déformations principales fournies par les méthodes analytiques et la méthode numérique pour un cas de chargement de 70%Re de précontrainte et 70 MPa de contrainte alternée.

Dans ce tableau, nous avons consigné les valeurs minimales et maximales des contraintes et des déformations principales atteintes au cours du cycle stabilisé. Comme nous pouvons le constater ici, ainsi que visuellement sur les figures 5.7 et 5.8, les valeurs de déformations fournies par les méthodes analytiques encadrent assez bien celles fournies par la méthode des éléments finis. Par contre, pour les contraintes, l'encadrement des valeurs fournies par la méthode EF n'est observé que pour la première contrainte principale ; pour les deux autres, les méthodes analytiques fournissent des valeurs supérieures à celle obtenue par les éléments finis.

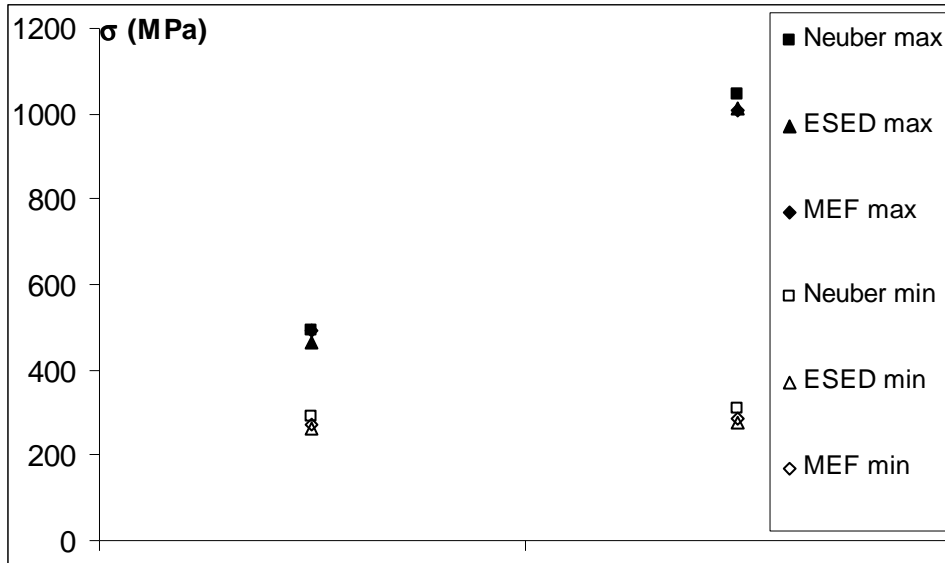


Figure 5.8 : Contraintes principales fournies par les méthodes analytiques et la méthode EF pour un cas de chargement $\sigma_{nom}^{moy} = 70\%Re$ et $\sigma_{nom}^{alt} = 70$ MPa.

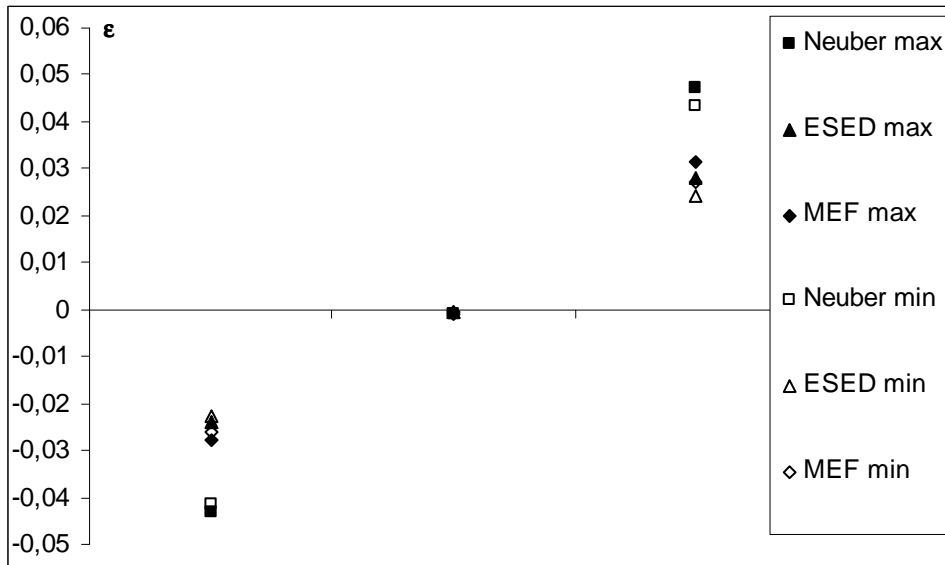


Figure 5.9 : Déformations principales fournies par les méthodes analytiques et la méthode EF pour un cas de chargement $\sigma_{nom}^{moy} = 70\%Re$ et $\sigma_{nom}^{alt} = 70$ MPa.

Ce constat nous a conduits à faire une comparaison systématique des valeurs des contraintes fournies par le modèle éléments finis à celles obtenues par les deux approches analytiques. Nous allons commenter ces résultats dans le paragraphe qui suit.

5.4.2 TRAITEMENT DES DONNEES D'ESSAIS PAR LES METHODES ANALYTIQUES

Conformément au schéma présenté, nous avons traité par les méthodes de NEUBER et ESED les différents cas d'essais qui ont été mis en œuvre pour la caractérisation. Les valeurs des contraintes principales minimales et maximales ont permis pour chaque cas de définir les tenseurs de contraintes moyennes et alternées nécessaire à l'identification des différents paramètres des critères de fatigue retenus.

La comparaison des résultats obtenus par ces deux méthodes avec ceux fournis par les simulations éléments finis nous a permis de constater malheureusement une divergence d'autant plus importante que la durée de vie est faible. Autrement dit, plus le chargement est élevé, entraînant plus de plastification, moins les modèles analytiques semblent adaptés. Les figures qui suivent illustrent ce constat : elles sont relatives aux quantités σ_{eq}^{alt} et P^{moy} intervenant dans le critère de SINES pour les deux niveaux de précontrainte mis en oeuvre.

Nous observons plus clairement que le décalage entre les modèles analytiques et le modèle éléments finis a une forte influence sur la valeur de la contrainte alternée équivalente tandis que la pression hydrostatique n'est que très peu affectée. Cette influence est sensible pour des durées de vie inférieures à $5 \cdot 10^5$ cycles.

Par contre, nous pouvons également observer que lorsque le niveau de la précontrainte augmente, l'encadrement des pressions hydrostatiques moyennes, s'il est toujours respecté, semble se décaler vers le haut. Ainsi, nous cumulons deux décalages, un sur chacune des quantités intervenant dans le critère de fatigue, qui peuvent peut-être se compenser. Aussi, alors que nous devrions conclure que les méthodes analytiques ne permettront de fournir des prédictions de durée de vie acceptables que si cette durée de vie est supérieure à $5 \cdot 10^5$ cycles, ce qui n'est déjà pas si mal après tout, allons-nous poursuivre notre démarche et caractériser le comportement en fatigue multiaxiale des boulons à partir de l'ensemble de ces données analytiques.

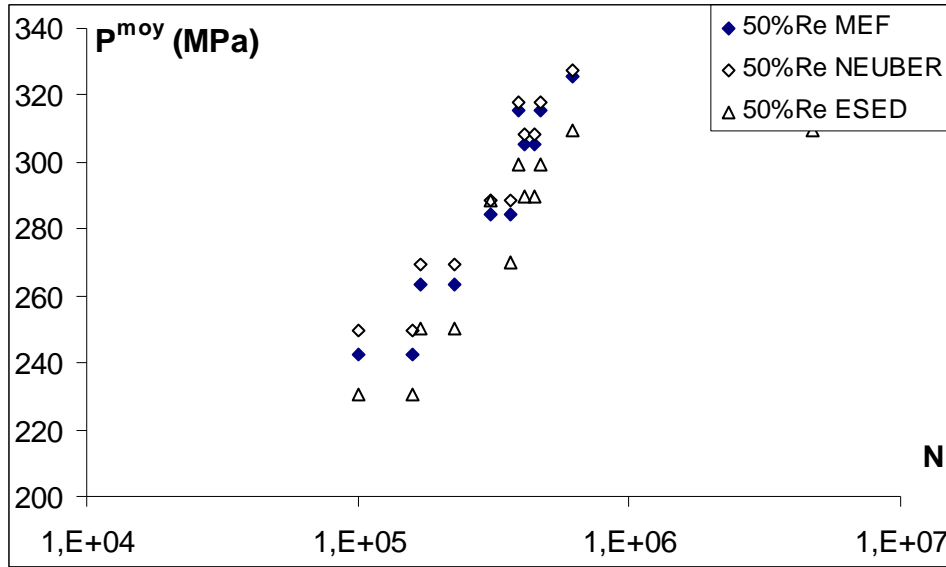


Figure 5.10 : Pressions hydrostatiques moyennes fournies par les modèles analytiques et le modèle EF pour les essais réalisés sous une précontrainte de 50%Re.

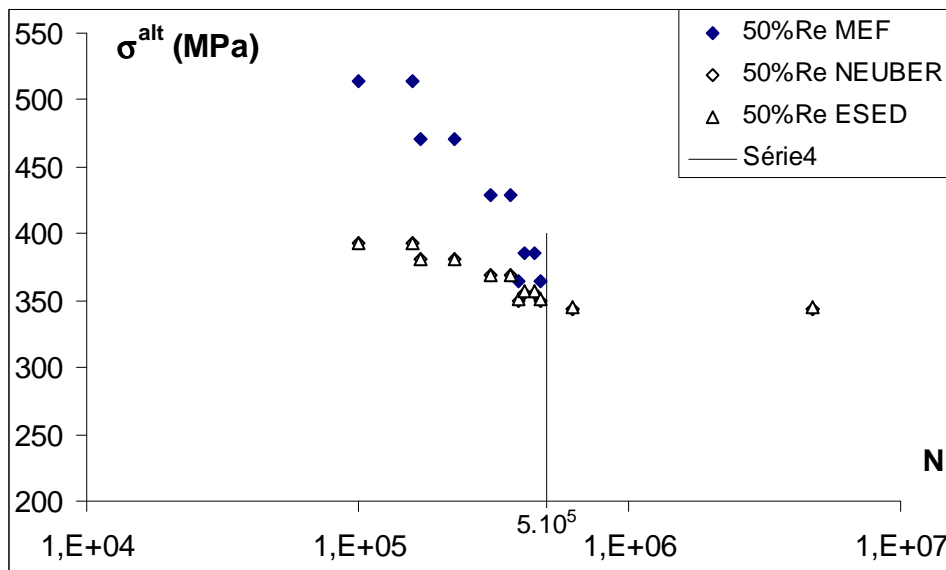


Figure 5.11 : Contraintes alternées équivalentes fournies par les modèles analytiques et le modèle EF pour les essais réalisés sous une précontrainte de 50%Re.

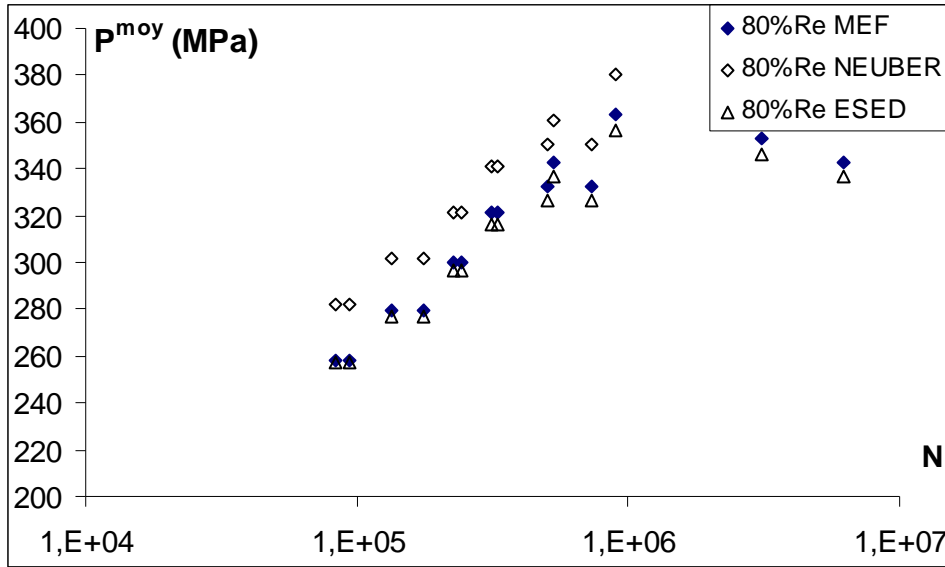


Figure 5.12 : Pressions hydrostatiques moyennes fournies par les modèles analytiques et le modèle EF pour les essais réalisés sous une précontrainte de 80%Re.

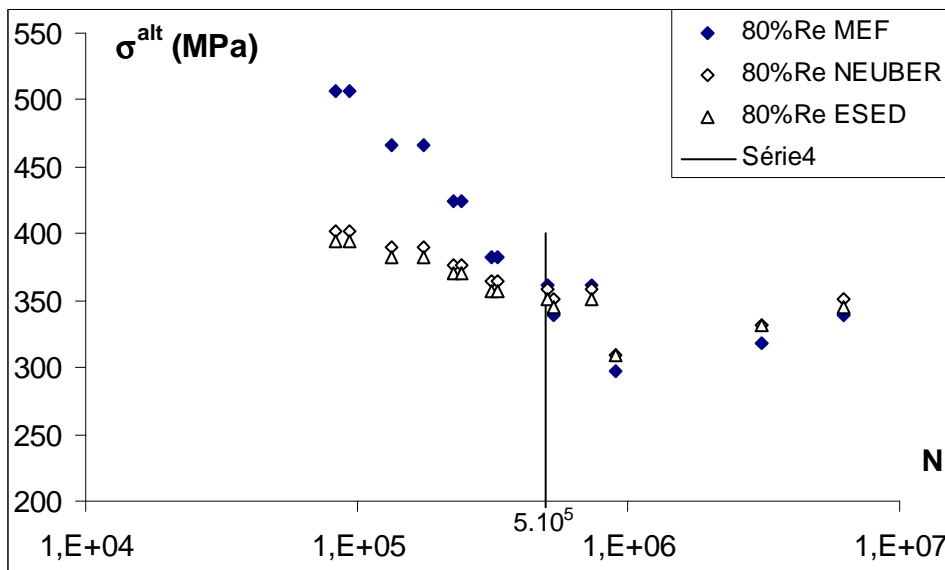


Figure 5.13 : Contraintes alternées équivalentes fournies par les modèles analytiques et le modèle EF pour les essais réalisés sous une précontrainte de 80%Re.

5.4.3 RESULTATS DE LA CARACTERISATION : CRITERE DE NEUBER - SINES

Nous avons donc repris le programme de caractérisation que nous avons élaboré et nous avons tenté de déterminer les paramètres du critère de SINES généralisé.

	P^{moy}	E (MPa)	A	B	γ	s (MPa)
Courbe 1	135	0	1029	0	0,072	12,3
Courbe 2	380	0	425	0	0,015	

Tableau 5.2 : Paramètres du critère de NEUBER-SINES.

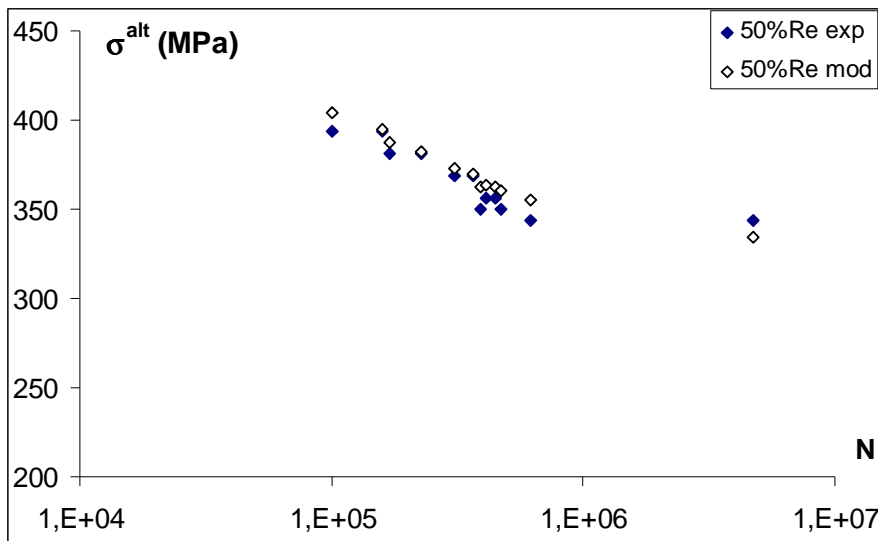


Figure 5.14 : Corrélation entre les points expérimentaux et ceux fournis par le modèle de NEUBER-SINES pour le niveau de précontrainte de 50% Re.

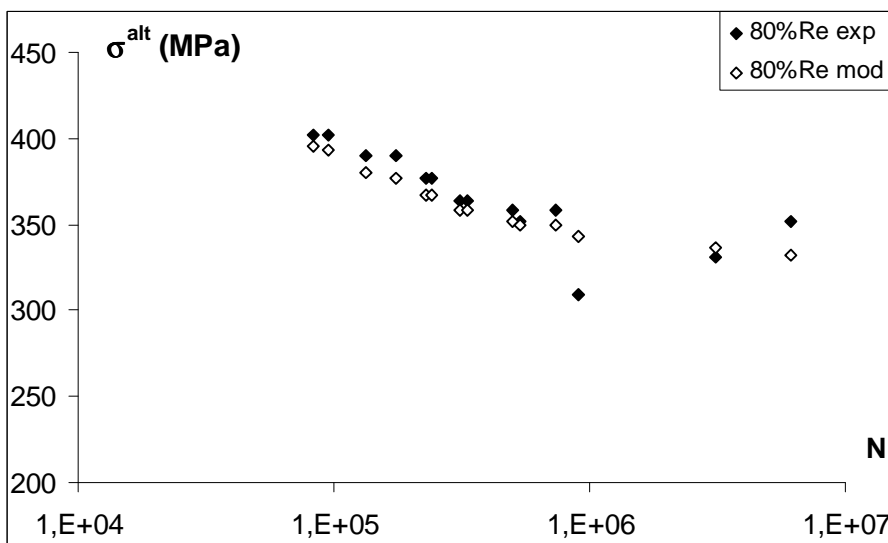


Figure 5.15 : Corrélation entre les points expérimentaux et ceux fournis par le modèle de NEUBER-SINES pour le niveau de précontrainte de 80% Re.

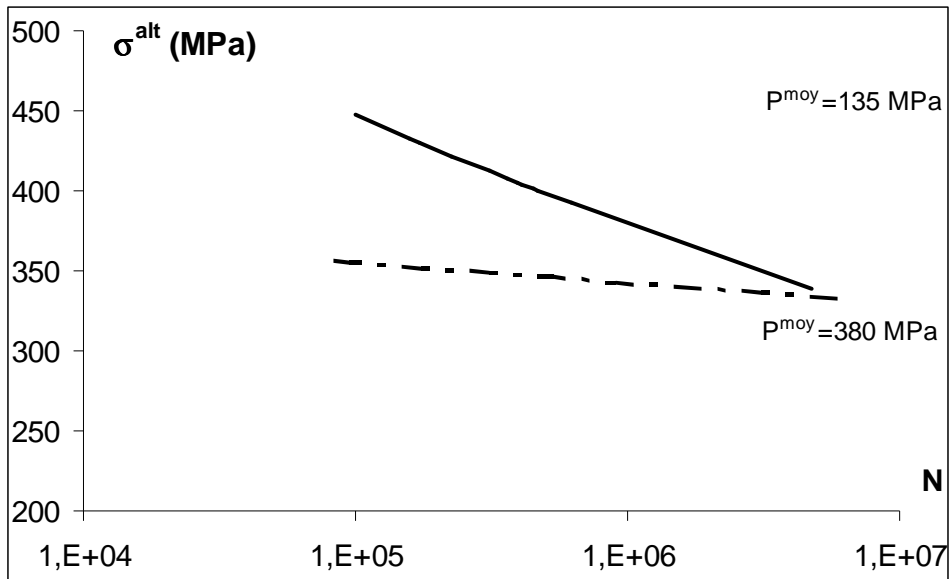


Figure 5.16 : Courbes de fatigue de référence pour le critère de NEUBER-SINES.

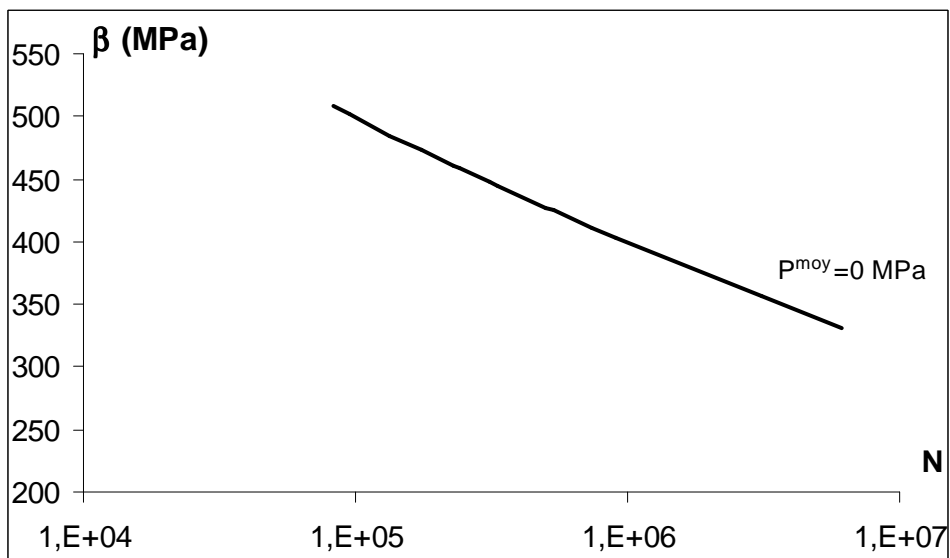


Figure 5.17 : Courbes $\beta(N)$ pour le critère de NEUBER-SINES.

Comme nous pouvons le constater, nous obtenons des résultats comparables à ceux que nous avons trouvé à partir des données fournies par le modèle éléments finis et les formes des courbes de référence ainsi que celle de la fonction $\beta(N)$ sont tout à fait réalistes.

Maintenant, il nous reste à voir si ce modèle nous permet de faire des prédictions de durées de vie réalistes. Pour cela, nous allons de nouveau utiliser les résultats des essais menés sous une précontrainte de 70% de la limite d'élasticité.

Pour ces essais (70%Re – 80 MPa et 90 MPa), les durées de vie expérimentales s'étendaient respectivement de $4,34.10^5$ à $2,25.10^6$ cycles et $3,02.10^5$ à $4,92.10^5$ cycles (tableau 5.3). Nous y rapellons les valeurs de P^{moy} et σ_{eq}^{alt} fournies par le modèle EF ainsi que le nombre de MEF cycles à rupture moyen correspondant.

σ^{alt} (MPa)	P^{moy} (MPa)	σ_{eq}^{alt} (MPa)	N moy	N expérimentaux				
80	338,08	189,50	$7,74.10^5$	$4,34.10^5$	$6,56.10^5$	$1,53.10^6$	$2,25.10^6$	$6,08.10^5$
90	510,48	213,13	$2,93.10^5$	$3,02.10^5$	$4,04.10^5$	$4,46.10^5$	$4,92.10^5$	

Tableau 5.3 : Valeurs prévisionnelles et expérimentales du nombre de cycles à rupture pour un boulon « standard » précontraint à 70% de la limite d'élasticité pour deux amplitudes de contrainte alternée.

Le tableau 5.4 récapitule les valeurs des quantités σ_{eq}^{alt} et P^{moy} ainsi que les nombres de cycles prévus par le modèle pour des risques de ruptures de 50%, de 10% et de 90%.

	P^{moy}	σ_{eq}^{alt}	$N_{50\%}$	$N_{10\%}$	$N_{90\%}$
70%Re-80 MPa	350	348	$8,58.10^5$	$1,34.10^5$	$6,39.10^6$
70%Re-90 MPa	330	360	$3,64.10^5$	$8,48.10^4$	$1,76.10^6$

Tableau 5.4 : Durées de vie fournies par le modèle de NEUBER-SINES pour différents niveaux de risque.

Les figures 5.18 et 5.19 permettent de constater plus facilement que les durées de vie expérimentales sont assez bien réparties autour des valeurs moyennes prévues par le modèle de NEUBER-SINES généralisé.

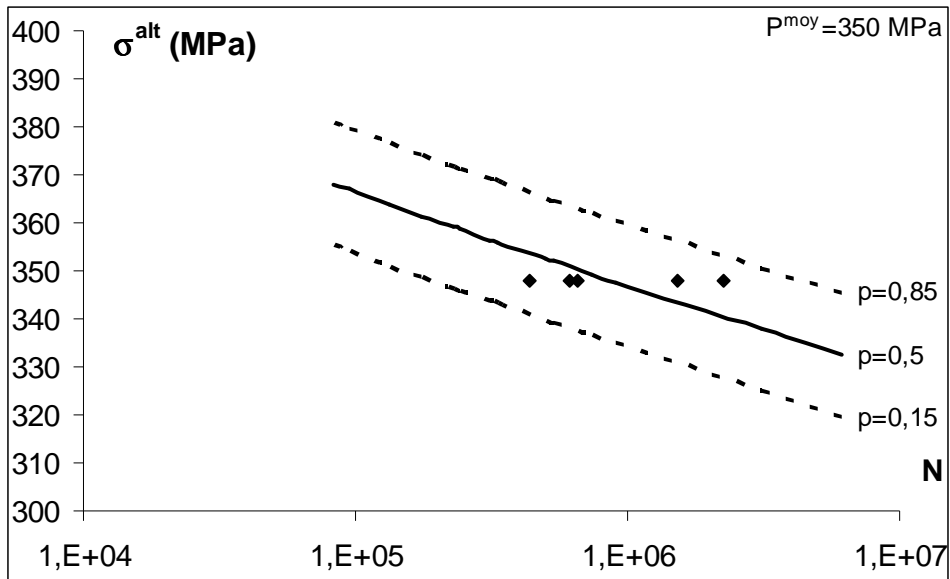


Figure 5.18 : Courbe moyenne et position relative des résultats des essais menés à 70% de la limite d'élasticité et une contrainte alternée de 80 MPa.

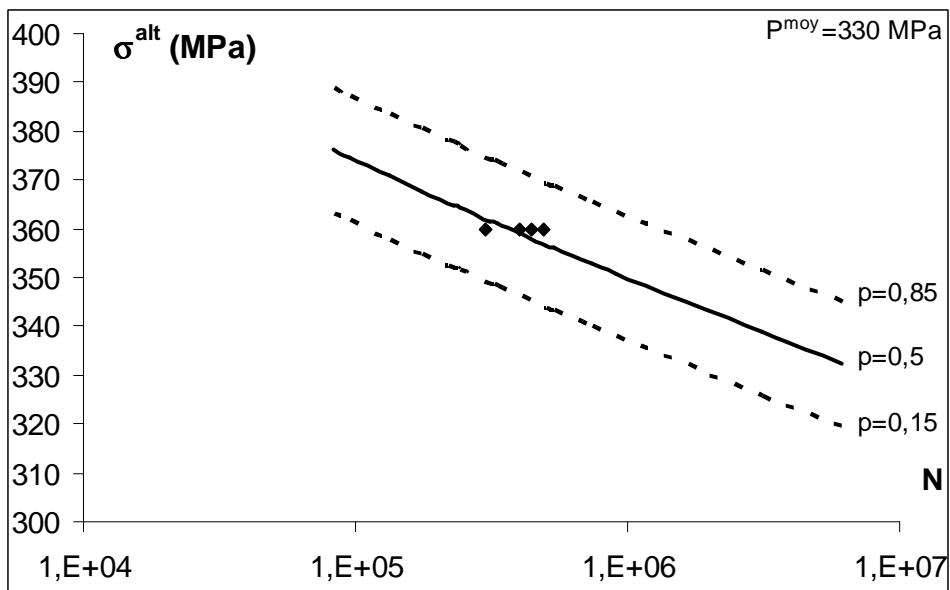


Figure 5.19 : Courbe moyenne et position relative des résultats des essais menés à 70% de la limite d'élasticité et une contrainte alternée de 90 MPa.

Ainsi, il apparaît possible d'utiliser la méthode de NEUBER généralisée pour prédire la durée de vie des boulons. Pour mieux rendre compte de la qualité de cette prédiction, nous avons comparé les durées de vie obtenues par cette méthode combinée NEUBER - SINES à celles prévues à l'aide de la combinaison MEF - SINES. Nous constatons un assez faible écart entre les deux modèles avec des durées de vie fournies par le modèle analytique plus élevées.

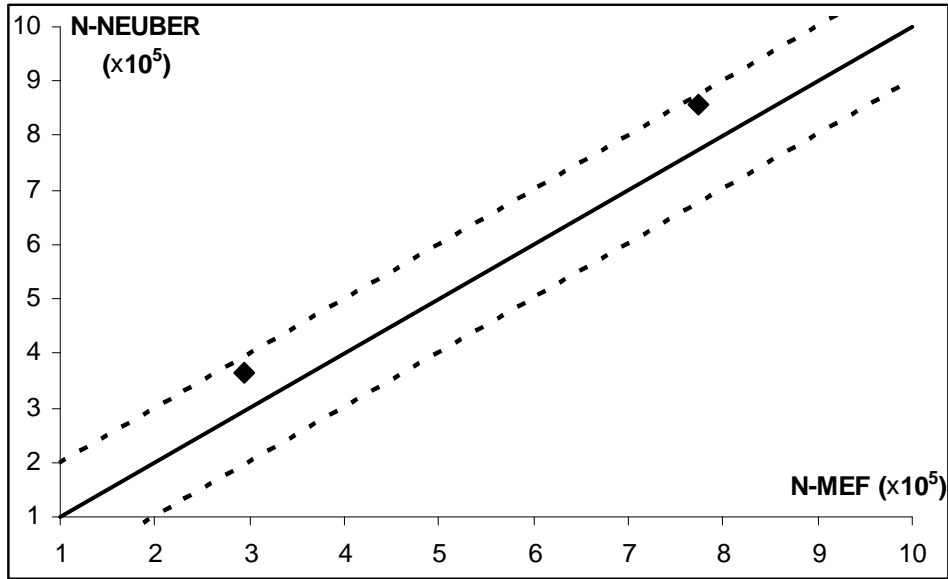


Figure 5.20 : Comparaison entre les durées de vie fournies par les modèles MEF-SINES et NEUBER-SINES

Le lecteur pourrait s'étonner de voir qu'avec des estimations des contraintes très éloignées de ce que fournit le modèle éléments finis, nous trouvons cependant des durées de vie assez semblables. En fait, nous cumulons les erreurs d'estimation entre les cas d'essais et les cas de validation dans le même sens, ce qui a pour effet d'en atténuer les effets. Mais il n'en reste pas moins vrai que le modèle analytique ne convient pas vraiment pour des durées de vie inférieures à $5 \cdot 10^5$ cycles.

5.4.4 RESULTATS DE LA CARACTERISATION AVEC LE CRITERE ESED – SINES

Nous avons procédé de la même façon avec les valeurs de pression hydrostatique moyenne et de contrainte alternée équivalente fournies par la méthode ESED. Les résultats de cette caractérisation sont fournis dans le tableau 5.5 et illustrés par les figures 5.21 et 5.22.

	P^{moy}	E (Mpa)	A	B	γ	s (MPa)
Courbe 1	230	0	546	0	0,027	8,76
Courbe 2	360	0	373	0	0,008	

Tableau 5.5 : Paramètres du critère de ESED-SINES.

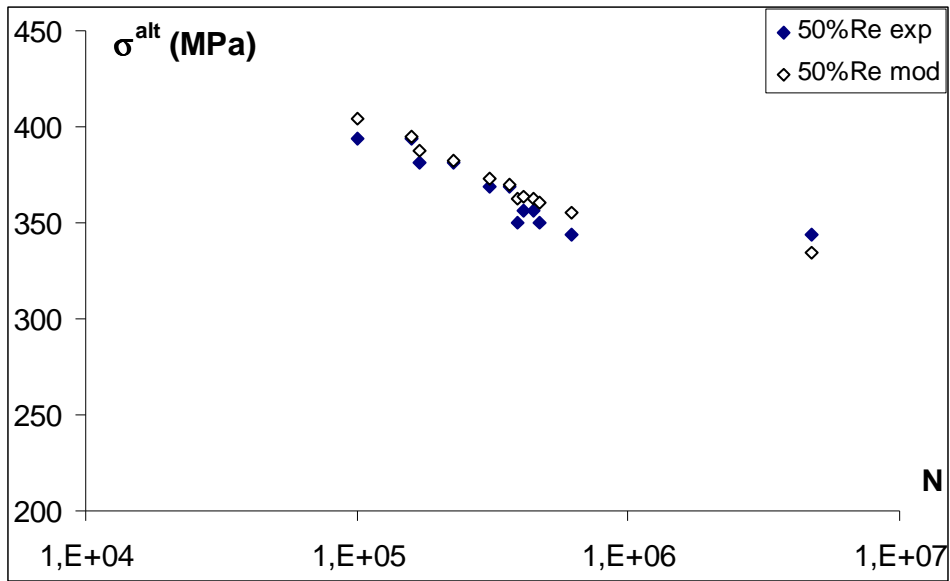


Figure 5.21 : Corrélation entre les points expérimentaux et ceux fournis par le modèle de ESED-SINES pour le niveau de précontrainte de 50% Re.

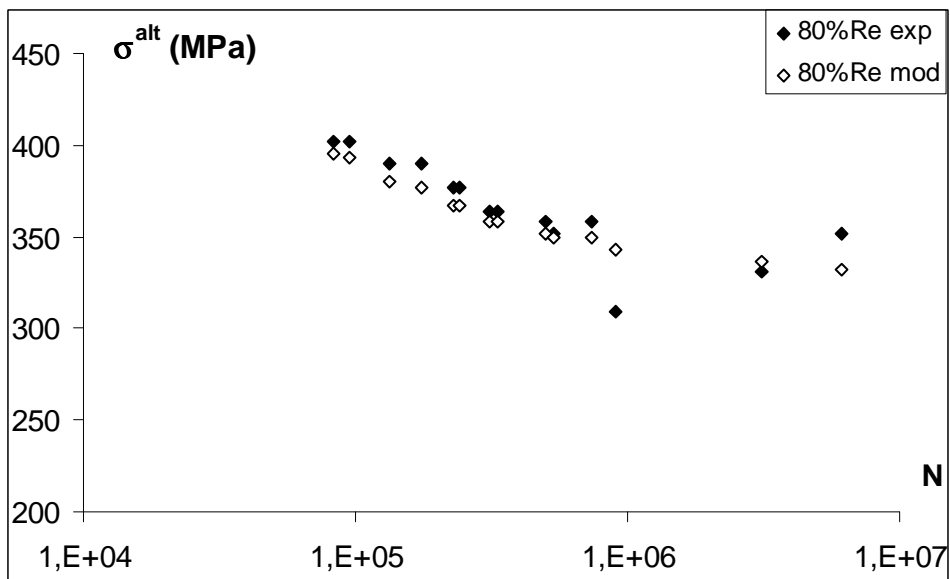


Figure 5.22 : Corrélation entre les points expérimentaux et ceux fournis par le modèle de ESED-SINES pour le niveau de précontrainte de 80% Re.

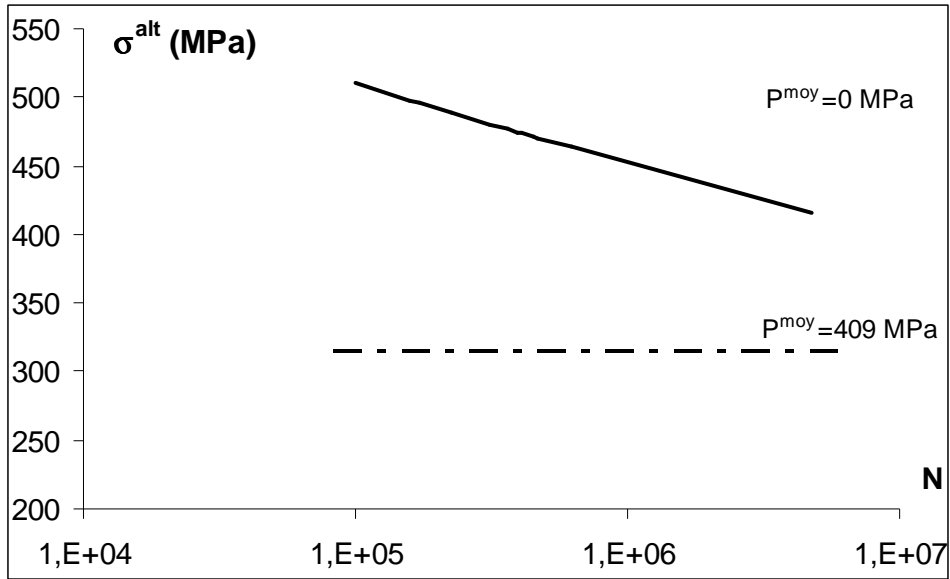


Figure 5.23 : Courbes de fatigue de référence pour le critère de ESED-SINES.

Les figures qui suivent illustrent la confrontation des résultats d'essais menés pour une précontrainte égale à 70% de la limite d'élasticité avec durées de vie fournies par le modèle analytique ESED-SINES.

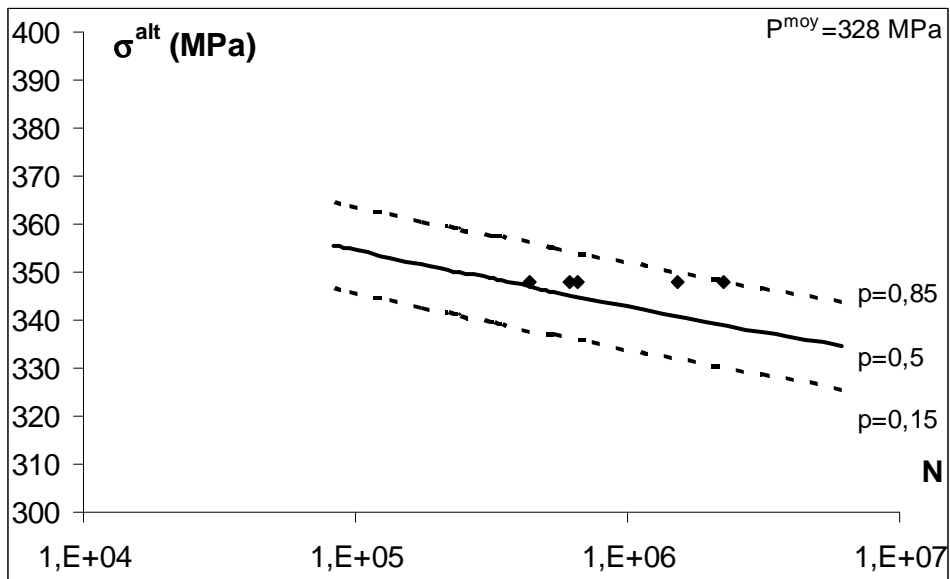


Figure 5.24 : Courbe moyenne et position relative des résultats des essais menés à 70% de la limite d'élasticité et une contrainte alternée de 80 MPa.

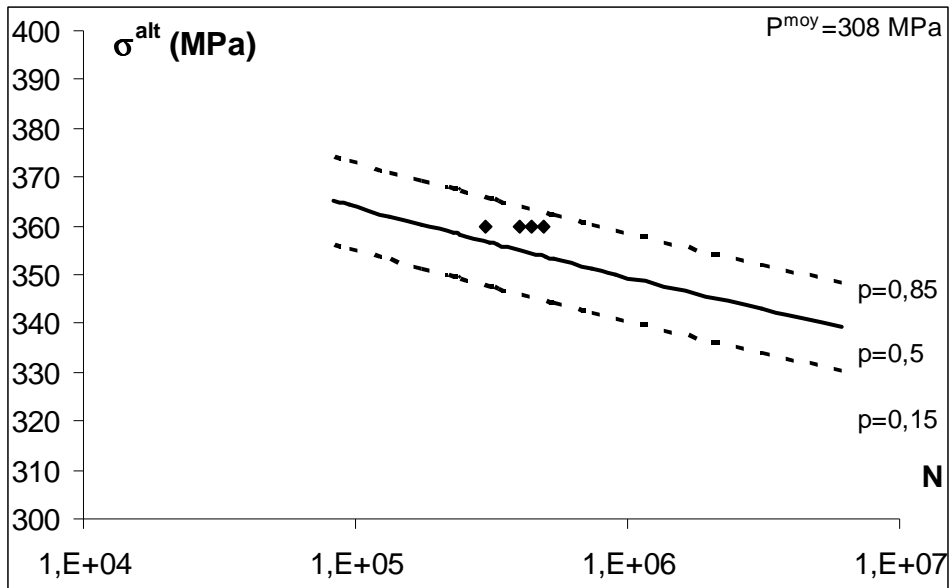


Figure 5.25: Courbe moyenne et position relative des résultats des essais menés à 70% de la limite d'élasticité et une contrainte alternée de 90 MPa.

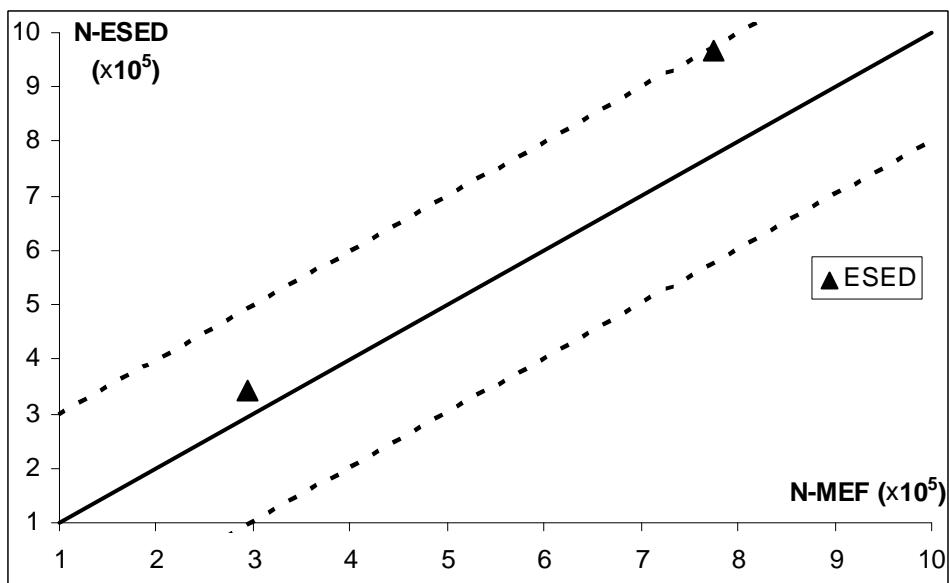


Figure 5.26: Comparaison entre les durées de vie fournies par les modèles MEF-SINES et ESED-SINES

6 CONCLUSION

Nous avons entrepris de tester les méthodes analytiques de détermination des contraintes en fond d'entaille et de les associer aux critères précédemment développés de façon à élaborer une démarche purement analytique de dimensionnement en fatigue des assemblages boulonnés. Les méthodes analytiques de détermination des contraintes en fond d'entaille sont relativement peu nombreuses. Nous avons choisi les deux méthodes les plus classiques à savoir la méthode basée sur la règle de NEUBER et la méthode dite ESED basée sur l'équivalence des densités d'énergie de déformation. Ces deux méthodes sont relativement simples à mettre en œuvre, ne nécessitent que peu de données bien qu'idéalement leur application aux chargements cycliques nécessiterait la détermination de la courbe d'érouissage cyclique. De plus, dans un certain nombre de cas, les résultats que ces deux méthodes fournissent encadrent les solutions fournies par les modèles éléments finis : la méthode ESED sous-estime les déformations, la méthode de NEUBER les surestime.

Dans notre cas, où il ne s'agit pas que d'une pièce entaillée sur laquelle l'effort est appliqué suffisamment loin de l'entaille, mais au contraire d'une entaille hélicoïdale avec une zone de chargement très proche puisqu'il s'agit du flanc du filet, l'encadrement ne s'observe que pour des chargements entraînant des durées de vie supérieures à 5.10^5 cycles et en deçà, nous observons une divergence assez conséquente.

Pour autant, nous avons persévéré dans notre démarche et nous avons déterminé, à l'aide de ces deux méthodes, les chargements correspondants à chacun des cas d'essais utilisés pour la caractérisation. Avec ces données, nous avons pu déterminer les paramètres matériaux du critère de SINES, ce qui nous a permis de faire des prédictions de durée de vie pour les cas d'essais de validation. Les durées de vie fournies par les méthodes NEUBER-SINES et ESED-SINES ont été systématiquement plus élevées que celles fournies par le modèle MEF-SINES. Cependant, l'écart reste raisonnable et la mise en œuvre relativement plus simple des méthodes analytiques peut justifier leur utilisation comme outil de dimensionnement dans le cadre d'un avant-projet finalisé.

Mais, en l'état actuel du travail, nous conseillons de n'utiliser ces modèles analytiques que pour des durées de vie supérieures à 5.10^5 cycles, ce qui permet de couvrir tout de même un assez large domaine de durées de vie.

Chapitre 6

Modélisation du roulage à froid des vis

1 INTRODUCTION : POURQUOI SIMULER LE ROULAGE ?

Ce qui différencie les boulons de “fabrication standard” de ceux de “fabrication spéciale” est la chronologie des opérations nécessaires à la fabrication des vis. Pour les premières, les opérations sont les suivantes : forgeage à chaud du lopin en vue d’obtenir la forme brute de la vis, roulage à froid du filet, traitement thermique (trempe à l’huile et revenu) permettant d’atteindre le niveau de caractéristiques mécaniques correspondant à la classe de boulon. Pour les secondes, les opérations sont les suivantes : forgeage à chaud du lopin, usinage, traitement thermique et enfin roulage à froid. Dans ce cas, il est évident que tous les filets de la vis sont le siège de contraintes internes, comme nous le constatons à la surface de toute pièce traitée par galetage ou grenailage [Réf. 80][Réf. 98] pour lesquelles la tenue en service en est améliorée [Réf. 99]. Il y a bien entendu un point commun entre ces deux types de traitement mécanique de surface et ce qui nous intéresse maintenant : la déformation plastique sur une faible profondeur. Or c’est le fait que ces déformations ne soient générées que sur une très faible profondeur qui entraîne l’apparition de contraintes résiduelles [Réf. 100] : en effet, ces déformations plastiques sont incompatibles entre elles et il apparaît, pour compenser ces incompatibilités, des déformations élastiques. Les déformations totales, sommes des déformations plastiques incompatibles et des déformations élastiques, sont quant à elles compatibles. Les contraintes résiduelles, pour leur part, sont liées aux déformations élastiques. Dès lors, nous concevons aisément que, si le chargement est suffisamment important pour entraîner une nouvelle plastification, les déformations plastiques initiales puissent évoluer modifiant du même coup le niveau de contraintes résiduelles [Réf. 83, 101 et 102]. Ce phénomène de relaxation des contraintes résiduelles a été particulièrement étudié dans le cas du grenailage de précontrainte. Ces contraintes résiduelles, si elles n’influent pas particulièrement en traction monotone, ont une influence non négligeable en fatigue. Par exemple, il a été montré que le grenailage peut permettre un gain en fatigue qui peut atteindre 20 à 30% [Réf. 103].

Pour les boulons, nous avons pu également constater un gain non négligeable sur la tenue en fatigue. Cependant, et c'est principalement cela qui nous a amené à nous intéresser au procédé de roulage du filet, ce gain qui peut atteindre 50% (par rapport aux boulons « standards », à même limite d'élasticité) pour une précontrainte à hauteur de 50% de la limite d'élasticité, disparaît presque complètement pour des niveaux de précontrainte élevés (de l'ordre de 90% de la limite d'élasticité). Nous retrouvons là l'effet de relaxation bien connu en grenailage, où, pour effectuer des prédictions de durée de vie, il ne faut considérer que le niveau de contraintes résiduelles stabilisé, celui obtenu après relaxation. Au regard des résultats de fatigue, il semble que l'intensité de la relaxation soit telle que nous ne profitons plus de cet effet bénéfique des contraintes résiduelles. Il se pose alors la question suivante : étant donné le surcoût que présentent les boulons de « fabrication spéciale », coût dix fois plus élevé que celui des boulons de « fabrication standard », pour un même matériau et un même niveau de caractéristiques mécaniques, est-il nécessaire d'utiliser ces éléments lorsque le niveau de précontrainte est élevé, ce qui correspond la plupart des cas industriels ?

Face à cet enjeu, il nous a paru important d'initier une étude sur ce sujet.

Nous nous sommes donc attaché à déterminer le niveau de contrainte résiduelle en fond de filet. Pour cela, nous avons utilisé deux méthodes : une modélisation 3D par éléments finis à laquelle nous avons associé une démarche expérimentale pour tenter d'établir une corrélation avec des mesures de microdureté sur les filets. Cette approche a été mise en œuvre au cours d'un stage de MASTER Recherche [Réf. 104]. Plus tard, nous avons pu effectuer des mesures par diffraction de rayons X au centre ESRF (European Synchrotrons Research Facilities) situé à GRENOBLE.

Dans ce chapitre, après un rapide rappel sur le roulage, nous allons résumer le travail qui a été réalisé au cours de ce stage de MASTER Recherche et qui a servi de point de départ au travail que nous avons mené ces derniers mois. Puis nous présenterons les résultats obtenus avec un modèle éléments finis 3D à deux molettes à profil circulaire (et non hélicoïdal). Enfin, après avoir rappelé quelques notions élémentaires de diffraction des rayons X, nous présenterons les résultats des mesures qui ont été faites à l'ESRF de Grenoble.

2 LE PROCÉDE DE ROULAGE

2.1 HISTORIQUE

Les premiers essais de roulage des filets remontent au début du XIX^e siècle. La mise en application pratique, limitée à la fabrication de vis, boulons et rivets, a commencé au début du XX^e siècle. Au départ la qualité des produits était très médiocre à cause de la matière première, de l'usinage de l'outillage et de la précision précaire des machines. En améliorant ces trois facteurs, le procédé du roulage à froid a été accepté par l'industrie de la visserie en 1930. Puis, durant la seconde guerre mondiale, l'industrie aéronautique nord-américaine a imposé ce procédé pour certains filetages.

Depuis, cette technique s'est imposée dans de nombreux secteurs d'activité de pointe.

2.2 PRINCIPE DU ROULAGE

Le roulage consiste à former une pièce de révolution sans copeaux, par déformation. Un outillage spécifique constitué de deux cylindres, appelés molettes, comportant le même profil que la pièce à réaliser, est placé sur une machine semblable à une presse. Les molettes se rapprochent de la pièce en tournant et pénètrent la matière, entraînant en rotation la pièce, jusqu'à la déformer et reproduire leur profil sur celle-ci. La pièce est en équilibre instable et est maintenue par une réglette qui peut être remplacée par un galet tournant qui induit moins de frottement. Au cours du roulage, on assure une lubrification abondante à l'huile.

Grâce à ce procédé, la matière est déformée et elle vient épouser la forme des molettes. Le diamètre de la pièce augmente, le creux du filet entraînant des excroissances de matière pour former la tête du filet en même temps que le creux se forme.

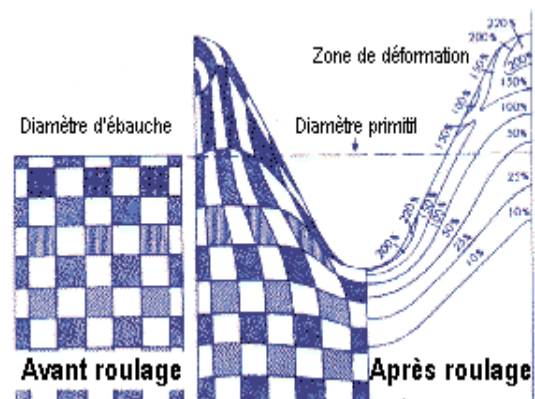


Figure 6.1: Déformation de la matière avant roulage et après roulage (taux de déformation)



Figure 6.2: Machine à rouler à deux molettes.

2.2.1 LES TECHNIQUES DE ROULAGE A DEUX MOLETTES

Pour cette méthode de roulage à deux molettes, il existe deux variantes : le roulage *en plongée* et le roulage *en enfilade*.

Dans la première technique, le roulage en plongée, la vis est filetée sans se déplacer et la longueur du filetage dépend de la largeur des molettes. Dans ce cas, l'angle d'hélice des molettes est égal à l'angle d'hélice de la vis, le diamètre des molettes est un multiple (n) exact du diamètre de la vis et chaque molette a donc n entrées.

Dans la seconde technique, le roulage en enfilade, la barre se déplace entre les molettes, ce qui permet de fileter de très grandes longueurs.

Les vis d'assemblage sont systématiquement réalisées avec la première technique.

2.2.2 AVANTAGES DU ROULAGE

Le roulage à froid est reconnu pour présenter de nombreux avantages par rapport à l'autre procédé d'obtention du filet, l'usinage.

- Les fibres ne sont ni coupées ni rompues pendant le roulage (figure 6.3.a) mais déformées, contrairement aux filetages obtenus par la méthode du taillage (figure 6.3.b).

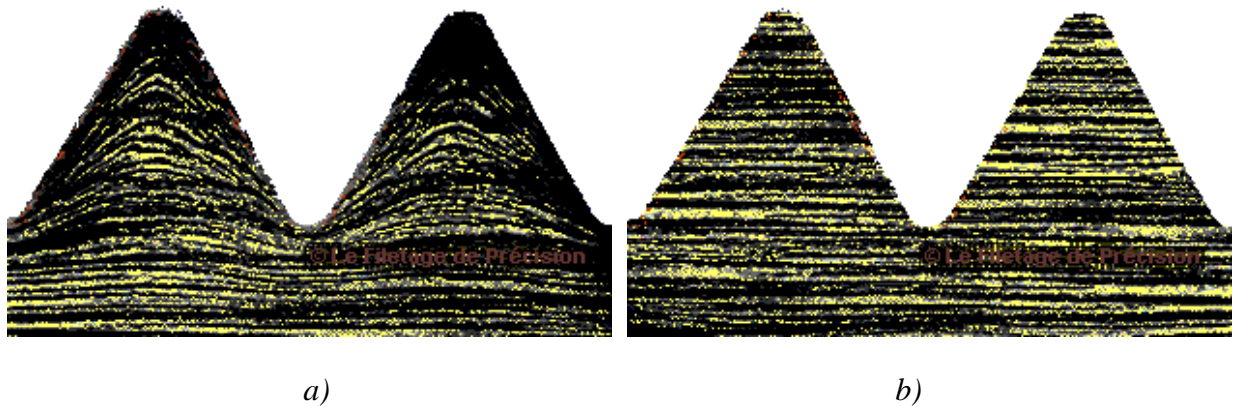


Figure 6.3: Filetage roulé(a) et filetage taillé(b) (<http://www.filetage.com>)

- le roulage améliore les caractéristiques mécaniques en écrouissant la matière ;
- les taux de déformations peuvent atteindre 200% en fond de filet et de 100 à 200% sur les flancs entraînant ainsi une très forte augmentation de la dureté superficielle (jusqu'à 30%) et générant un état de compression s'opposant d'une part à l'amorçage des fissures puis à leur propagation ce qui améliore la tenue en fatigue ;
- il supprime les amorces de rupture en glaçant la surface ce qui améliore la résistance à l'oxydation et diminue les frottements mécaniques avec les écrous ;
- c'est un procédé plus économique en matière (de 25% pour les petits diamètres à 15% pour des diamètres plus important) et en temps ;
- le niveau de précision de la machine à rouler est très grand ($\pm 0,01$ mm sur les flancs). Il n'y a aucun copeau.

3 DETERMINATION DES CONTRAINTES RESIDUELLES PAR LA METHODE DES ELEMENTS FINIS

3.1 LE PREMIER MODELE ELEMENTS FINIS

3.1.1 LE MODELE

Ce travail, commencé au cours d'un stage de MASTER Recherche proposé dans le cadre de notre travail de thèse, avait pour objectif de modéliser le roulage du filet de la vis à l'aide de deux molettes. Il a été réalisé en utilisant le logiciel ABAQUS –STANDARD. Après plusieurs phases de réglage du modèle, nous avons tout d'abord obtenu une modélisation du roulage d'une gorge circulaire, mais en conservant le profil d'un filet de vis. La figure 6.4 illustre ce premier modèle mis en place. Le barreau a un diamètre de 9 mm et les molettes ont un diamètre 5 fois plus grand.

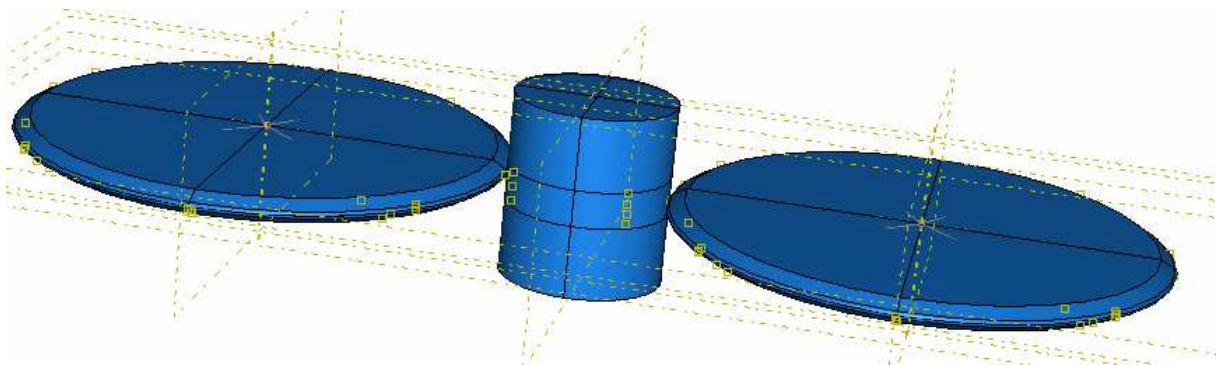


Figure 6.4 : Premier modèle éléments finis pour la modélisation du roulage d'une gorge circulaire de même profil qu'un filet de vis.

Les propriétés mécaniques du matériau de la vis sont celles dont nous nous sommes déjà servis dans le modèle éléments finis des vis « spéciales » et qui ont été déterminées à partir d'essais sur éprouvettes lisses prélevées dans les vis ($E=198$ GPa, $\nu=0,3$ et $Re= 815$ MPa). Quant aux molettes, elles sont considérées comme des corps rigides.

3.1.2 LES CONDITIONS AUX LIMITES ET LA PROCEDURE DE SIMULATION

Les conditions aux limites appliquées aux trois pièces du modèle sont les suivantes. Les deux molettes sont assujetties à conserver leur axe vertical. Les points centraux des deux sections extrêmes du barreau sont bloqués uniquement suivant les directions transverses de façon à permettre une éventuelle variation de longueur du barreau.

Avec ces conditions limites, le processus de roulage se déroule en cinq étapes :

- pénétration horizontale des deux molettes à la vitesse de 0,5mm/sec ;
- rotation des deux molettes à la vitesse angulaire de 2π rads/sec autour de leur axe de sorte que le barreau effectue un demi-tour sur lui-même ;
- pénétration horizontale des deux molettes de 0,2mm/sec ;
- rotation des deux molettes à la vitesse de 2π rads/sec ;
- retrait des molettes.

3.1.3 LES RESULTATS

Le figure 6.5 illustre les premiers résultats obtenus. Comme nous pouvons le constater sur la seconde figure, la matière, sur une profondeur d'environ 1,8 mm, est mise en compression ce qui génère des tensions dans le reste de la section. Ce profil semble assez réaliste.

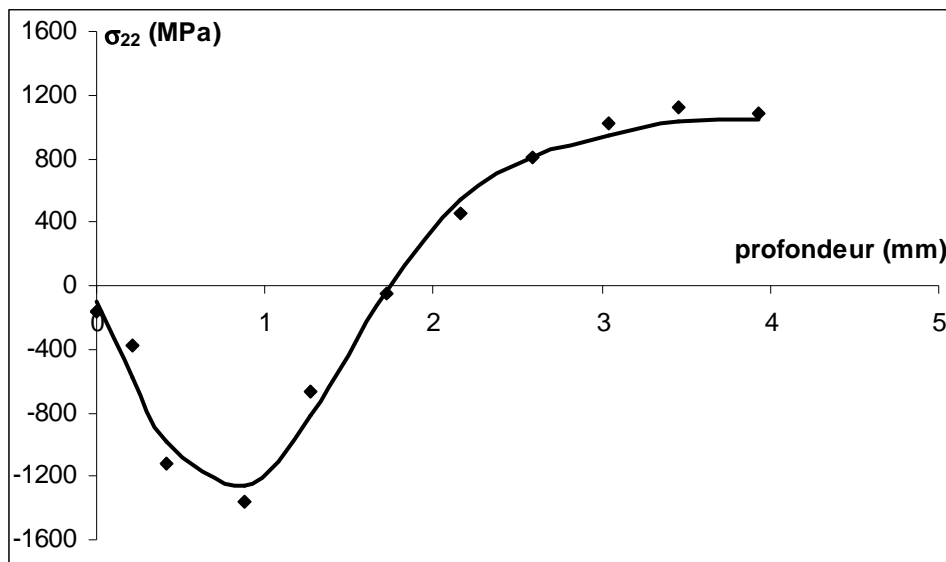


Figure 6.5 : Allure de la répartition des contraintes résiduelles axiales dans la section médiane du filet obtenu par simulation d'un filet circulaire (ABAQUS-STANDARD).

3.1.4 VALIDATION DE LA SIMULATION

Pour pouvoir apprécier la pertinence du modèle développé, nous avons mis en œuvre en parallèle une démarche expérimentale de mesure de microdureté dans la section du filet. L'idée de cette démarche est la suivante :

- dans un premier temps, nous avons réalisé sur un ensemble d'éprouvettes de traction prélevées dans des vis « spéciales » des essais de traction interrompus à différents niveaux de déformation plastique ; ces éprouvettes ont ensuite été tronçonnées et les échantillons ainsi obtenus (3 par éprouvettes) ont été enrobés puis polis (jusqu'au grade de 1000) ; nous avons alors effectué des mesures de microdureté Vickers (sous 1000 grammes) en surface de ces échantillons de façon à établir une première loi de corrélation entre le taux de déformation plastique et la microdureté ;

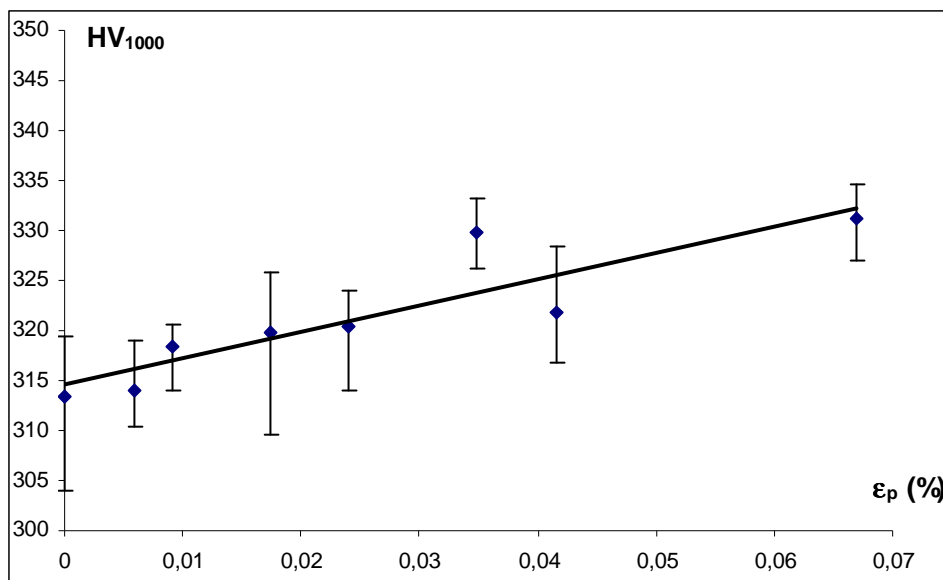


Figure 6.6 : Loi de corrélation entre la microdureté HV_{1000} – ϵ_{eq}^p .

- dans un deuxième temps, un petit nombre de vis a été préparé de façon à obtenir des coupes longitudinales de la longueur filetée ; Ces différents échantillons ont été enrobés puis polis et nous avons effectué des mesures de microdureté Vickers (sous 1000 grammes) de façon à établir une cartographie de microdureté ;



Figure 6.7 : Coupe longitudinale d'une vis.

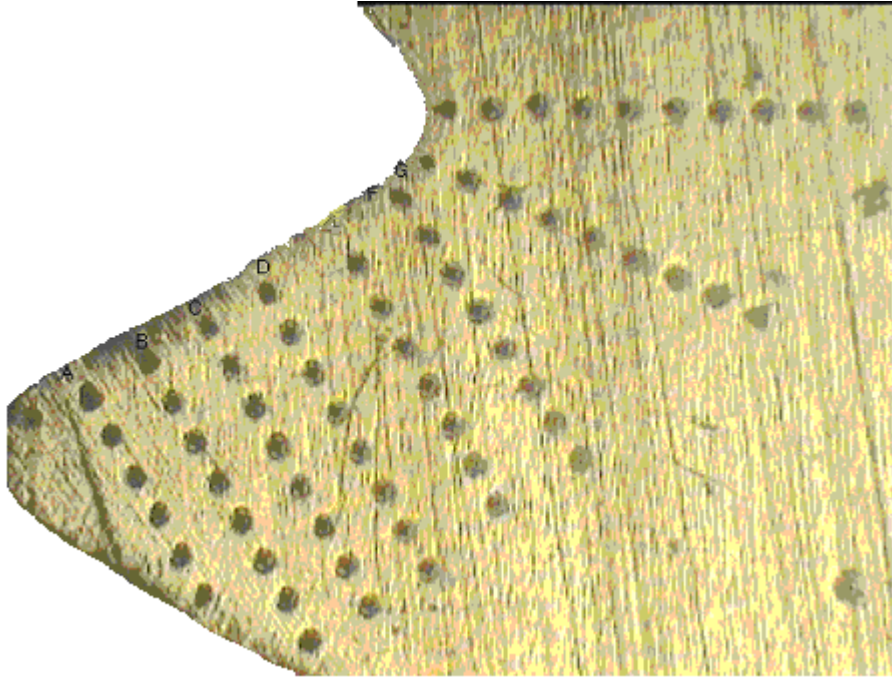


Figure 6.8 : Mesures de microdureté sur un filet de vis « spéciale ».

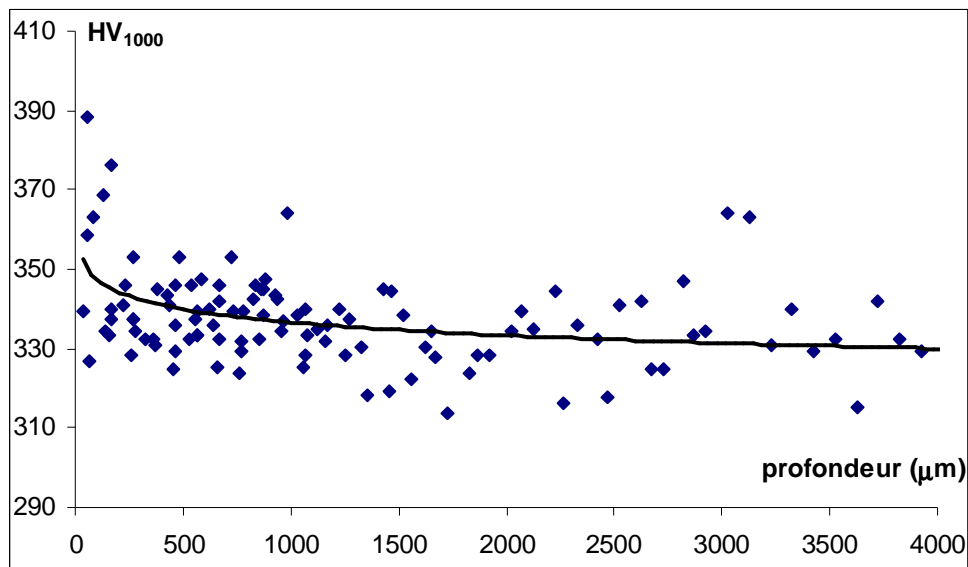


Figure 6.9 : Evolution de la microdureté avec la profondeur dans la section médiane des fonds de filets.

- à partir de ces mesures de microdureté (sur 5 filets), qui comme nous pouvons le voir sur la figure 6.9, présente une très grande dispersion, et à l'aide de la courbe de corrélation microdureté-taux de déformation plastique équivalente, nous avons pu établir une cartographie des déformations plastiques équivalentes.

- à partir du modèle éléments finis, nous avons établi la même cartographie que nous avons pu comparer à la précédente.

Comme nous pouvons le voir pour la section médiane, cette comparaison n'est pas du tout concluante. Le modèle éléments finis fourni des valeurs bien plus élevées que ce qui a pu être déduit des mesures de microdureté.

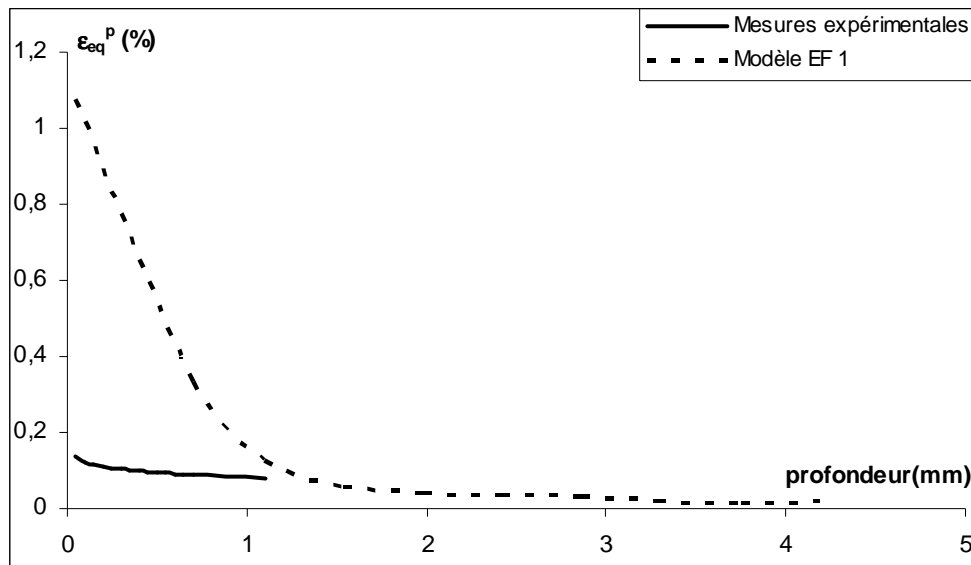


Figure 6.10 : Comparaison entre les évolutions des déformations plastiques équivalentes fournies par le modèle EF et la traduction des mesures de microdureté sur filet.

3.1.5 CONCLUSIONS SUR CE PREMIER MODELE

Au vu de ces résultats, il nous est assez difficile de conclure. Le profil des contraintes résiduelles axiales nous semble assez réaliste, bien que le niveau de compression nous paraisse un peu étonnant pour un traitement mécanique. Le niveau de déformation plastique équivalente paraît également bien trop élevé en regard des valeurs que nous avons pu déduire par l'approche expérimentale qui, certes, présente elle-même une assez grande incertitude.

Nous pensons qu'en tout état de cause, le profil obtenu ne peut être celui attendu dans la mesure où nous n'avons modélisé le roulage que d'un seul filet.

3.2 LES AUTRES MODELES ELEMENTS FINIS

Nous avons repris ce premier travail de simulation et nous avons développé d'autres modèles dans lesquels les molettes permettent de reproduire plusieurs filets, mais toujours circulaire. L'objectif était de savoir si le nombre de filets obtenus avait une influence sur les valeurs des contraintes résiduelles.

Pour l'élaboration de ces autres modèles, la principale contrainte a été la puissance de calcul nécessaire. Nous avons alors opté pour la version « EXPLICIT » du logiciel ABAQUS, version mieux adaptée pour ces problèmes où les déformations sont importantes. Les deux modèles développés permettent de reproduire respectivement 3 et 5 filets circulaires. Nous avons également repris le modèle à un seul filet et nous avons aussi essayé un modèle à 7 filets. Mais, pour ce dernier modèle, la puissance de calcul s'est avérée insuffisante.

Pour ces modèles, les conditions limites sont identiques à celles mises en œuvre dans le premier modèle et la procédure également. Les figures illustrent les simulations réalisées.

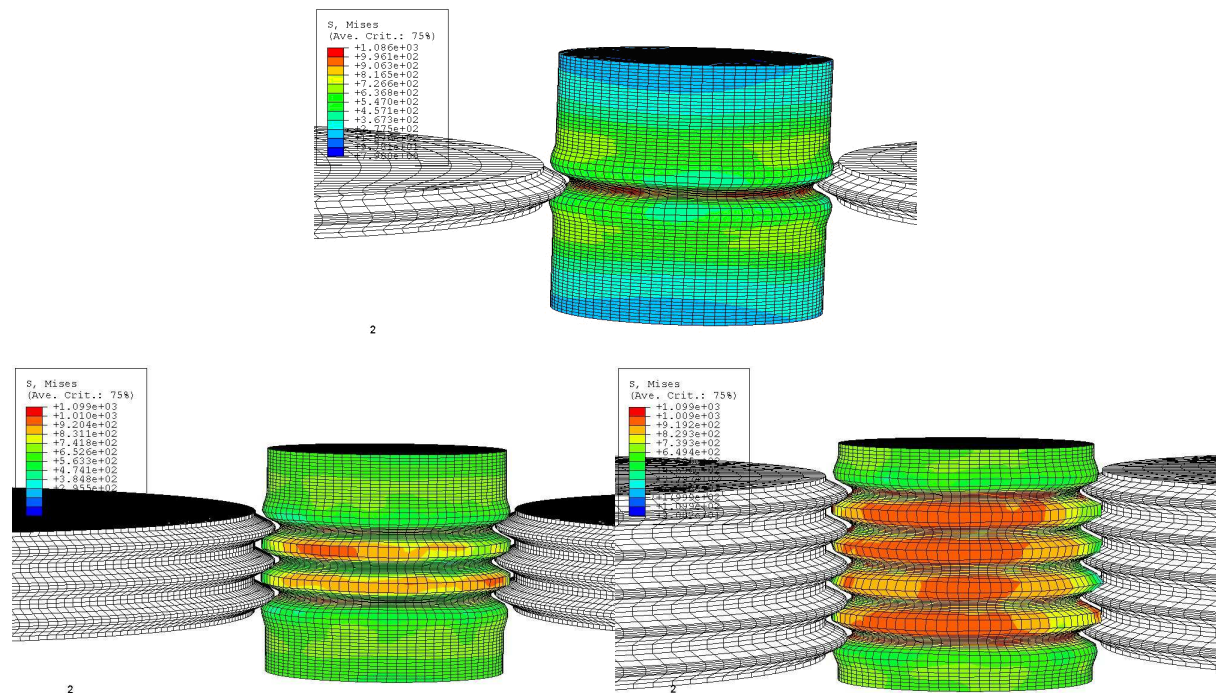


Figure 6.11 : Simulation du roulage d'une « vis » à un, trois et cinq filets circulaires.

3.3 LES CONTRAINTES RESIDUELLES

Pour chacun des modèles, nous avons relevé les tenseurs des contraintes résiduelles dans la section médiane du fond du filet central. Les figures qui suivent illustrent les valeurs de ces contraintes dans la direction axiale. Les profils sont tracés par interpolations polynomiales à partir des résultats fournis par le code.

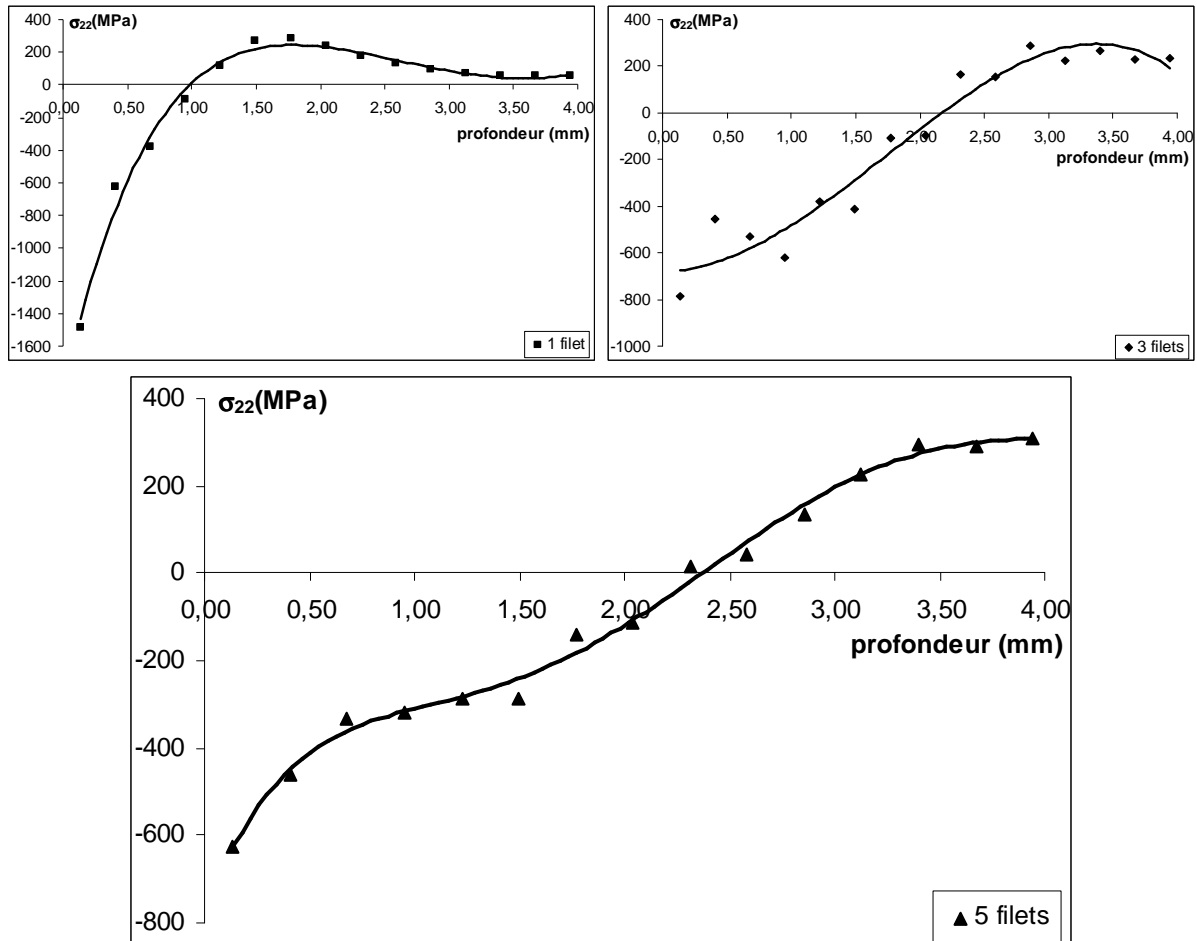


Figure 6.12: Profil de la contrainte résiduelle axiale pour les différents cas de simulation.

Comme nous pouvons le constater sur ces figures, le nombre de filets a une influence non négligeable sur les résultats. Cependant, la profondeur de la couche en compression nous semble être trop importante (sauf pour le modèle à un seul filet) et les champs de contraintes ne semblent pas être auto-équilibrés (impression confirmée par des calculs d'intégrales), ce qui est contraire au principe des contraintes résiduelles. Nous sommes donc encore loin du résultat.

A défaut de résultats pour sept filets, nous nous sommes posé la question de l'influence de la longueur de la tige sur le résultat final. Nous avons donc allongé la tige dans le modèle à cinq filets. La figure 6.13 montre les résultats obtenus pour les deux longueurs. Nous constatons que si le profil n'est pas trop affecté dans sa forme, l'épaisseur en compression est quant à elle bien affectée puisque nous passons de 2,3 mm pour la tige courte à 2 mm pour la tige longue (ce qui, à priori, est encore beaucoup trop important).

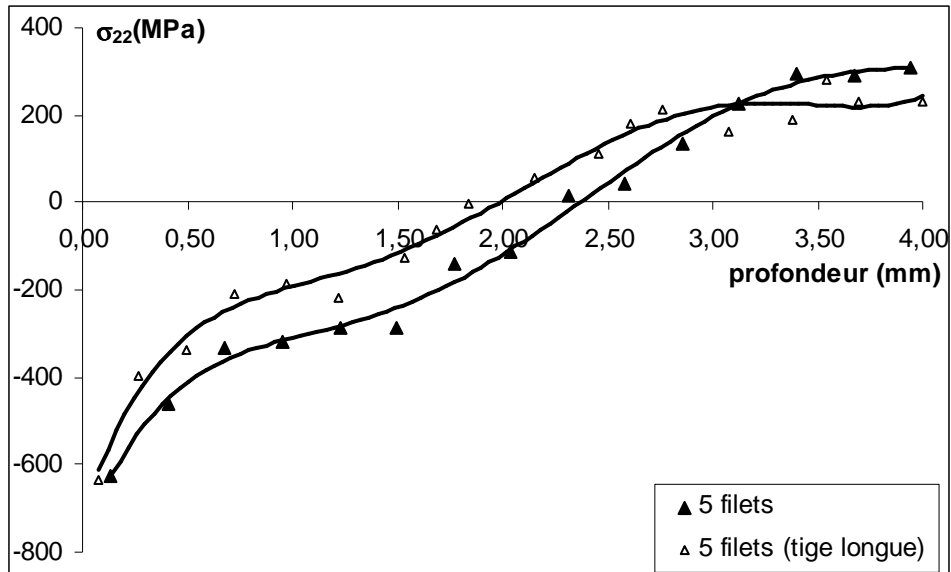


Figure 6.13 : Profil de la contrainte résiduelle axiale pour les modèles à 5 filets.

Nous devons malheureusement nous contenter de ces premiers résultats.

4 LES MESURES EXPERIMENTALES DES CONTRAINTES RESIDUELLES

4.1 MESURES EXPERIMENTALES DES CONTRAINTES RESIDUELLES

La détermination expérimentale des contraintes résiduelles dans les couches superficielles des pièces traitées par voie mécanique ou thermochimique constitue un champ de recherche très largement développé. Les premières analyses par diffraction des rayons X datent de 1925 et ont connu depuis de très importants développements. La bibliographie à ce sujet est désormais très vaste et pour des raisons évidentes de difficultés choix de références et pour ne pas allonger inutilement la liste des références bibliographiques de ce mémoire, nous limiterons les références. Cependant, nous allons à présent en rappeler le principe [Réf. 105 - 106].

4.1.1 PRINCIPE DE LA MESURE DES CONTRAINTES PAR DIFFRACTION

Lorsqu'un faisceau monochromatique ou polychromatique (longueur d'ondes λ constante ou variable) arrive sur un matériau cristallin, une partie du rayon incident est diffracté (même longueur d'onde) par les atomes du cristal. Pour observer l'intensité de ce faisceau réémis (ou faisceau diffracté), il est nécessaire que les rayons diffractés par les atomes soient en phase. Cette condition de diffraction est connue sous le nom de *loi de Bragg* [Réf. 107] et s'écrit :

$$2d\sin\theta=n\lambda \quad (6.1)$$

avec d la distance inter-réticulaire, θ l'angle que fait le rayon incident ou diffracté avec le plan réticulaire et n l'ordre de réflexion (nombre entier).

La figure ci-contre illustre ces dénominations.

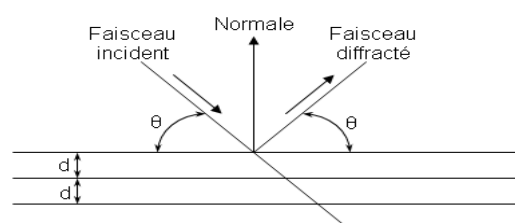


Figure 6.14 : Illustration de la loi de Bragg.

Lorsque le réseau cristallin n'est pas déformé, c'est-à-dire qu'il n'est soumis à aucune contrainte, les angles de diffraction sont parfaitement définis et dépendent de la longueur d'onde λ et des systèmes de plans diffractants utilisés, caractérisés par leur distance inter-réticulaire d . Par contre, dès que le réseau cristallin est sollicité, par exemple du fait des contraintes résiduelles, les angles de diffraction changent et les pics de diffraction se déplacent. En différenciant la loi de Bragg, il vient l'équation suivante :

$$\frac{\Delta d}{d_{hkl}} = -\cotan \theta_{hkl} \Delta \theta \quad (6.2)$$

Ainsi, en assimilant les plans cristallographiques à des micro-jauges extensométriques, il est possible de déterminer les déformations à l'échelle cristalline :

$$\varepsilon_{hkl} = \frac{\Delta d}{d_{hkl}} = -\cotan \theta_{hkl} \Delta \theta \quad (6.3)$$

La mesure de ces déformations dans plusieurs directions permet de déterminer le tenseur des déformations dans le volume élémentaire représentatif (VER) qu'il convient de bien définir pour qu'il soit représentatif de l'état métallurgique et mécanique du matériau. La détermination du tenseur des contraintes sur ce VER nécessite la connaissance des constantes élastiques radiocristallographiques qui dépendent des directions cristallines [Réf. 108].

Si cette méthode de mesure des contraintes est simple à mettre en œuvre, elle est limitée à la mesure des contraintes superficielles : en effet, la pénétration des rayons X, (onde de type électromagnétique de longueur d'onde du même ordre de grandeur que les dimensions atomiques de la matière (0,7 à 2 Å), est très faible (profondeur d'atténuation de quelques dizaines de microns). Si l'on cherche à déterminer le profil de ces contraintes dans l'épaisseur des couches traitées (souvent de l'ordre de quelques dixièmes de millimètres, voir quelques millimètres en cémentation), il est nécessaire de procéder à des enlèvements de matière successifs. Mais à chaque fois que l'on enlève une couche de matière, une partie des contraintes résiduelles se relaxe. Il faut alors procéder à un calcul inverse pour, à partir des mesures des déformations après chaque enlèvement de matière, remonter au champ de contraintes résiduelles [Réf. 109]. Si cette méthode est facilement applicable dans le cas de pièces de géométries simples, pouvant être considérées comme des massifs semi-infinis, il n'en est plus de même pour des géométries complexes : elle est inapplicable. On retrouve cette même limitation (pénétration insuffisante) pour déterminer les contraintes résiduelles à l'interface substrat-dépôt CVD et autres.

4.1.2 MESURE DES CONTRAINTES PAR DIFFRACTION DE RAYONS X

Pour déterminer ces dernières ou bien encore déterminer les contraintes résiduelles en profondeur sur des pièces traitées de géométrie complexe, deux recours : la diffraction des rayons X [Réf. 110-111] et la diffraction de neutrons [Ref. 112].

Découvert en 1978, la diffraction des rayons X est un rayonnement électromagnétique émis par des particules chargées se déplaçant à très grande vitesse suivant une trajectoire circulaire. L'émission couvre un large spectre de longueurs d'onde (10^{-1} à 10^3 \AA). Dans les synchrotrons, (appellation des installations permettant de générer ce type de rayonnement) comme celui de l'European Synchrotron Research Facilities « ESRF » situé à GRENOBLE, les électrons sont accélérés jusqu'à de très grandes vitesses et déviés à l'aide de dipôles magnétiques les forçant à suivre une trajectoire circulaire dans un tunnel mis sous vide (storage ring). L'énergie perdue par rayonnement est périodiquement ré-équilibrée par un système de radio-fréquences. Les rayonnements X sont récupérés sur des bancs, appelés « ligne de lumière » (beam line), placés tangentiellement sur le tunnel d'accélération.

La figure 6.15 illustre l'installation de l'ESRF de GRENOBLE [Réf 113], synchrotron de troisième génération équipé d'un accélérateur primaire linéaire (Linac) et d'un « booster synchrotron », sorte de sas d'accélération, permettant d'obtenir une énergie très importante (6 GeV). Les différents équipements de cette installation permettent d'obtenir des propriétés de rayonnement facilement adaptables aux besoins expérimentaux [Réf. 114].

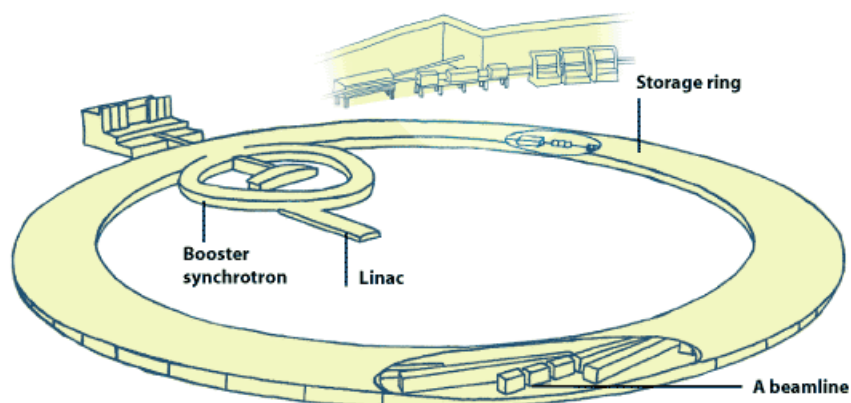
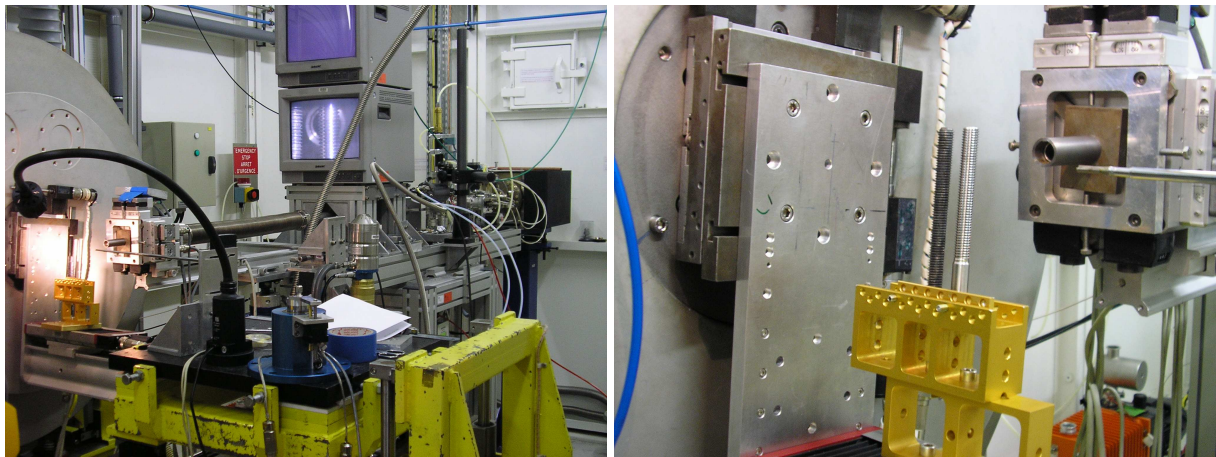


Figure 6.16 : Synchrotron de l'ESRF de GRENOBLE

4.2 NOS MESURES EXPERIMENTALES

Nos mesures ont été réalisées sur la ligne de lumière ID31 équipée de trois onduleurs. Cette ligne permet de délivrer une énergie de 5 à 60 KeV en continu. Le faisceau, qui ne passe au travers d'aucun instrument optique mis à part un monochromateur à double cristal (refroidi à l'hydrogène liquide) est extrêmement focalisé, tant verticalement qu'horizontalement. Le diffractomètre qui équipe cette ligne est équipé de 9 détecteurs couplés à 9 analyseurs à cristal de germanium. Du fait de l'intensité élevée et de la très faible divergence du rayonnement, la résolution angulaire obtenue est très largement supérieure à celle obtenue par les techniques classiques d'analyse par diffraction de rayons X.

Pour ces mesures de contraintes résiduelles, il nous fallait une « jauge cristalline ». Nous nous sommes servis d'une vis « standard » pour laquelle, tout au long de ce travail, nous avons fait l'hypothèse, somme toute réaliste étant donné la chronologie des opérations (traitement thermique après le roulage), que la microstructure était homogène et le matériau exempt de toute contrainte interne. Les angles de Bragg relevés pour cette vis ont permis d'étalonner le système pour la détermination des contraintes résiduelles sur une vis « spéciale ».



*Figure 6.17 : Installation de la ligne ID31 utilisée sur le Synchrotron de l'ESRF
Vue d'ensemble et vue du positionnement des vis.*

Les mesures obtenues par cette technique expérimentale sont illustrées par la figure 6.18. Nous pouvons constater que, contrairement à nos modèles éléments finis, l'épaisseur de la couche en compression est assez faible (0,7 mm). Seul le modèle à 1 filet, résolu avec ABAQUS-EXPLICIT, nous a fourni un résultat comparable. Par contre, le niveau de contrainte résiduelle en surface du fond de filet est bien plus faible (-633 MPa) que celui obtenu avec ce modèle (-1600 MPa), mais est identique à celui obtenu avec le modèle à 5 filets à tige longue (-633 MPa). Ceci n'est sans doute qu'une simple coïncidence.

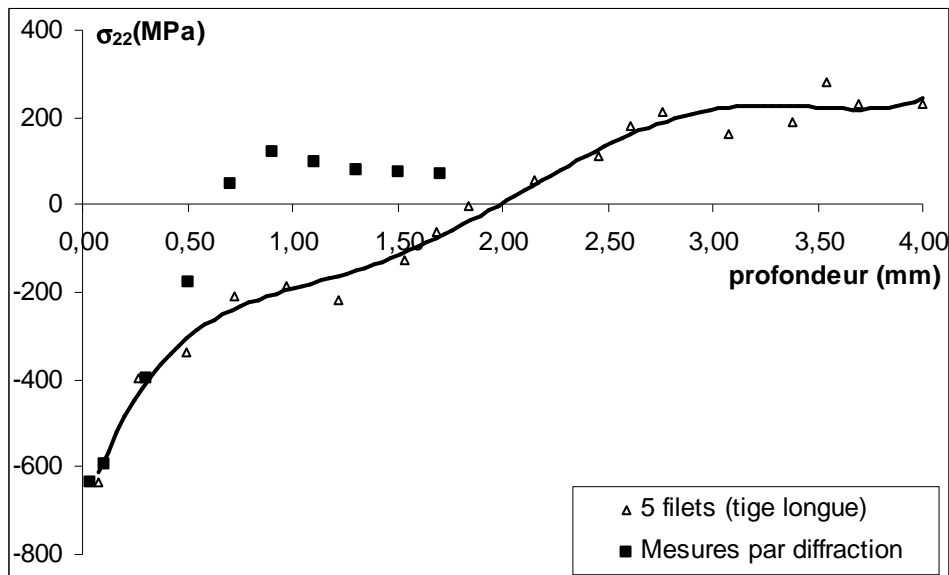


Figure 6.18 : Comparaison entre les profils de contrainte résiduelle axiale obtenue avec le modèle à 5 filets à tige longue et les mesures expérimentales obtenues par diffraction de rayons X.

Au vu de ces résultats, nous devons rester confiants dans les possibilités de la simulation malgré que nos premiers modèles ne permettent pas encore de bien reproduire le procédé de roulage.

5 RELAXATION DES CONTRAINTES RESIDUELLES

Comme nous avons pu le constater au cours des essais sur les boulons «spéciaux», lorsque le niveau de précontrainte est relativement faible, le gain en tenue en fatigue peut être conséquent (jusqu'à 100%) comparé à la tenue en fatigue des boulons « standards ». Par contre, lorsque le niveau de précontrainte est important, ce qui est préconisé pour diminuer la valeur de la contrainte alternée (diminution du supplément de contrainte lorsque le niveau de précontrainte augmente), ce gain tend à disparaître. Et dans ce cas, il semble qu'il ne soit plus nécessaire d'utiliser ce type de boulons puisqu'ils ne sont pas plus performants et qu'ils sont beaucoup plus chers que les boulons « standards ».

Cette perte de gain est bien évidemment due à la relaxation des contraintes résiduelles au cours de la précharge. Ce phénomène est bien connu des spécialistes des traitements superficiels mécaniques (galetage, grenailage de précontrainte) [Réf. 115]. Les contraintes résiduelles qui ont pour origine la déformation plastique générée en surface par un procédé mécanique diminuent dès les premiers cycles pour se stabiliser à un niveau qui dépend du niveau de contrainte initial, de la nature et du niveau du chargement appliqué. La relaxation n'a lieu que si ce chargement est suffisamment élevé pour que, dans la zone traitée, il apparaisse une nouvelle plastification. C'est souvent le cas dans les zones de concentration de contrainte qui sont justement traitées ainsi pour améliorer la tenue en service de la pièce. Nous sentons bien que, là encore, le comportement élastoplastique cyclique du matériau joue un rôle prépondérant dans ce phénomène.

Nous avons voulu nous rendre compte de l'intensité de cette relaxation en simulant la mise en précontrainte des « vis » obtenues à l'aide de notre modélisation du roulage. Nous avons retenu la « vis » à cinq filets circulaires et tige courte, bien que le profil des contraintes résiduelles ne soit pas satisfaisant.

Nous avons simulé trois niveaux de précontrainte. La figure 6.19 illustre les résultats obtenus. Nous constatons sur cette figure que le niveau de contrainte résiduelle en surface du fond de filet diminue de façon importante, même pour le niveau de précontrainte le plus faible, correspondant à 50% de la limite d'élasticité du matériau, puisque celle-ci « diminue » de -630 MPa à -400 MPa. Cependant, lorsque le niveau de cette précontrainte augmente encore, la diminution du niveau de compression de la surface diminue encore plus nettement (de 250 MPa).

Par ailleurs, le fond du filet se retrouve en traction dès 0,25 mm, c'est-à-dire à une profondeur qui n'est jamais que le double de l'épaisseur considérée comme critique [Réf. 116]. Autrement dit, une fissure qui s'amorcera va très vite se retrouver dans un champ de traction qui facilitera sa propagation : la durée de vie du boulon s'en trouvera très nettement diminuée.

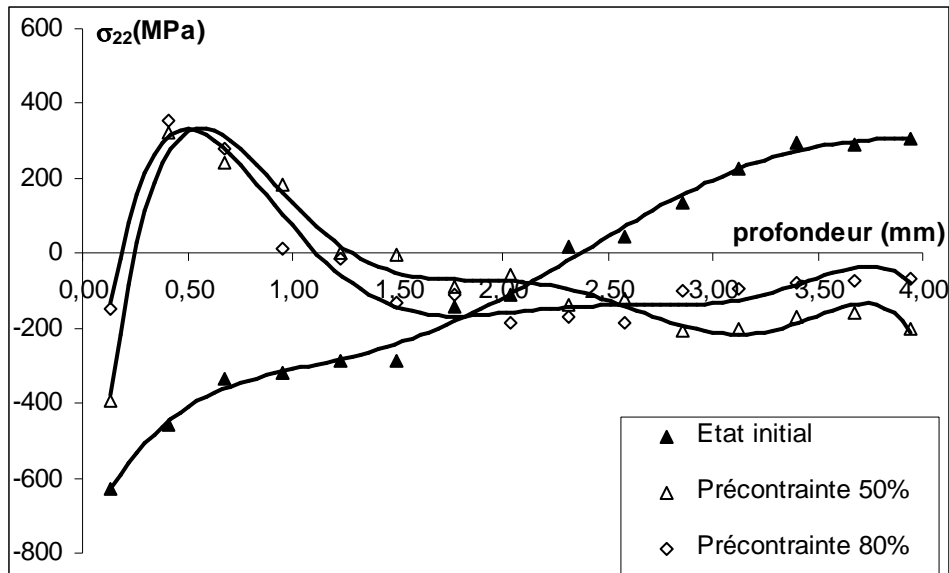


Figure 6.19 : Amplitude de la relaxation des contraintes résiduelles axiales pour les niveaux de précontrainte de 50%Re et 80%Re

Si les données que nous montrons ici ne doivent être considérées que comme qualitatives (outre la non-validité du modèle, il n'y a pas l'écrou), elles corréleront bien ce que nous avons pu constater expérimentalement : le gain en fatigue entre boulons « spéciaux » et boulons « standards » dépend bien du niveau de précontrainte et tend à disparaître pour des niveaux élevés de cette précontrainte.

6 PRISE EN COMPTE DES CONTRAINTES RESIDUELLES DANS LES CRITERES

Les contraintes résiduelles ne se limitent pas aux seules contraintes axiales. Nous retrouvons également des contraintes radiales comme le montre la figure 6.20.

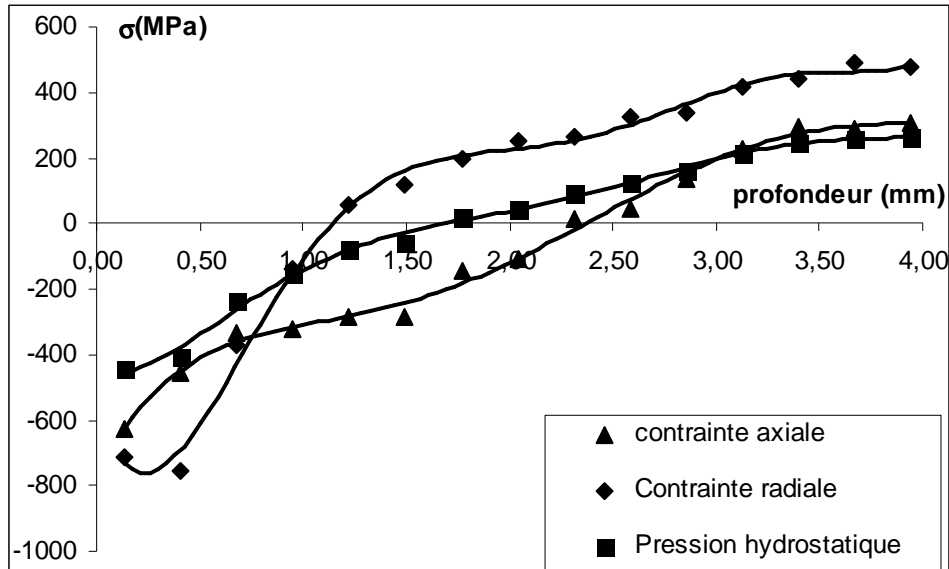


Figure 6.20 : Profil des contraintes axiales, radiales et de la pression hydrostatique moyenne pour le modèle à 5 filets avant relaxation.

Ainsi, en surface, nous retrouvons une pression hydrostatique moyenne initiale importante. Cette pression intervient dans les deux critères que nous avons retenu. Dans le critère de SINES, nous la retrouvons sous la forme suivante :

$$\sigma_{eq}^{alt} + \alpha(N) \cdot (P_{chargt}^{moy} + P_{rés}^{moy}) \leq \beta(N) \quad (6.4)$$

et dans le critère de DANG VAN :

$$\tau^* + \alpha(N) \cdot (P_{chargt}^{max} + P_{rés}^{moy}) \leq \beta(N) \quad (6.5)$$

Naturellement, les choses ne sont pas aussi simples que cela, mais ces écritures résument bien l'effet bénéfique de ces contraintes résiduelles. En effet, la présence de ces contraintes résiduelles (il faut considérer les contraintes stabilisées) devrait modifier de façon significative l'état de contrainte en fond de filet : si la valeur de la pression hydrostatique moyenne (pour le critère de SINES) et maximale (pour le critère de DANG VAN) sont modifiées, la contrainte alternée équivalente et l'amplitude de la cission microscopique seront probablement, mais dans une moindre mesure, également modifiées.

La figure 6.21 illustre cet effet des contraintes résiduelles sur les capacités de chargement dans le cas du critère de SINES (en faisant l'hypothèse que seule la pression hydrostatique est affectée). Pour cette illustration, nous avons retenu une pression hydrostatique moyenne résiduelle de -150 MPa (d'après l'étude de la relaxation pour le modèle à cinq filets). La courbe la plus basse correspond à la courbe de fatigue moyenne correspondant aux essais de validation sur boulons « standards » que nous avons réalisé (à 50% Re). La courbe la plus haute correspond à cette première courbe en prenant en compte les contraintes résiduelles (simplement « ajoutées » à l'état de contrainte dû au chargement extérieur sans prendre en compte la modification de l'amplitude de la contrainte alternée très probablement générée par cette « ajout »). La courbe intermédiaire correspond à la courbe de fatigue obtenue pour les boulons « spéciaux » pour le même niveau de chargement. Nous constatons que ces deux dernières courbes sont assez proches l'une de l'autre, ce qui est logique : en introduisant les contraintes résiduelles (par le biais de la pression hydrostatique moyenne), nous passons des boulons « standards » aux boulons « spéciaux »

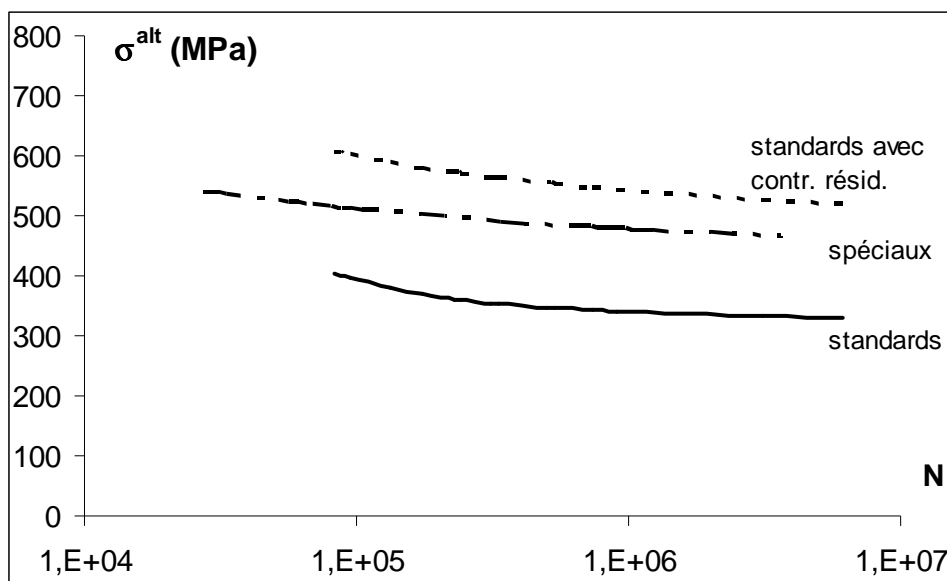


Figure 6.21: Effet des contraintes résiduelles sur la capacité de chargement des boulons.

7 CONCLUSION

La modélisation du procédé de roulage que nous avons initié ne nous a pas donné entière satisfaction mais nous jugeons ces résultats prometteurs. De plus, cette démarche nous a permis de faire des mesures de contraintes par diffraction de rayons X au Centre ESRF de GRENOBLE. Les résultats obtenus constituent une bonne base de comparaison et l'expérience a été très enrichissante : elle nous a permis de mieux apprécier ce domaine que nous n'avons pas l'habitude d'aborder concrètement.

Par ailleurs, même si les résultats ne sont que qualitatifs, nous avons pu mettre en évidence le phénomène de relaxation des contraintes résiduelles dès la mise en précontrainte du boulon et son influence sur la tenue en fatigue. Cette relaxation est d'autant plus importante que le niveau de précontrainte augmente. Au point que, pour des niveaux de précontrainte très élevés, il n'est plus nécessaire d'utiliser des boulons trempés-revenus puis roulés à froid.

Ceci n'est pas sans conséquence industrielle et demande à être approfondi.

Conclusion et perspectives

Dans ce travail de thèse, nous avons élaboré une nouvelle démarche de dimensionnement en fatigue des assemblages boulonnés qui ne comporte pas les restrictions que présentent les méthodes actuellement utilisées. En effet, elles sont essentiellement empiriques et ne permettent pas d'associer dans un même calcul la nature du chargement (niveau de précontrainte et amplitude de la contrainte alternée, prise en compte de la flexion) et la durée de vie. Dans ces différentes méthodes, nous trouvons soit une courbe de fatigue qui nous permet de déterminer la durée de vie pour le chargement pour lequel la courbe a été établie, soit un diagramme d'endurance permettant d'envisager différents niveaux de précontrainte mais pour une durée de vie le plus souvent illimitée.

La démarche que nous avons élaborée est inspirée des méthodes de dimensionnement utilisées dans les domaines de la construction automobile ou ferroviaire, basées sur l'usage de critères de fatigue multiaxiale et notre objectif a été de les adapter au cas particulier du calcul des vis des assemblages boulonnés précontraints. Mais là encore, si ces critères permettent de prendre en compte la multiplicité des chargements, ils ont été le plus souvent limités au domaine de l'endurance illimitée. Ils sont nombreux : on ne dénombre pas moins d'une cinquantaine de critères divers et variés, les uns empiriques ou semi-empiriques, d'approche globale ou utilisant la notion de facette critique, d'autres encore utilisant des approches énergétiques ou des variables d'endommagement. Parmi tous ces critères, aidés en cela par l'analyse comparative qu'en a fait WEBER, nous avons retenu deux critères. Le premier, le critère de SINES, est un critère semi-empirique basé sur l'expérience et sur la compréhension des phénomènes de la fatigue. Il est très utilisé dans l'industrie, en particulier chez les anglo-saxons, et fournit des prédictions de très bonne qualité en rapport avec sa simplicité de mise en œuvre. Le deuxième, le critère de DANG VAN, est basé sur une approche microscopique des phénomènes de fissuration. Ce dernier est, certes, plus compliqué à mettre en œuvre, mais il est devenu un critère incontournable et adopté par de nombreux spécialistes français des calculs de fatigue. Notons qu'il fournit également de très bonnes prédictions et que son succès, en France, est vraisemblablement dû au fait qu'il relie de façon structurée l'approche microscopique du physicien des matériaux à l'approche macroscopique de l'ingénieur. Ceci étant, la méthode que nous avons développée pour ces deux critères pourrait tout aussi bien être appliquée à d'autres.

L'utilisation de ces critères au domaine de l'endurance limitée, sans restriction particulière pour le premier mais avec une condition d'adaptation rapide du cycle de contrainte local pour le second, a nécessité de remplacer les limites d'endurance à partir desquelles les paramètres matériaux du critère sont déterminés, par des courbes de fatigue correspondantes. Nous passons donc de critères à deux paramètres matériaux à des critères pour lesquels il faut identifier six paramètres (3 par courbes). Pour cela, nous utilisons la méthode des moindres carrés sur un ensemble de résultats d'essais de fatigue couvrant tout le domaine de l'endurance limitée et le domaine de l'endurance illimitée, conformément à la norme NF A 03-405. Rappelons que cette norme impose deux hypothèses : la contrainte alternée suit une répartition normale et ce quel que soit le nombre de cycles à rupture ; par ailleurs l'écart type de cette distribution est supposé constant quel que soit le nombre de cycle à rupture. Cette double hypothèse permet de définir un écart-type unique de la contrainte alternée utilisable quel que soit le chargement et ainsi, de pouvoir effectuer des prédictions de durée de vie pour un risque de rupture autre que 50%.

Dans le domaine de la caractérisation en fatigue, l'usage veut que l'on utilise des essais simples (traction alternée ou ondulée, flexion rotative ou encore torsion purement alternée) sur des éprouvettes lisses tandis que quelques essais sous chargement multiaxiaux avec ou sans déphasage servent à valider ou comparer les différents critères, comme l'a fait WEBER. Mais par principe, tout état de contrainte, pourvu qu'il soit bien identifié, peut servir à la caractérisation si l'on possède des résultats d'essais correspondants. C'est sur ce principe que nous nous sommes appuyés pour choisir nos essais de caractérisation : des essais de fatigue effectués directement sur des boulons. Ceci a eu une conséquence : la connaissance de l'état de contrainte qui entraîne les ruptures n'étant pas accessible directement, il nous a fallu élaborer un modèle éléments finis des boulons et simuler les différents cas d'essais. Nous avons conscience, ce faisant, d'introduire une erreur systématique dans la caractérisation mais des raisons tant mécaniques que de temps nous ont incité à éviter les essais sur éprouvettes lisses. En effet, ce genre de démarche de dimensionnement nécessite de faire une caractérisation sur un domaine expérimental qui encadre le mieux possible le domaine d'utilisation du matériau. Or, étant donné la géométrie des éléments de fixation, la matière dans la zone critique (fond du premier filet en prise avec l'écrou dans 90% des cas) est systématiquement plastifiée, cette zone restant cependant toujours confinée au fond de filet et, sur des éprouvettes lisses, il est très difficile de reproduire cet état de contrainte.

Bien entendu, avant de procéder à la simulation des différents essais pour mener à bien la caractérisation du comportement en fatigue des boulons, nous avons vérifié la bonne qualité du modèle éléments finis en comparant la courbe de traction sur boulon obtenue à l'aide de ce modèle avec des courbes de traction expérimentales. Certes, nous avons un écart non négligeable sur le seuil de plasticité du composant, mais une corrélation que nous pouvons qualifier de bonne sur les courbes d'écrouissage. Nous avons effectué d'autres tests de validation : détermination du coefficient de concentration de contrainte, répartition de la charge le long de la longueur en prise vis-écrou que nous avons comparé aux données bibliographiques. Par ailleurs, nous avons pu corréler à l'aide de ce modèle les ruptures statique et en fatigue. Si ces dernières s'amorcent pour 90% des cas dans le fond du premier filet en prise, les ruptures en traction monotone ont lieu, pour autant que nous ayons pu l'observer sur un nombre important d'essais, dans la longueur filetée libre de prise. Le modèle éléments finis nous a fourni des résultats en tout point conformes à ces constats expérimentaux. Nous avons développé plusieurs modèles et nous les avons comparés les uns aux autres de façon à optimiser les temps de calculs sans pour autant perdre en qualité d'information. Nous avons entre autre développé un modèle 3D avec hélice ; les résultats fournis avec ce modèle ne se sont pas avérés meilleurs que ceux fournis avec un modèle 2D axisymétrique tout en demandant plus de mémoire et de temps de calcul. C'est donc avec un modèle 2D axisymétrique que nous avons simulé tous les essais de fatigue.

Ces essais ont été réalisés sur deux types de boulons : les boulons dits « standards » et les boulons « spéciaux ». La différence entre ces deux types de boulons réside dans la chronologie des deux dernières phases d'élaboration de la vis. Les premiers sont d'abord forgés à chaud, permettant d'obtenir la forme brute de la vis, puis la longueur filetée est obtenue par roulage à froid et la vis est ensuite traitée thermiquement (trempe à l'huile puis revenu) pour lui conférer les caractéristiques mécaniques propres à sa classe. Les seconds subissent le traitement thermique après la première opération de façon à conférer à la vis ses caractéristiques mécaniques ; puis la longueur filetée est réalisée par roulage à froid après l'usinage de la longueur utile. Les essais de fatigue que nous avons menés pour ces deux types de boulons ont été réalisés sous deux niveaux de précontrainte : 50% et 80% de la limite d'élasticité. Si pour le premier niveau de précontrainte nous avons pu observer une très nette amélioration des performances pour les boulons « spéciaux », il n'en était plus de même pour le second niveau de précontrainte pour lequel les courbes de fatigue obtenues pour chacun des deux types de boulons sont quasiment superposées.

Les très bonnes performances observées pour le premier niveau de précontrainte sont bien sûr à mettre sur le compte des contraintes résiduelles que l'on trouve en fond de filet après le roulage à froid puisque aucun traitement thermique pouvant entraîner leur relaxation n'est mise en œuvre sur ces boulons. Par contre, la disparition de cette amélioration des performances en fatigue pour des niveaux de précontrainte plus élevés est à mettre justement sur le compte du phénomène de relaxation dont l'origine ici est le niveau de contrainte en fond du premier filet en prise qui entraîne une plastification supplémentaire (par rapport à la plastification initiale à laquelle sont liées les contraintes résiduelles). Ces observations nous ont conduits à modéliser le roulage et à analyser ce phénomène de relaxation. Nous en reparlerons plus loin.

Une fois la caractérisation réalisée, nous avons validé l'application des critères généralisés au cas des boulons en effectuant tout d'abord des essais sur boulons, mais pour un troisième niveau de précontrainte, idéalement placé entre les deux niveaux mis en œuvre pour la caractérisation. Nous avons pu mettre en évidence une corrélation satisfaisante entre les prédictions de durée de vie fournies par chacun des deux modèles et les durées de vie expérimentales. Cependant, nous ne pouvons pas départager les deux critères en termes de performances, l'un s'étant montré plus performant que l'autre pour les boulons « standards », alors que ce fut le contraire pour les boulons « spéciaux ». Cette première phase de validation réalisée, nous avons effectué des essais sur un assemblage boulonné qui correspondait plus à la réalité des assemblages auxquels nous souhaitons appliquer cette méthode de dimensionnement. Le système retenu était une bride symétrique à quatre fixations réparties de part et d'autre de l'axe de traction. Là encore, nous avons besoin d'un modèle éléments finis de la bride, mais cette fois-ci, il a fallu utiliser un modèle 3D des boulons avec un maillage moins affiné au niveau de la liaison vis-écrou, et sans hélice, même si, étant donnée la symétrie du système, seul un quart de la bride a été modélisée. Une première étape de validation du modèle a consisté à vérifier qu'il nous fournissait les bonnes informations, à savoir les bonnes contraintes pour un chargement extérieur donné et un niveau de précontrainte identique dans chacun des boulons. Pour cela, nous avons utilisé quatre boulons instrumentés de jauges extensométriques sur leur fût, puis nous avons précontraint ces boulons en suivant les informations fournies par les jauges. Ce faisant, nous étions sûrs du niveau de précontrainte installé. Nous avons alors appliqué un effort de traction monotone croissant sur la bride et relevé simultanément les informations fournies par les jauges. Nous avons alors comparé ces informations à celles fournies par la simulation de l'essai à

l'aide du modèle éléments finis élaboré. L'accord s'est avéré de très bonne qualité, nous permettant de considérer que, lors des simulations de l'essai de fatigue qui allaient suivre, nous aurions des informations fiables au niveau des différentes zones critiques. Une fois cette phase de qualification réalisée, nous avons cherché à caractériser la dispersion sur le niveau de précontrainte installée sur les quatre boulons. En effet, nous voulions épargner les vis instrumentées et remplacer ces dernières par des boulons non instrumentés. Mais il nous fallait être sûr du niveau de précontrainte dans ces derniers lorsque nous allions les installer. Pour cela, nous avons procédé à une série de serrage au couple, pour une valeur de couple correspondant à un niveau de précontrainte théorique donné, sur la bride équipée avec les vis instrumentées. Nous avons procédé à un grand nombre de serrage, pour trois niveaux de couples de serrage et pour chaque cas, nous avons relevé les informations fournies par les jauges. Nous avons pu constater une grande dispersion de la précontrainte qui, cependant, s'est avérée conforme à ce que nous connaissions à ce sujet pour ce type de serrage au couple. Nous avons caractérisé cette dispersion sur la base d'une loi normale ce qui nous a permis de définir des bornes minimale et maximale de façon à ce que nous soyons sûrs, à 99,8%, que la précontrainte se situerait effectivement entre ces bornes. A partir de ces valeurs extrêmes, nous avons pu prédire une plage de durée de vie pour l'assemblage. Par chance, la seule durée de vie expérimentale que nous avons obtenue s'est trouvée encadrée par les prédictions fournies par les deux critères. Faut-il en conclure que la méthode que nous avons proposée est effectivement applicable au dimensionnement des assemblages boulonnés ? En attendant de nouveaux essais, restons confiants et postulons que OUI.

Face à la lourdeur de la phase de caractérisation mais également de la phase de prédiction, nécessitant toutes deux un modèle éléments finis suffisamment élaboré pour fournir les bonnes informations mais générant, en tout état de cause, une erreur systématique qui vient se rajouter aux erreurs à caractère aléatoire, nous avons voulu élaborer un outil purement analytique qui permettrait une utilisation plus souple. Pour cela, il fallait, par une méthode analytique, déterminer l'état de contrainte en fond du filet en prise. Nous avons choisi les deux méthodes les plus couramment utilisées dans ce domaine : la règle de NEUBER généralisée et la méthode ESED (Equivalent Strain Energy Density) ou méthode de la Densité d'Energie de Déformation Equivalente. Ces deux méthodes ont été élaborées pour traiter le problème des pièces entaillées mais sollicitées loin de l'entaille. Or ce n'est pas le cas ici: la zone d'application de l'effort est très proche puisqu'il s'agit du flanc du filet en prise.

Malgré tout, nous les avons appliquées et avons traité chacun des cas d'essais. Nous avons pu constater que pour des durées de vie supérieures à 5.10^5 cycles, les résultats fournis par ces deux modèles étaient bien corrélés à ceux fournis par le modèle éléments finis alors que pour des durées de vie plus faibles, les contraintes étaient sous-estimées. Ensuite, les résultats fournis par les deux modèles ont été intégrés dans le modèle de SINES et nous avons procédé à une nouvelle caractérisation. La validation à l'aide des essais réalisés sous le troisième niveau de précontrainte a été concluante. Cependant, les durées de vie fournies par ces modèles analytiques NEUBER-SINES et ESED-SINES ont été systématiquement supérieures à celles fournies par le modèle MEF-SINES, mais de peu. Aussi, nous pensons que ces modèles analytiques constituent de bons outils palliant d'un côté les défauts des méthodes actuelles tout en évitant la lourdeur des modélisations éléments finis.

Enfin, nous nous sommes intéressés aux contraintes résiduelles dont nous avons pu voir qu'elles étaient source d'un gain fort appréciable des performances en fatigue des boulons. Mais nous nous sommes rendu compte que ce gain de performance diminuait avec le niveau de précontrainte mis en œuvre. Si le gain de performance pour les niveaux de précontrainte modérés est à mettre sur le compte des contraintes résiduelles qui existent en fond de filet, la perte de gain observée pour les niveaux élevés de précontrainte est à mettre quant à elle sur le compte de la relaxation de ces mêmes contraintes résiduelles. De là à dire qu'il ne sert à rien d'utiliser des boulons de fabrication « spéciale » sous des niveaux de précontrainte élevée, il n'y a qu'un pas, d'autant plus que ces derniers coûtent dix fois plus cher que les boulons de fabrication « standard ». Aussi, pour mieux répondre à cette question, nous avons exploré ce domaine en simulant le roulage à froid du filet. Après un premier modèle à un filet circulaire réalisé sous ABAQUS-Standard, nous avons pu élaborer trois autres modèles, l'un à trois filets circulaires, les deux autres à cinq filets (dont l'un avec une tige très longue par rapport au diamètre). Ces trois premiers modèles ont fourni des profils de contrainte axiale semblant converger vers un profil limite, mais à l'heure actuelle, nous ne pouvons préciser plus cette limite (une quatrième simulation avec un modèle à sept filets n'ayant pu être menée à son terme). Quoi qu'il en soit, les modèles montrent tous que le fond de filet est bien soumis à des contraintes axiales de compression de niveau très élevé situé entre -600 et -800MPa.

Nous avons pu mesurer ces contraintes résiduelles par diffraction de rayons X à l'ESRF (European Synchrotron Research Facilities) situé à GRENOBLE. Cette technique permet d'analyser le matériau sur des profondeurs pouvant aller jusqu'à 1 mm pour les aciers sans à avoir à procéder à des enlèvements de matière. Les mesures effectuées ont fourni un niveau de contrainte résiduelle en surface du fond de filet du même ordre de grandeur que celui fournit par les modèles éléments finis. Cependant, la profondeur à laquelle le signe de ces contraintes s'inverse est bien plus faible que celle fournit par nos modèles, ce qui nous semble plus réaliste au sens de l'équilibrage de ces contraintes. Il nous faut donc poursuivre notre travail de modélisation du procédé de roulage, mais pour le moment, nous sommes ralentis en cela par les moyens de calculs.

Sur la base du modèle à cinq filets, nous avons simulé une sollicitation cyclique de façon à quantifier le taux de relaxation en fonction du niveau de la contrainte moyenne et de la contrainte maximale. Nous avons pu mettre en évidence ce phénomène de relaxation avec une très forte baisse du niveau de contrainte résiduelle en surface du fond de filet lorsque le niveau de précontrainte augmente fortement. Parallèlement, la zone de traction se rapproche de la surface. Ces deux effets expliquent parfaitement la diminution très importante du gain en fatigue que nous avons pu observer. Cette dernière modélisation, si elle ne garde encore qu'un caractère plus qualitatif que quantitatif, permet de justifier la conclusion à laquelle nous étions arrivés : il est inutile d'utiliser des boulons de fabrication « spéciale » (trempé-revenu puis roulé à froid) pour des assemblages avec des niveaux de précontrainte très élevés, comme cela est préconisé pour diminuer le supplément de contrainte dans les boulons dès que le système est soumis à un effort extérieur excentré.

Quelles suites pouvons-nous donner à ce travail ?

Il nous reste fort à faire :

- prendre en compte le couple de serrage de façon à quantifier son influence sur la tenue en fatigue en faisant des essais en traction-torsion ; le dispositif est prêt, il n'y a plus qu'à faire les essais ;
- mettre en œuvre d'autres essais sur assemblages boulonnés pour parfaire une validation à caractère plus industrielle ;
- améliorer la qualité du serrage en maîtrisant la dispersion sur le niveau de précontrainte ;
- mener une caractérisation en fatigue du matériau plus classique et vérifier que les critères sont toujours utilisables ;
- améliorer les modèles analytiques de NEUBER et ESED et intégrer les méthodes analytiques de dimensionnement des brides et autres systèmes assemblés par boulons de façon à disposer d'un outil analytique global de dimensionnement en fatigue ;
- poursuivre, dès que les moyens de calcul le permettront, la mener une caractérisation en fatigue du matériau plus classique ;
- développer un modèle éléments finis qui permettrait tout d'abord de réaliser le roulage puis d'implanter un écrou pour former un boulon que l'on sollicitera (par simulation) en fatigue ;
- à partir de là, affiner l'analyse du niveau de relaxation de façon à définir une frontière d'utilisation des boulons « standards » et des boulons « spéciaux » ;
- étudier de façon numérique puis expérimentale l'influence des caractéristiques mécaniques du matériau constitutif des boulons sur l'application de la méthode ;
- appliquer cette démarche aux assemblages vissés ;
- et sûrement d'autres actions qui, pour le moment, ne nous viennent pas à l'esprit.

Références bibliographiques

- [1] GUILLOT J., *Assemblages par éléments filetés*, Techniques de l'Ingénieur, Vol. B5, No. 560, 561 et 562, 1987.
- [2] SAYETTAT C., FAURIE J.P., PEYRET M., *Assemblages boulonnés. Conception et montage*, Recueil du CETIM, 1980.
- [3] PERE C., *Les procédés de vissage mécanique*, Revue Matériau et Electricité, No. 380-381, Août-Septembre 1981.
- [4] SOPWITH D.G., *The Distribution of load in screw threads*, Inst. Mech. Engrs. Appl. Mech. Proc., Vol. 159, pp. 373 - 383, 1948.
- [5] YAMAMOTO A., *The theory and computation of thread connection*, Youkendo, Tokyo, pp. 39-54, 1980.
- [6] HEYWOOD, *Stress distribution at bolt thread root in bolt and nut coupling*, Bull. Mech. Engn Lab., Japan, N° 28, 1977.
- [7] ZHAO H., *Stress concentration factors within bolt-nut connectors under elasto-plastic deformation*, International Journal of fatigue, Vol. 20, No. 9, pp. 651-659, 1998.
- [8] THOMALA W., SCHNEIDER W., *Spannunganalyse im gewindegrund eines schraubenmodells*, Messtechnische Briefe, vol. 15, 1979.
- [9] TANAKA M. HONGO K., *Stress analysis of threaded connections by finite element method*, Bulletin ASME, No. 194-21, pp. 1454-1461, august 1981.
- [10] KIEDRZYNSKI A., *Elements de la théorie des assemblages continus*, Revue M. Tidjschrift, Vol. 27, No. 1, mars 1981.
- [11] BESSET B., SOUVIGNET R., *Dimensionnement des filetages fortement chargés*, Rapport d'étude 187 881, CETIM, novembre 1994.
- [12] LEHNHOFF T.F., BUNYARD B.A., *Bolt thread and head fillet stress concentration factors*, Journal of Wessel Pressure Technology, ASME, No. 122, pp. 180-185, 2000.
- [13] BRAND A., *Calcul des pieces à la fatigue*, Recueil du CETIM, 1980.
- [14] SEEGER T., HOFFMAN M., 1986, *The use of Hencky's equations for the estimation of multiaxial elastic-plastic notch stresses and strains*, report No. FB-3/1986, Technische hochschule darmstadt, 1986.
- [15] MOLSKI K., GLINKA G., *A method of elastic-plastic stress and strain calculation at a notch root*, Material Science and Engineering, No. 50, pp 93-100, 1981.

- [16] FUKUOKA T., TAKAKI T., *Elastic plastic finite element analysis of bolted joint during tightening process*, Journal of Mechanical Design, ASME, Vol. 125, pp. 823-830, Decembre 2003.
- [17] HOBBS J.W., BURGUETE R.L., PATTERSON E.A., *Investigation into the effect of the nut thread run-out on the stress distribution in a bolt using the finite element method*, Journal of Mechanical Design, Vol. 125, pp. 527-532, Septembre 2003.
- [18] AGATONOVIC P., *Comportement des assemblages soumis à des charges de travail combinées*, Thèse de Doctorat, Université Technique de Berlin, 1973.
- [19] RAMUSSEN J. et al., *Bolted joints. A two body contact problem with friction*, Euromech 78, pp. 115-120, September 1978.
- [20] AGATONOVIC P., *Beam model of bolted flanged connections*, Engineering Computings, Vol. 2, Pineridge Press Ltd., 1985.
- [21] FERRAND A., LERAY D., FARES Y., *Calculation of bolted assemblies submitted to a bending moment*, Proceedings of 5th International Conference on Integrated Design and Manufacturing in Mechanical Engineering (IDMME 2004), ISBN 1857901290, Bramley A. N. et al, Eds Bath, UK, pp. 19, 2004.
- [22] ALKATAN F., STEPHAN P., GUILLOT J., *Raideurs équivalente des vis et des boulons*, Actes du 20^{ème} Congrès Canadien de Mécanique Appliquée (CANCAM 2005), Montréal, Canada, pp. 494-495, 2005.
- [23] ALKATAN F., STEPHAN P., GUILLOT J., *Raideurs équivalentes des pièces dans un assemblage boulonné*, Actes du 20^{ème} Congrès Canadien de Mécanique Appliquée (CANCAM 2005), Montréal, Canada, pp. 496-497, 2005.
- [24] CHAIB Z., DAIDIE A., VADEAN A., *Study of a bolted and screwed fixation of a slewing bearing*, Proceedings of Congress Design and Modelling of Mechanical Systems, Tunisia, pp. 1-12, 2005.
- [25] LIEURADE H. P., *Compléments en fatigue des boulons et assemblages boulonnés en construction métallique*, Assemblages, octobre 1977.
- [26] YOSHIMOTO I., *An hypothesis concerning fatigue strength of bolt nut joints*, Bull. P.M.E., No 51, pp. 43-45, 1983.
- [27] SHIGLEY J. E., *Mechanical Engineering Design*, 1st Edition, McGraw-Hill, New York, 1986.
- [28] PATTERSON E.A., *A comparative study of methods for estimating bolt fatigue limits*, Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, Vol. 13, No 1, pp. 59-81, 1990.

-
- [29] MAJZOABI G.H., FARRAHI G.H., HABIBI N., *Experimental evaluation of the effect of thread pitch on fatigue life of bolts*, International journal of fatigue, No 27, pp. 189-196-2005.
- [30] YOSHIMOTO I., MARUYAMA K., HONGO K., SASAKI T., *Investigation on the screw threads profile to improve the fatigue strength*, BULL. P.M.E. (T.I.T.) – No 42 – 1978.
- [31] IFERGANE S., ELIAZ N., STERN N., KOGAN E., SHEMESCH G., SHIENKOPF H., ELIEZER D., *The effect of manufacturing processes on the fatigue lifetime of aeronautical bolts*, Engineering Failure analysis, No 8, pp. 227-235, 2001.
- [32] MASSOL J., *Etude des assemblages boulonnés à chargement faiblement excentré soumis à des sollicitations de fatigue*, Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse, décembre 1994.
- [33] LE BOITEUX H.J., *La fatigue des matériaux : aspects physiques et mécaniques*, Ed. Ediscience, 1973
- [34] GUNN K., *Effect of yielding on the fatigue properties of test pieces containing stress concentrations*, Aeronautic Journal, No 6, pp. 277-294, 1955.
- [35] COOK N.H., *Mechanics and materials for design*, McGraw-Hill, New York, 1985.
- [36] BURGUETTE R.L., PATTEERSON E.A., *The effect of mean stress on fatigue limit of high tensile bolts*, ?, Vol. 209, No C4, 1995.
- [37] FLAVENOT J.F. – *Concentration de contrainte, prévision de durée de vie en fatigue*, Techniques de l'ingénieur, Vol. B, No M 7850, pp. 1-5.
- [38] NEUBER H., *Theory of stress concentration shear strained prismatic bodies with arbitrary non-linear stress-strain law*, ASME, Journal of Applied Mechanics, No 28, pp. 544-550, 1961.
- [39] DUVAL A., ROBINET P., TRIVAUDEY F., DELOBELLE P., *Amélioration de la prédiction de la durée de vie en fatigue de vis sur une large gamme de contraintes moyennes*, La Revue de Métallurgie, CIT/Science et Génie des Matériaux, pp. 671-684, septembre 2004.
- [40] CHABOCHE J. L., *La mécanique de l'endommagement et son application aux prévisions de durée de vie des structures*, La Recherche Aérospatiale, No. 4, pp. 37-54, 1987.
- [41] CHABOCHE J. L., LESNE P.M., *A non-linear continuous fatigue damage model*, Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, Vol. 11, No. 1, pp. 1-17, 1988.
- [42] CHAUDONNERET M., *Possibilités et perspectives d'un modèle d'endommagement de fatigue multiaxiale*, Journées de Printemps de la SF2M, Paris, 25 et 26 Mai 1993, No. 7, pp. 231-245, Mai, 1993.

- [43] CHAUDONNERET M., *A simple and efficient multiaxial fatigue damage models for engineering applications of macro-crack initiation*, Journal of Engineering Materials and Technology, Vol. 115, pp. 373-379, oct. 1993.
- [44] WEBER B., *Fatigue multiaxiale des structures industrielles sous chargement quelconque*, Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1999.
- [45] GOUGH H.J., POLLARD H.V., *Some experiments on the résistance of metals under combined stresses*, Aeronautical Research Council - Reports and Mémoranda, N° 2522, LONDON, 1951.
- [46] CROSSLAND B., *Effect of large hydrostatic pressures on the torsionnal fatigue strength of an alloy steel*, Proceedings of the International Conference on Fatigue of Metals, Institution of Mechanical Engineers, London, pp. 138-149, 1956.
- [47] SINES G., *Behaviour of metals under complex static and alternating stresses*, Metal Fatigue, G. Sinès and J.L. Waisman, Eds. Mc-Graw Hill, pp. 145-169, 1959.
- [48] SINES G., OHGI G., *Fatigue criteria under combined stresses or strains*, Transactions of the ASME, Vol. 103, pp. 82-90, April 1981.
- [49] FOGUE M., *Critère de fatigue à longue durée de vie pour des états multiaxiaux de contraintes sinusoïdales en phase et hors phase*, Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, juillet 1987.
- [50] ELLYIN F., *A Criterion for Fatigue Under Multiaxial States of Stresses*, Mechanics Research Communications, Vol. 1, No. 4, pp. 219-224, 1974.
- [51] FROUSTEY C., LASSERRE S., DUBAR L., *Essais de fatigue multiaxiaux et par blocs, validation d'un critère pour les matériaux métalliques*, MAT-TEC 92, Grenoble, pp. 79-85, 1992.
- [52] GLINKA G., WANG G., PLUMTREE A., *Mean stress effects in multiaxial fatigue*, Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, Vol. 18, No. 7/8, pp. 755-764, 1995.
- [53] McDIARMID D.L., *A General Criterion of Fatigue failure Under Mutiaxial Stress*, 2nd International Confernce on Pressure Vessel Technology - SAN ANTONIO, pp. 851-862, october, 1973.
- [54] DANG VAN K., *Sur la résistance à la fatigue des métaux*, Sciences et Techniques de l'Armement, Vol. 47, N° 3, 1973, pp. 647-722.
- [55] DEPERROIS A., *Calcul de la limite d'endurance des aciers*, Thèse de Doctorat, Ecole Polytechnique, 1991.

-
- [56] GALTIER A., SEGURET J., *Critères multiaxiaux en fatigue : exploitation en bureau d'études – Proposition d'un nouveau critère*, Revue Française de Mécanique, No. 4, pp. 291-299, 1990.
- [57] ROBERT J. L., *Contribution à l'étude de la fatigue multiaxiale sous sollicitations périodiques ou aléatoires*, Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1992.
- [58] BROWN M., MILLER K.J., *A theory for fatigue failure under multiaxial stress-strain conditions*, Proceedings of Institute of Mechanical Engineers, Vol. 187, No. 65, pp. 745-755, 1973.
- [59] SOCIE D. F., *Multiaxial fatigue damage models*, Journal of Engineering Materials and Technology, Vol. 109, 293-298, 1987.
- [60] SOCIE D. F., *Critical plane approaches for multiaxial fatigue damage assessment*, Advances in Multiaxial Fatigue, Edited by D. L. McDowell and R. Ellis, ASTM STP 1191, pp. 7-36, 1993.
- [61] SMITH R. N., WATSON P. and TOPPER T. H., *A stress-strain function for the fatigue of metals*, Journal of Materials, JMLSA, Vol. 5, N° 4, 767-778.
- [62] NISHIHARA T., KAWAMOTO M., *The strength of metals under combined alternating bending and torsion with phase difference*, Memoirs of the College of Engineering, Kyoto Imperial University, Vol. 11, No. 5, pp. 85-112, 1945.
- [63] DUBAR L., *Fatigue multiaxiale des aciers - Passage de l'endurance à l'endurance limitée - Prise en compte des accidents géométriques*, Thèse de Doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers, Talence, juin 1992.
- [64] CHAUSSUMIER M., *Un modèle de calcul en fatigue multiaxiale pour les pièces mécaniques nitrurées*, Thèse de Doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers, Aix en Provence, 2000.
- [65] BATHIAS C., BAILON J.P., *La fatigue des matériaux et des structures*, Edition Hermes, 2^{ème} Edition, ISBN 2-86601-617-3, 1997.
- [66] BASTENAIRE F., *Aspect aléatoire du phénomène de fatigue. Description mathématique et traitement statistique*, La fatigue dans les matériaux - H.J. Le BOITEUX, Ed. Ediscience, pp. 107-179, 1973.
- [67] DESVIGNES M., *Critère de rupture multiaxial*, Mechanics in Design, Vol. 2, pp. 813-322, may, 1996.

- [68] DANG VAN K., CAILLETAUD G., FLAVENOT J.F., LIEURADE H.P., *Critère d'amorçage en fatigue à grand nombre de cycles sous sollicitations multiaxiales*, Journées Internationales de Printemps - Société Française de Métallurgie, 1984, pp. 301-337.
- [69] DANG VAN K., PAPADOPOULOS Y., GRIVEAU B., MESSAGE O., *Sur le calcul des structures soumises à la fatigue multiaxiale*, Matériaux et Structures - Fatigue et Contraintes Résiduelles, Ed. HERMES, 1987, pp. 79-87.
- [55-71] PAPADOPOULOS I.V., *Fatigue polycyclique des métaux: une nouvelle approche*, Thèse de Doctorat, ENPC, 1987.
- [70] CHABOCHE L., *Mécanique des matériaux solides*, Ed. Dunod, 1998.
- [72] MARUYAMA K. – *Stress analysis of a nut-bolt joint by the finite element method and copper-electroplating method*, Bull. JSME, Vol. 16 – pp. A10-A16, 1974.
- [73] ZHAO H., *Analisis of the load distribution in a bolt-nut connector*, Computers and Structures, Vol. 53, No. 6, pp.1465-1472, 1994
- [74] GROSSE I.R., MITCHELL L.D. – *Non linear axial stiffness characteristic of axisymmetric bolted joint*, Journal of Mechanical Design, Trans. ASME, No. 112, pp. 442-449, 1990.
- [75] CHABAAN A., JUTRAS M. – *Static analysis of buttress threads using the finite element methode*, Journal Pressure Vessel Technol. 114, pp. 209-212, 1992
- [76] LEHNHOFF T.F., WISTEHUFF W.E., *Nonlinear effects on the stiffness of bolted joints*, Journal of Pressure Vessels Technologie, No. 118, pp. 48-53, 1996.
- [77] CHEN J.J., SHIH Y.S., *A study of the helical effect on the thread connection by three dimensional finite element analysis*, Nuclear Engineering and Design, No. 191, pp. 109-116, april 1999.
- [78] CHAKHARI J., DAIDIE A., GUILLOT J., ZGHAL A., *Modélisation d'une fixation par éléments filetés-Etude d'une structure à forte excentration de chargement et soumise à des sollicitations en fatigue*, Conception et Production Intégrées CPI, 2003.
- [79] MARTINEZ-MARTINEZ M., *Etude du comportement des assemblages filetés : calcul de l'arrachement des filets*, Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse, Octobre 2002.
- [80] MAEDER G., CASTEX L., DJAFARI V., POUPEAU P., *Précontraintes et traitements superficiels*, Techniques de l'Ingénieur, Vol. M1 180-181, 1991
- [81] LILLAMAND Y., *Macroscopic and microscopic evolutions of a shot-peened layer during isothermal recovery*, Metallurgical and Materials Transactions A, Vol. 31A, pp. 213-224, 2000.

-
- [82] MURRY G., *Contraintes et déformations lors de la trempe, relation avec la cinétique des transformations des aciers*, Trait. Therm., Vol. 124, pp. 30-37, 1978.
- [83] RADHAKRISHNAN V.M., PRASAD C.R., *Relaxation of residual stress with fatigue loading*, Engineering Fracture Mechanics, Vol. 8, pp. 593-597, 1976.
- [84] SEEGER T., HEULER P., *Generalized application of Neuber's rule*, Journal of Testing and Evaluation, No. 8, pp. 199-204, 1980.
- [85] M. HOFFMAN M., SEEGER T., *A generalized method for estimating multiaxial elastic-plastic notch stresses and strains. Part 1. Theory*, Journal of Engineering Materials and Technology, Transactions of the ASME, No. 107, pp. 250-254, 1985.
- [86] GLINKA G., *Energy density approach to calculation of inelastic strain-stress near notches and cracks*, Engineering Fracture Mechanics, No. 22, pp. 485-508, 1985.
- [87] WANG K.C., SHARPE W.N., *Evaluation of a modified cyclic Neuber's relation*, Journal of Engineering Materials and Technology, Transactions of the ASME, No. 113, pp. 350-353, 1991.
- [88] W.N. SHARPE W.N., *Evaluation of a modified monotonic Neuber relation*, Journal of Engineering Materials and Technology, Transactions of the ASME, No. 113, pp. 1-8, 1991.
- [89] GEMMA E., *An approximate elasto-plastic analysis of the effect of plane strain at the surface of a notch*. Engineering Fracture Mechanic, Vol. 22, No. 3, pp. 495-501, 1985.
- [90] SINGH M.N.K., GLINKA G., DUBEY R.N., *Elastic-plastic stress-strain calculation in notched bodies subjected to non-proportional loading*. International Journal of Fracture, No. 76, pp. 39-60, 1996.
- [92] GLINKA G., *Calculation of inelastic notch-tip strain-stress histories under cyclic loading*, Engineering Fracture Mechanics, No. 22, pp. 839-854, 1985.
- [93] ELLYIN F., KUJAWSKI D., *Generalization of notch analysis and its extension to cyclic loading*, Engineering Fracture Mechanics, No. 32, pp. 819-826, 1989.
- [91] TOPPER T.H., WETZEL R.M., MORROW J.D., *Neuber's rule applied to fatigue of notched specimens*, Journal of Materials, JMLSA, Vol. 4, No. 1, pp. 200-209, March 1969.
- [94] PETERSON R.E., *Notch sensitivity*, Metal Fatigue, Sines and Waisman eds., McGraw Hill, New York, pp. 293-306, 1959.
- [95] *Fatigue Design Handbook*, AE-10, The Engineering Society for Advancing Mobility Land, Sea, Air and Space, p. 240, SAE, Warrendale, USA, 1988.
- [96] MOFTAKHAR A., *Calculation of time independent and time dependent strains and stresses in notches*, Ph. D, University of Waterloo, Ontario, Canada, 1994.
-

- [97] MOFTAKHAR A., BUCZYNSKI A., GLINKA G., *Calculation of elasto-plastic strains and stresses in notches under multiaxial loading*, International Journal of Fracture 70, pp. 357-373, 1995.
- [98] WOHLFAHR H., *Shot peening and residual stresses*, Residual stress and stress relaxation, Plenum Press, pp. 71-92, 1982
- [99] LIEURADE H.P., *Effet des contraintes résiduelles sur le comportement en fatigue des pièces et des structures industrielles*, Revue de Traitement Thermique, No. 288, pp. 15-27, 1988.
- [83, 101] LU J., FLAVENOT J.F., *Relaxation des contraintes résiduelles sous chargement cyclique. Influence des caractéristiques mécaniques et prévision de calcul*, Recueil du CETIM, pp. 615-626, 1988.
- [100] AHDAD F., DESVIGNES M., *Contraintes résiduelles et déformations plastiques : leurs relations mutuelles pour des pièces de géométrie simple*, Matériaux et Techniques, Vol. 84, No. 5-6, pp. 46-50, 1996.
- [102] LU J., FLAVENOT J.F., TURBAT A., *Prediction of residual stress relaxation during fatigue*, Mechanical Relaxation of Residual Stresses, pp. 75-90, 1988.
- [Réf. 103] DESVIGNES M., *Influence du grenailage de précontrainte sur la tenue en service de l'acier 35CD4*, Thèse de Doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers, 1987.
- [104] JEANCLOS M., *Modélisation du roulage*, Rapport de MASTER Recherche, Laboratoire de Génie Mécanique de Toulouse (LGMT), juin 2004.
- [109] CASTEX L., *Redistribution des contraintes dans une plaque après enlèvement de matière*, Groupement Français pour l'analyse des contraintes par diffractométrie X, Réunion d'Aix-en-Provence, Octobre, 1984.
- [105] CASTEX L., LEBRUN J.L., MAEDER C., SPAUEL J.M., *Détermination des contraintes résiduelles par diffraction des rayons X*, Publications Scientifiques et Techniques de l'ENSAM, 1981.
- [106] CASTEX L., SPAUEL J.M., *Analyse récente des contraintes résiduelles par diffractométrie X*, Revue Française de Mécanique, No. 2, pp. 103-110, 1987.
- [Réf. 107] BRAGG W.H., BRAGG W.L., *The reflexion of X-ray by crystals*, Proceedings of Royal Society, London, Vol. 88A, pp. 428-438, Vol. 89A, pp. 246-277, 1913.
- [108] SPAUEL J.M., *Détermination des constantes élastiques radiocristallographiques d'un acier inoxydable austénitique*, Thèse de Doctorat, Université d'ORSAY, 1980.

- [110] BARRAL M., SPRAUEL J.M., LEBRUN J.L., MAEDER G., *On the use of synchrotron radiation for the study of the mechanical behaviour of materials*, Advances in X-ray Analysis, No. 24, pp. 149-158, 1984.
- [111] WEBSTER P.J., VAUGHAM G.B.M., WANG X.D., KANG W.P., *Synchrotron strain scanning through a peened aluminium plate*, Proceedings of the fifth International Conference on Residual Stresses (ICRS5), Eds Ericsson Oden and Anderson, Linköping, Sweden, Vol. 1, pp. 551-556, 1998.
- [112] PLUYETTE E., *Contribution de la diffraction neutronique à l'évaluation des contraintes résiduelles au voisinage d'interfaces*, Thèse de Doctorat, Université de Reims Champagne Ardenne, 1997.
- [113] European Synchrotron Research Facilities, GRENOBLE, France, <http://www.esrf.fr/AboutUs/GuidedTour/StorageRing/>
- [114] ESRF, *High resolution synchrotron strain scanning at BM16 at the ESRF*, Material Science Forum, Vol. 278-281, pp. 323-328, 1998.
- [115] LU Y., *Traitements de surface mécanique – Effets sur les matériaux*, Techniques de l'Ingénieur, Vol. M1191, 2006.
- [116] FLAVENOT J.F., SKALLI N., *L'épaisseur de couche critique ou une nouvelle approche du calcul en fatigue des structures soumises à des sollicitations multiaxiales*, Journées Internationales de Printemps, Paris, pp. 87-97, 1984.

Normes

- [1] Norme NF E 27-005, *Articles de boulonnerie d'usage général. Spécifications techniques. Réception. Commande. Livraison*, octobre 1969.
- [2] Norme NF E 27-009, *Eléments de fixation. Essais de fatigue sous charge axiale*, octobre 1969.
- [3] Norme NF E 27-701, *Boulons à serrage contrôlé destinés à l'exécution des constructions métalliques. Spécifications techniques. Conditions de commande, de contrôle et de livraison*, octobre 1984.
- [4] Norme NF E 27-702, *Boulons à serrage contrôlé destinés à l'exécution des constructions métalliques. Essais d'aptitude à l'emploi des boulons*, octobre 1984.
- [6] Recommandation VDI 2230, *Systematische Berechnung hochbeanspruchter schraubenverbindungen*, octobre 1977.
- [5] Norme VSM 14334, *Directives pour l'assemblage des vis*, Commission de normalisation du VSM, Normes de la Société Suisse des Constructeurs de Machines, juillet 1952
- [7] Norme VDI 2230, *Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen zylindrische Einsschraubenverbindungen*, avril 1983.
- [8] Norme NF A03 405, *Essais mécaniques partie 2: fatigue, mécanique de la rupture*, Recueil de normes françaises - Produits sidérurgiques, Vol. 2, 1992.
- [9] Norme NF EN 898-1, *Caractérisation mécanique des éléments de fixation en acier au carbone et en acier allié*, décembre 1999.

Table des figures

<i>Figure 1. 1 : Définition d'un filetage ISO.</i>	<i>6</i>
<i>Figure 1.2 : Répartition de la transmission de l'effort entre la vis et l'écrou d'après [Réf. 5].</i>	<i>8</i>
<i>Figure 1.3 : Courbes isocontraintes équivalentes d'après [Réf. 9].</i>	<i>8</i>
<i>Figure 1.4 : Répartition des efforts dans les écrous suspendus et spéciaux d'après [Réf. 10].</i>	<i>9</i>
<i>Figure 1.5 : Répartition du coefficient de concentration de contrainte le long d'un boulon soumis à de la traction d'après [Réf.11].....</i>	<i>9</i>
<i>Figure 1.6 : Schéma du montage d'essai de fatigue sur boulon et montage utilisé.</i>	<i>11</i>
<i>Figure 1.7 : Rupture en fond du premier filet en prise.</i>	<i>12</i>
<i>Figure 1.8 : Rupture sous tête.....</i>	<i>12</i>
<i>Figure 1.9 : Rupture par arrachement du filet de l'écrou.....</i>	<i>12</i>
<i>Figure 1.10 : Exemple de courbe de fatigue probabilisée pour une contrainte moyenne de 0,7.Re [Réf. 2].</i>	<i>13</i>
<i>Figure 1.11 : Fibrage selon le mode d'obtention du filet.....</i>	<i>15</i>
<i>Figure 1.12 : Construction de la courbe de fatigue par la méthode du coefficient de correction de tenue dynamique.</i>	<i>16</i>
<i>Figure 1.13 : Influence de la contrainte moyenne sur la tenue en service d'un boulon de classe 12.9 d'après [Réf. 32].</i>	<i>17</i>
<i>Figure 1.14 : Critères de Goodman, Gerber, Soderberg originaux et modifiés.....</i>	<i>18</i>
<i>Figure 1.15 : Modèles de Gunn et de Cook.</i>	<i>19</i>
<i>Figure 1.16 : Modèles de COOK et de GUNN complétés par BURGUETTE.</i>	<i>20</i>
<i>Figure 1.17 : Diagramme de Haig probabilisé pour des boulons de classe 12.9.</i>	<i>21</i>
<i>Figure 1.18 : Influence du diamètre du boulon sur la droite limite du diagramme de Haig pour des boulons de classe 8.8, 10.9 et 12.9.</i>	<i>21</i>
<i>Figure 2.1 : Représentation graphique de la validité des critères de fatigue proposée par WEBER.....</i>	<i>29</i>
<i>Figure 2.2 : Qualité du critère de SINES.....</i>	<i>31</i>
<i>Figure 2.3 : Qualité du critère de DANG VAN.....</i>	<i>32</i>
<i>Figure 2.4: Trajets de chargement macroscopique et microscopique sur une facette de normale n et définition de la cission résiduelle.....</i>	<i>41</i>
<i>Figure 3.1 : Profil de filet ISO.</i>	<i>47</i>
<i>Figure 3.2 : Vue d'ensemble du modèle éléments finis axisymétrique du boulon.</i>	<i>49</i>

Figure 3.3 : Détail du maillage des filets de la vis et de l'écrou du modèle M3.	50
Figure 3.4 : Zone de concentration de contrainte en fond de filet en prise.	51
Figure 3.5 : Zone de concentration de contrainte en fond de filet en prise (détail).	51
Figure 3.6 : Répartition de la contrainte axiale et gradient de contrainte dans la section médiane du fond du premier filet en prise pour une contrainte nominale de 715 MPa.	52
Figure 3.7 : Géométrie des éprouvettes de traction prélevées dans les boulons.	53
Figure 3.8 : Courbes de traction obtenues sur éprouvettes de traction prélevées dans les boulons « standards ».	53
Figure 3.9 : Courbes de traction obtenues sur éprouvettes de traction prélevées dans des boulons « spéciaux ».	54
Figure 3.10 : Comparaison entre les courbes de traction obtenues pour les éprouvettes prélevées dans les boulons « standards » et « spéciaux ».	54
Figure 3.11 : Evolution de la contrainte équivalente de Von Mises sur l'élément le plus chargé en fond de filet en fonction du nombre d'éléments sur le flanc du filet de la vis.	55
Figure 3.12 : Détail du maillage des filets de la vis et de l'écrou du modèle M3.	56
Figure 3.13 : Modèle éléments finis 3D (vue d'ensemble et détail du maillage du filet).	57
Figure 3.14 : Emplacement des éléments dans le fond du premier filet en prise.	57
Figure 3.15: Contraintes axiale et équivalente de Von Mises dans le fond de filet pour une contrainte nominale de 570 MPa.	58
Figure 3.16: Contraintes axiale et équivalente de Von Mises dans le fond de filet pour une contrainte nominale de 740 MPa.	58
Figure 3.17 : Contraintes axiale et équivalente de Von Mises dans le fond de filet pour une contrainte nominale de 570 MPa.	59
Figure 3.18 : Courbe de traction sur boulon « standard » et courbe obtenue à l'aide du modèle 2D axisymétrique M3.	60
Figure 3.19 : Courbe de traction sur boulon « spécial » et courbe obtenue à l'aide du modèle 2D axisymétrique M3.	61
Figure 3.20 : Comparaison entre les profils de répartition de la contrainte axiale dans la section médiane du fond du premier filet en prise pour des comportements élastique et élastoplastique.	62
Figure 3.21 : Détail de la répartition de la contrainte équivalente de Von Mises dans le fond du premier filet en prise.	63
Figure 3.22 : Contrainte élastoplastique axiale et gradient de contrainte dans la section médiane du fond du premier filet en prise.	63

Figure 3.23 : Répartition du transfert de charge entre la vis et l'écrou.....	64
Figure 3.24 : Comparaison de la répartition du transfert de charge entre la vis et l'écrou entre le modèle avec écrou déformable et écrou rigide.....	65
Figure 3.25 : Répartition de la contrainte axiale dans les différents filets de la vis en prise avec l'écrou pour différentes valeurs de la contrainte nominale de traction.....	65
Figure 3.26 : Contrainte équivalente de Von Mises au fond du premier filet en prise pour une contrainte nominale de traction de 800 MPa Comparaison entre les modèles 2D à écrou déformable et rigide.....	66
Figure 3.27 : Evolution de la contrainte de Von Mises au fond d'un filet libre de prise et du premier filet en prise avec l'écrou au cours du chargement monotone.....	68
c) contrainte minimale troisième cycle d) contrainte maximale Figure 3.28 : Evolution de la contrainte de Von Mises au fond d'un filet libre de prise et du premier filet en prise avec l'écrou au cours d'un chargement cyclique (80%Re-70MPa).....	69
Figure 3.29 : Dispositif expérimental utilisé pour la seconde phase de validation.....	70
Figure 3.30 : Modèle éléments finis de la bride, vue d'ensemble et détail.....	71
Figure 3.31 : Modèles « rigides » de la bride.....	72
Figure 3.32 : Evolution du supplément de contrainte en fonction de l'effort de traction pour un niveau de précontrainte de 200 MPa.....	73
Figure 3.33 : Schéma d'implantation des boulons instrumentés sur la bride.....	73
Figure 3.34 : Dispositif expérimental instrumenté.....	74
Figure 3.35 : Supplément de contrainte dans le boulon 1' en fonction de l'effort de traction Comparaison entre les mesures par jauges et le modèle numérique pour une précontrainte de 390 MPa.....	74
Figure 4.1 : Evolution des contraintes de Von Mises dans le premier filet en prise pour un chargement nominal de 1060 MPa (100%Re) en contrainte moyenne et 85 MPa de contrainte alternée au cours du cycle stabilisé.....	81
Figure 4.2 : Résultats des essais en fatigue sur boulons « standards » pour deux niveaux de précontrainte (50%Re et 80%Re).....	82
Figure 4.3: Corrélation entre les points expérimentaux et ceux fournis par le modèle de SINES pour le niveau de précontrainte de 50% Re.....	85
Figure 4.4 : Corrélation entre les points expérimentaux et ceux fournis par le modèle de SINES pour le niveau de précontrainte de 80% Re.....	85
Figure 4.5 : Courbe de fatigue de référence pour le critère de SINES généralisé.....	86
Figure 4.6 : Evolution de la pente de la droite limite du critère avec le nombre de cycles. ...	86

Figure 4.7 : Trace des droites limites du critère de SINES dans le plan de pression hydrostatique moyenne nulle en fonction du nombre de cycles.	87
Figure 4.8 : Courbes de fatigue de référence pour le critère de SINES généralisé lorsque P_1^{moy} est fixée à 0.	88
Figure 4.9 : Corrélation entre les points expérimentaux et ceux fournis par le modèle de DANG VAN pour le niveau de précontrainte de 50% Re.	89
Figure 4.10 : Corrélation entre les points expérimentaux et ceux fournis par le modèle de DANG VAN pour le niveau de précontrainte de 80% Re.	89
Figure 4.11 : Courbe de fatigue de référence pour le critère de DANG VAN généralisé.	90
Figure 4.12 : Allure de la fonction $\beta(N)$ pour le critère de DANG VAN généralisé.	90
Figure 4.13 : Résultats d'essais en fatigue pour les boulons "spéciaux".	92
Figure 4.14 : Résultats d'essais en fatigue pour les boulons "spéciaux".	93
Figure 4.15 : Comparaison entre les résultats d'essais en fatigue pour les boulons « standards » et « spéciaux » pour une précontrainte de 50%Re.	94
Figure 4.16 : Comparaison entre les résultats d'essais en fatigue pour les boulons « standards » et « spéciaux » pour une précontrainte de 80%Re.	94
Figure 4.17 : Corrélation entre les points expérimentaux et ceux fournis par le modèle de SINES pour le niveau de précontrainte de 50% Re.	96
Figure 4.18 : Corrélation entre les points expérimentaux et ceux fournis par le modèle de SINES pour le niveau de précontrainte de 80% Re.	96
Figure 4.19 : Courbe de fatigue de référence pour le critère de SINES généralisé pour les boulons « spéciaux ».	97
Figure 4.20 : Corrélation entre les points expérimentaux et ceux fournis par le modèle de DANG VAN pour les niveaux de précontrainte de 50% Re et 80%Re.	98
Figure 4.21 : Prédiction de durée de vie fournie par le critère de SINES pour une précontrainte de 70%Re et une contrainte alternée de 80 MPa.	100
Figure 4.22 : Prédiction de durée de vie fournie par le critère de SINES pour une précontrainte de 70%Re et une contrainte alternée de 90 MPa.	100
Figure 4.23 : Prédiction de durée de vie fournie par le critère de DANG VAN pour une précontrainte de 70%Re et une contrainte alternée de 80 MPa.	101
Figure 4.24 : Prédiction de durée de vie fournie par le critère de DANG VAN pour une précontrainte de 70%Re et une contrainte alternée de 90 MPa.	102

<i>Figure 4.25 : Prédiction de durée de vie fournie par le critère de SINES pour une précontrainte de 70%Re et une contrainte alternée de 100 MPa.</i>	103
<i>Figure 4.26 : Prédiction de durée de vie fournie par le critère de SINES pour une précontrainte de 70%Re et une contrainte alternée de 110 MPa.</i>	104
<i>Figure 4.27 : Prédiction de durée de vie fournie par le critère de DANG VAN pour une précontrainte de 70%Re et une contrainte alternée de 100 et 110 MPa.</i>	104
<i>Figure 4.28 : Dispositif expérimental utilisé pour la seconde phase de validation.</i>	106
<i>Figure 4.29 : Schéma d'implantation des boulons instrumentés sur la bride.</i>	107
<i>Figure 4.30 : Valeurs des précontraintes obtenues pour les trois couples de serrage.</i>	108
<i>Figure 4.31 : Dispositif expérimental après essai de fatigue.</i>	110
<i>Figure 4.32 : Vues de détail des ruptures des boulons.</i>	110
<i>Figure 4.33 : Flexion du boulon 2.</i>	111
<i>Figure 4.34 : Macrofissure dans la bride inférieure de la bride.</i>	111
<i>Figure 4.35 : Zones de relevé des contraintes sur le boulon 1'.</i>	112
<i>Figure 4.36 : Répartition des contraintes au sens du critère de SINES dans le fond du premier filet en prise du boulon 1' pour le niveau minimal de précontrainte.</i>	112
<i>Figure 4.37 : Répartition des contraintes au sens du critère de DANG VAN dans le fond du premier filet en prise du boulon 1' pour le niveau maximal de précontrainte.</i>	113
<i>Figure 5.1 : Détermination de la contrainte et de la déformation axiale en fond d'entaille d'une éprouvette entaillée à l'aide de la parabole de NEUBER.</i>	118
<i>Figure 5.2 : Interprétation énergétique de la règle de NEUBER.</i>	119
<i>Figure 5.3 : Eprouvette entaillée - Convention de repère</i>	121
<i>Figure 5.4 : Application de la règle de NEUBER au cas d'un chargement de traction cyclique purement alterné ($Kt=5$, $\Delta\sigma^{nom}=400$ MPa).</i>	125
<i>Figure 5.5: Interprétation de la règle de la densité d'énergie de déformation équivalente.</i>	126
<i>Figure 5.6 : Schéma de la démarche analytique de dimensionnement en fatigue des boulons.</i>	130
<i>Figure 5.7 : Trajet de chargement local pour une précontrainte de 70%Re et une amplitude de contrainte alternée de 70 MPa.</i>	131
<i>Figure 5.8 : Contraintes principales fournies par les méthodes analytiques et la méthode EF pour un cas de chargement $\sigma_{nom}^{moy}=70\%Re$ et $\sigma_{nom}^{alt}=70$ MPa.</i>	133
<i>Figure 5.9 : Déformations principales fournies par les méthodes analytiques et la méthode EF pour un cas de chargement $\sigma_{nom}^{moy}=70\%Re$ et $\sigma_{nom}^{alt}=70$ MPa.</i>	133

Figure 5.10 : Pressions hydrostatiques moyennes fournies par les modèles analytiques et le modèle EF pour les essais réalisés sous une précontrainte de 50%Re.	135
Figure 5.11 : Contraintes alternées équivalentes fournies par les modèles analytiques et le modèle EF pour les essais réalisés sous une précontrainte de 50%Re.	135
Figure 5.12 : Pressions hydrostatiques moyennes fournies par les modèles analytiques et le modèle EF pour les essais réalisés sous une précontrainte de 80%Re.	136
Figure 5.13 : Contraintes alternées équivalentes fournies par les modèles analytiques et le modèle EF pour les essais réalisés sous une précontrainte de 80%Re.	136
Figure 5.14 : Corrélation entre les points expérimentaux et ceux fournis par le modèle de NEUBER-SINES pour le niveau de précontrainte de 50% Re.	137
Figure 5.15 : Corrélation entre les points expérimentaux et ceux fournis par le modèle de NEUBER-SINES pour le niveau de précontrainte de 80% Re.	137
Figure 5.16 : Courbes de fatigue de référence pour le critère de NEUBER-SINES.	138
Figure 5.17 : Courbes $\beta(N)$ pour le critère de NEUBER-SINES.	138
Figure 5.18 : Courbe moyenne et position relative des résultats des essais menés à 70% de la limite d'élasticité et une contrainte alternée de 80 MPa.	140
Figure 5.19 : Courbe moyenne et position relative des résultats des essais menés à 70% de la limite d'élasticité et une contrainte alternée de 90 MPa.	140
Figure 5.20 : Comparaison entre les durées de vie fournies par les modèles MEF-SINES et NEUBER-SINES.	141
Figure 5.21 : Corrélation entre les points expérimentaux et ceux fournis par le modèle de ESED-SINES pour le niveau de précontrainte de 50% Re.	142
Figure 5.22 : Corrélation entre les points expérimentaux et ceux fournis par le modèle de ESED-SINES pour le niveau de précontrainte de 80% Re.	142
Figure 5.23 : Courbes de fatigue de référence pour le critère de ESED-SINES.	143
Figure 5.24 : Courbe moyenne et position relative des résultats des essais menés à 70% de la limite d'élasticité et une contrainte alternée de 80 MPa.	143
Figure 5.25: Courbe moyenne et position relative des résultats des essais menés à 70% de la limite d'élasticité et une contrainte alternée de 90 MPa.	144
Figure 5.26: Comparaison entre les durées de vie fournies par les modèles MEF-SINES et ESED-SINES.	144
Figure 6.1: Déformation de la matière avant roulage et après roulage (taux de déformation)	149
Figure 6.2: Machine à rouler à deux molettes.	150

<i>Figure 6.3: Filetage roulé(a) et filetage taillé(b) (http://www.filetage.com)</i>	151
<i>Figure 6.4 : Premier modèle éléments finis pour la modélisation du roulage d'une gorge circulaire de même profil qu'un filet de vis.</i>	152
<i>Figure 6.5 : Allure de la répartition des contraintes résiduelles axiales dans la section médiane du filet obtenu par simulation d'un filet circulaire (ABAQUS-STANDARD).</i>	153
<i>Figure 6.6 : Loi de corrélation entre la microdureté $HV_{1000} - \epsilon_{eq}^p$.</i>	154
<i>Figure 6.7 : Coupe longitudinale d'une vis.</i>	154
<i>Figure 6.8 : Mesures de microdureté sur un filet de vis « spéciale ».</i>	155
<i>Figure 6.9 : Evolution de la microdureté avec la profondeur dans la section médiane des fonds de filets.</i>	155
<i>Figure 6.10 : Comparaison entre les évolutions des déformations plastiques équivalentes fournies par le modèle EF et la traduction des mesures de microdureté sur filet.</i>	156
<i>Figure 6.11 : Simulation du roulage d'une « vis » à un, trois et cinq filets circulaires.</i>	157
<i>Figure 6.12: Profil de la contrainte résiduelle axiale pour les différents cas de simulation.</i>	158
<i>Figure 6.13 : Profil de la contrainte résiduelle axiale pour les modèles à 5 filets.</i>	159
<i>Figure 6.14 : Illustration de la loi de Bragg.</i>	160
<i>La figure 6.15 illustre l'installation de l'ESRF de GRENOBLE [Réf 113], synchrotron de troisième génération équipé d'un accélérateur primaire linéaire (Linac) et d'un « booster synchrotron », sorte de sas d'accélération, permettant d'obtenir une énergie très importante (6 GeV). Les différents équipements de cette installation permettent d'obtenir des propriétés de rayonnement facilement adaptables aux besoins expérimentaux [Réf. 114].</i>	162
<i>Figure 6.16 : Synchrotron de l'ESRF de GRENOBLE</i>	162
<i>Figure 6.17 : Installation de la ligne ID31 utilisée sur le Synchrotron de l'ESRF Vue d'ensemble et vue du positionnement des vis.</i>	163
<i>Figure 6.18 : Comparaison entre les profils de contrainte résiduelle axiale obtenue avec le modèle à 5 filets à tige longue et les mesures expérimentales obtenues par diffraction de rayons X.</i>	164
<i>Figure 6.19 : Amplitude de la relaxation des contraintes résiduelles axiales pour les niveaux de précontrainte de 50%Re et 80%Re.</i>	166
<i>Figure 6.20 : Profil des contraintes axiales, radiales et de la pression hydrostatique moyenne pour le modèle à 5 filets avant relaxation.</i>	167
<i>Figure 6.21: Effet des contraintes résiduelles sur la capacité de chargement des boulons.</i>	168

Liste des tableaux

<i>Tableau 1.1 : Influence du diamètre sur la limite d'endurance pour une contrainte moyenne de $0,7 \cdot Re$.</i>	14
<i>Tableau 1.2 : Evolution des caractéristiques mécaniques de boulons de nuance AISI 4340 en fonction du procédé de fabrication (Réf. 31)</i>	15
<i>Tableau 2.1 : Résultats des tests de validité de quelques critères (ag= critère d'approche globale, pc=critère de type plan critique).</i>	30
<i>Tableau 3.2 : Relations dimensionnelles.</i>	48
<i>Tableau 3.3 : Caractéristiques des différents modèles EF.</i>	49
<i>Tableau 3.4 : Dimensions du dispositif expérimental de validation.</i>	70
<i>Tableau 4.1 : Paramètres de la loi de comportement pour les boulons testés.</i>	80
<i>Tableau 4.2 : Paramètres du modèle de PALMGREN pour les deux courbes de fatigue obtenues pour les boulons "standards"</i>	83
<i>Tableau 4.3 : Paramètres du critère de SINES généralisé avec P_1^{moy} et P_2^{moy} fixés arbitrairement mais encadrant le domaine expérimental.</i>	83
<i>Tableau 4.4 : Paramètres du critère de SINES generalisé avec P_1^{moy} et P_2^{moy} en tant que paramètres variables.</i>	84
<i>Tableau 4.5 : Paramètres du critère de SINES généralisé avec contraintes sur P_1^{moy} et P_2^{moy}.</i>	84
<i>Tableau 4.6 : Paramètres du critère de SINES généralisé lorsque P_1^{moy} est fixée à 0.</i>	87
<i>Tableau 4.7 : Paramètres du critère de DANG VAN généralisé avec contraintes sur p_1^{max} et p_2^{max}.</i>	89
<i>Tableau 4.8 : Paramètres du modèle de PALMGREN pour les deux courbes de fatigue obtenus pour les boulons "spéciaux" après avoir écarté deux points jugés aberrants.</i>	93
<i>Tableau 4.9 : Paramètres du critère de SINES généralisé avec contraintes sur P_1^{moy} et P_2^{moy}.</i>	96
<i>Tableau 4.10 : Paramètres du critère de DANG VAN généralisé pour les boulons « spéciaux » avec contraintes sur P_1^{moy} et P_2^{moy}.</i>	98
<i>Tableau 4.11 : Valeurs prévisionnelles et expérimentales du nombre de cycles à rupture pour un boulon « standard» précontraint à 70% de la limite d'élasticité pour deux amplitudes de contrainte alternée.</i>	99

<i>Tableau 4.12 : Valeurs prévisionnelles et expérimentales du nombre de cycles à rupture pour un boulon « standard » précontraint à 70% de la limite d'élasticité pour deux amplitudes de contrainte alternée.</i>	<i>101</i>
<i>Tableau 4.13 : Durées de vie expérimentales obtenues sur boulons « spéciaux » pour une précontrainte de 70%Re et deux niveaux d'amplitude de la contrainte alternée.</i>	<i>102</i>
<i>Tableau 4.14 : Prédications de durées de vie fournies par les critères de SINES et de DANG VAN pour des boulons « spéciaux »</i>	<i>103</i>
<i>Tableau 4.15 : Dimensions du dispositif expérimental de validation.</i>	<i>106</i>
<i>Tableau 4.16 : Caractéristiques de la distribution de la précontrainte pour trois valeurs de couple de serrage.</i>	<i>108</i>
<i>Tableau 4.17 : Contraintes au sens de SINES dans le fond du premier filet en prise du boulon 1' et durées de vie correspondantes pour les niveaux extrêmes de la précontrainte.....</i>	<i>113</i>
<i>Tableau 4.18 : Contraintes au sens de DANG VAN dans le fond du premier filet en prise du boulon 1' et durées de vie correspondantes pour les niveaux extrêmes de la précontrainte.</i>	<i>114</i>
<i>Tableau 5.1 : Comparaison entre les valeurs des contraintes et des déformations principales fournies par les méthodes analytiques et la méthode numérique pour un cas de chargement de 70%Re de précontrainte et 70 MPa de contrainte alternée.</i>	<i>132</i>
<i>Tableau 5.2 : Paramètres du critère de NEUBER-SINES.</i>	<i>137</i>
<i>Tableau 5.3 : Valeurs prévisionnelles et expérimentales du nombre de cycles à rupture pour un boulon « standard » précontraint à 70% de la limite d'élasticité pour deux amplitudes de contrainte alternée.</i>	<i>139</i>
<i>Tableau 5.4 : Durées de vie fournies par le modèle de NEUBER-SINES pour différents niveaux de risque.....</i>	<i>139</i>
<i>Tableau 5.5 : Paramètres du critère de ESED-SINES.....</i>	<i>141</i>

Résumé

Titre de la thèse en français

Dimensionnement en fatigue des assemblages boulonnés à l'aide de critères de fatigue multiaxiale

Résumé de la thèse en français

Le principal objectif de ce travail de thèse est d'utiliser les critères de fatigue multiaxiale pour dimensionner les assemblages boulonnés. A partir d'une étude comparative des différents critères, nous en avons sélectionné deux : celui de SINES et celui de DANG VAN dont nous avons généralisé la formulation pour prendre en compte le domaine de l'endurance limitée. L'utilisation de ces critères nécessite la détermination de l'état de contrainte au fond du premier filet en prise, lieu privilégié de l'amorçage de la rupture des boulons. Nous avons donc réalisé des modèles éléments finis d'un boulon. Parallèlement, plusieurs campagnes d'essais fatigue ont été réalisées : les nombres de cycles à rupture obtenus couplés aux états de contrainte en fond de filet obtenus par simulation ont permis de caractériser le comportement en fatigue multiaxiale des boulons. Une fois cette caractérisation réalisée, l'usage de ces critères a été validé par un essai sur un assemblage de type bride. Puis, afin de s'affranchir de la phase modélisation EF, nous avons utilisé la règle de NEUBER et la méthode ESED pour déterminer l'état de contrainte en fond du premier filet en prise lors d'un chargement cyclique. Les essais de fatigue ont été faits sur deux types de boulons : des boulons roulés à froid puis trempés-revenus et des boulons trempés-revenus puis roulés à froid. Les performances améliorées de ces derniers a permis de bien mettre en évidence l'influence de la chronologie des opérations. Cette amélioration est à mettre sur le compte des contraintes résiduelles que nous avons essayé d'évaluer par modélisation du roulage.

Mots-clés : *Assemblages, boulons, fatigue multiaxiale, modélisation, entaille, contraintes résiduelles, roulage.*

Titre de la thèse en anglais

Design of bolted joints using multiaxial fatigue criterion.

Résumé de la thèse en anglais

The aim of this thesis is the use of multi-axial fatigue criterion in bolted assemblies design. From a comparative analysis of several criterion, we chose those of SINES and DANG VAN that we generalised to limited fatigue life. These criterion require the knowledge of the stress level in the screw at the bottom of its first thread in contact with the nut, where fatigue failure occurs. For this, we used a finite elements model of the bolt. On the other hand, several fatigue tests were undertaken; with the number of cycles to failure related to the stress level at the bottom of threads obtained by simulation, we characterised the multiaxial fatigue behaviour of the tested bolts. Then, the use of these criteria to industrial bolted joints was experimentally validated on a flanged type assembly. To overpass the finite elements model of the bolted joint, we used NEUBER's generalised rule and ESED method to determine the stress level at the bottom of the first thread under a cyclic loading. The fatigue tests were carried on two types of bolts: cold rolled then heated-tempered bolts, and heated-tempered then cold rolled bolts. The improved performance on this last type of bolts has put in evidence the influence of chronology of the different manufacturing operations. This improvement is explained by the residual stresses induced by rolling that we tried to simulate.

Liste des publications

Fares, Y., Chaussumier, M., Daidié, A., GUILLOT, J., Determining the life cycle of bolts using a local approach and the Dang Van criterion, *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, Vol 29, Issue 8, start page 588, 2006.

Fares, Y., Chaussumier, M., Ferrand, A., & Guillot, J., Caractérisation du comportement en fatigue des boulons à l'aide du critère de Dang Van, in *Proceedings on CDROM of Congress Design and Modelling of Mechanical Systems*. Tunisia, pp. 1-12, 2005.

Fares, Y., Chaussumier, M., & Guillot, J., Caractérisation du comportement en fatigue des boulons chargés axialement à l'aide d'une approche locale et du critère de Crossland, in *Actes sur CDROM du 9ème Colloque National La Plagne*, ISBN 2-9523979-0-2. La Plagne-Montalbert, France, pp. 1-9, 2005.