UNIVERSITÉ DE LORRAINE | BIBLIOTHÈQUES UNIVERSITAIRES

AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact bibliothèque : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr
(Cette adresse ne permet pas de contacter les auteurs)

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4
Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10
http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php
http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm

THÈSE

Présentée et soutenue publiquement pour l'obtention du titre de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE LORRAINE

Spécialité : Science des Matériaux

par

Médiateur NEMEYUKO

Fatigue de contact de roulement

Le 03 avril 2023

Membres du jury :

Président du jury :	Mr Hamid ZAHROUNI	Pr., Université de Lorraine, Metz
Rapporteurs :	Mr David THEVENET	Pr., ENSTA Bretagne
	Mr Omar OUSSOUADDI	Pr., Ecole des Mines de Rabat
Examinateur :	Mme Fazilay ABBES	McF., Université de Reims
Directeur de thèse :	Mr Abderrahim ZEGHLOUL	Pr., Université de Lorraine, Metz
Co-directeur de thèse :	Mr Norman MATHIEU	McF., Université de Lorraine, Metz

Laboratoire d'Etude des Microstructures et de Mécanique des Matériaux
UMR CNRS 7239 - Université de Lorraine
7 rue Félix Savart, 57070 Metz, France

Remerciements

Ce travail a été réalisé au Laboratoire d'Etude des Microstructures et de Mécanique des Matériaux (LEM3 - UMR CNRS 7239) de l'Université de Lorraine à Metz.

Je tiens à remercier profondément Monsieur Abderrahim ZEGHLOUL, Professeur à l'Université de Lorraine, qui m'a encadré tout au long de cette thèse et qui m'a inspiré la rigueur nécessaire et un certain professionnalisme. Je tiens à saluer vivement la grande qualité humaine et scientifique de sa personnalité. Je me réjouis d'avoir travaillé en sa compagnie lors de la réalisation de cette thèse.

Je tiens à remercier Monsieur Norman MATHIEU, Maître de conférences à l'Université de Lorraine, qui a assuré le co-encadrement. Je le remercie pour sa disponibilité permanente, son aide et ses conseils. Il est une très bonne personne tant sur le plan scientifique que sur le plan humain.

Je tiens à remercier Monsieur Omar OUSSOUADDI, Professeur à l'Ecole des Mines de Rabat, Monsieur David THEVENET, Professeur à l'ENSTA Bretagne, Monsieur Hamid ZAHROUNI, Professeur à l'Université de Lorraine, Madame Fazilay ABBES, Maître de conférences à l'Université de Reims, pour l'honneur qu'ils m'ont fait en acceptant d'être membres du jury de cette thèse, ainsi que pour le temps précieux et la considération qu'ils m'ont accordés.

Je remercie Monsieur Sofiene DELLAGI, Maître de conférences à l'Université de Lorraine, qui a été membre de mon comité de suivi de thèse avec Monsieur Hamid ZAHROUNI, pour leurs conseils constructifs qui m'ont été d'une grande aide tout au long de cette thèse.

Enfin, je voudrais remercier de tout cœur mes parents et mes frères et sœurs pour leur soutien et leurs encouragements inébranlables malgré la longue distance qui me sépare d'eux. J'ai pu compter sur eux dans les moments les plus difficiles de mes années d'études à l'étranger.

Table des matières

Remerciements i

Résumé vii

Abstract viii

Introduction générale ix

I Bibliographie 1

1 Fatigue de contact de roulement des roues ferroviaires et des rails 2

1.1 Introduction . . . 2
1.2 Conséquences de la FCR sur la sécurité . . . 4
1.3 Essais sans ultrasons sur les rails . . . 5
1.4 Réduction de la FCR . . . 6
1.5 FCR des roues ferroviaires . . . 6
1.6 FCR des rails . . . 8
1.7 Différence entre la fatigue classique et la FCR . . . 8
1.8 Modèles de prévision de FCR . . . 10
1.8.1 Modèle de force de cisaillement . . . 10
1.8.2 Modèle de dissipation d'énergie . . . 13
1.8.3 Modèle de prévision de FCR sous la surface . . . 15
1.8.4 Contraintes résiduelles . . . 21
1.9 Conclusions . . . 23

2 Défauts de FCR 25

2.1 Introduction . . . 25
2.2 Types de défauts du matériau des roues . . . 27
2.2.1 Défauts superficiels par indentation du ballast . . . 29
2.2.2 Méplats . . . 29
2.2.3 Ovalisation . . . 30
2.2.4 Fissuration de la bande de roulement . . . 30
2.2.5 Défibrage de roue . . . 33
2.2.6 Écaillage de roue . . . 34
2.2.7 Éclatement de la jante . . . 36
2.2.8 Fissuration verticale de la jante . . . 37
2.2.9 Formes géométriques de défauts de roues ferroviaires . . . 37
2.2.10 Détection des défauts de roues par apprentissage automatique . . . 38

2.3 Types de défauts du matériau des rails . . . 39
2.3.1 Fissuration du congé de roulement (GCC) . . . 39
2.3.2 Défibrage de rail . . . 42
2.3.3 Écaillage de rail . . . 44
2.3.4 Défauts transversaux . . . 45
2.3.5 Squats de rail . . . 46
2.3.6 Écrasement du champignon . . . 50
2.4 Conclusions . . . 51

3 Mécanismes d'amorçage et de propagation des fissures de FCR 53
3.1 Amorçage de fissures dû à la plasticité de surface . . . 53
3.2 Propagation de fissures . . . 54
3.2.1 Influence de la lubrification . . . 55
3.2.2 Corrosion . . . 56
3.3 Aspérités de surface . . . 56
3.4 Chargement thermique . . . 57
3.5 Modèles d'amorçage de fissures . . . 59
3.6 Modèles de propagation de fissures . . . 60
3.7 Difficultés de modélisation de la propagation de fissures . . . 65
3.8 Modélisation de la propagation des fissures . . . 65
3.9 Importance du piégeage du fluide . . . 66
3.10 Conclusions . . . 67

4 Analyse de la tribologie du contact roue-rail 69
4.1 Introduction . . . 69
4.2 Description du contact roue-rail . . . 71
4.3 Gestion des profils roue-rail . . . 71
4.3.1 Profils de roue . . . 71
4.3.2 Profils du rail . . . 73
4.4 Contrôle des forces . . . 75
4.4.1 Simulation de la dynamique des véhicules . . . 76
4.4.2 Système d'inspection du contact roue-rail . . . 76
4.4.3 Contrôle non destructif des rails . . . 76
4.5 Frottement roue-rail . . . 77
4.5.1 Gestion du frottement . . . 77
4.5.2 Lubrification . . . 78
4.5.3 Contrôle du frottement au champignon - bande de roulement . . . 79
4.5.4 Meulage des rails . . . 81
4.5.5 Modification de frottement . . . 81
4.6 Conclusions . . . 85

5 Prévision de la durée de vie en FCR 86
5.1 Introduction . . . 86
5.2 Modèle de fatigue de Jiang-Sehitoglu . . . 86
5.3 Modèle de plasticité . . . 89
5.3.1 Charge - décharge . . . 89
5.3.2 Loi d'écoulement plastique - Règle de normalité . . . 91
5.3.3 Lois d'écrouissage . . . 92
5.3.4 Prévision du comportement de matériau . . . 94

5.3.5 Limites des modèles . . . 97
5.4 Utilisation et calibrage de modèle d'écrouissage cinématique . . . 97
5.4.1 Modèle d'écrouissage cinématique linéaire . . . 98
5.4.2 Modèle d'écrouissage isotrope et cinématique non linéaire . . . 98
5.5 Conditions initiales . . . 101

II Modélisation et simulation numérique par éléments finis 103

6 FCR d'une roue ferroviaire sans défaut 104
6.1 Introduction . . . 104
6.2 Modélisation d'une section de roue sans défaut . . . 105
6.2.1 Théorie du contact de Hertz . . . 106
6.2.2 Fonction d'Airy [276] . . . 111
6.2.3 Potentiels complexes de Muskhelishvili [276] . . . 115
6.3 Analyse numérique des contraintes et des déformations . . . 119
6.4 Influence du chargement . . . 121
6.4.1 Contraintes et déformations . . . 121
6.4.2 Caractérisation du processus d'endommagement . . . 127
6.4.3 Paramètre de fatigue . . . 130
6.4.4 Plan critique du matériau . . . 134
6.4.5 Durée de vie en fatigue . . . 134
6.5 Influence du frottement . . . 135
6.5.1 Contrainte de Von Mises et déformation plastique équivalente . . . 137
6.5.2 Paramètre de fatigue . . . 144
6.5.3 Diagramme d'accommodation . . . 148
6.5.4 Durée de vie en fatigue . . . 154
6.6 Influence de la force centrifuge . . . 156
6.6.1 Introduction . . . 156
6.6.2 Modélisation d'une roue ferroviaire . . . 157
6.6.3 Conclusions sur l'effet de la force centrifuge . . . 163
6.7 Conclusions . . . 164

7 Étude de la FCR d'une roue ferroviaire par la technique de sous-modélisation 166
7.1 Introduction . . . 166
7.2 Description du modèle numérique 2D . . . 167
7.3 Résultats et discussions . . . 172
7.4 Influence de la profondeur de défaut . . . 177
7.5 Conclusions . . . 187

8 Influence de la géométrie d'un défaut sur la FCR d'une roue ferroviaire 189
8.1 Modèle numérique . . . 190
8.2 Résultats et discussions . . . 193
8.2.1 Conditions de contact roue-rail . . . 193
8.2.2 Contrainte normale maximale en compression . . . 197
8.2.3 Contrainte et déformation plastique équivalente . . . 201
8.2.4 Types de comportement du matériau . . . 206
8.2.5 Paramètre de fatigue . . . 210
8.2.6 Modes d'endommagement par FCR . . . 214

8.2.7 Durée de vie en fatigue 215
8.2.8 Conclusions 217
8.3 Influence des paramètres du matériau 218

Conclusion générale et perspectives **230**

Références **247**

Résumé

Dans ce travail, un modèle bidimensionnel par éléments finis est utilisé pour simuler la réponse mécanique d'une roue ferroviaire roulant sur un rail. Le matériau (acier pour roue) est élastoplastique avec une loi de comportement de Chaboche-Lemaitre combinant l'écrouissage isotrope et l'écrouissage cinématique non linéaire. Les contraintes et les déformations locales dans la zone près de la surface de contact roue-rail sont calculées en fonction de la charge par essieu, du coefficient de frottement et de la force centrifuge. A l'interface roue-rail, les forces tangentielles dues au frottement sont prises en compte. On suppose que le contact roue-rail est situé entre le boudin de la roue et le congé de roulement du rail pour des valeurs relativement faibles du coefficient de frottement ($\mu \leq 0.05$) pendant la phase de traction et entre la bande de roulement de la roue et le champignon du rail pour des valeurs relativement élevées du coefficient de frottement ($0.1 \leq \mu \leq 0.4$) pendant la phase de freinage. En première approximation, on suppose que le contact roue-rail est similaire à un contact entre un cylindre et un plan, qui est linéique ; ensuite on suppose que ce contact est similaire à un contact entre deux cylindres à axes perpendiculaires, qui est elliptique. Les écarts entre les résultats obtenus dans le cas linéique et ceux obtenus dans le cas elliptique ont été analysés. Pour valider le modèle numérique du contact roue-rail, on compare les évolutions des contraintes normales et de cisaillement obtenues analytiquement par la théorie du contact de Hertz (en élasticité plane) dans Matlab et celles obtenues numériquement sous Abaqus. La quantification de l'endommagement par fatigue de contact de roulement est réalisée en utilisant le critère de fatigue multiaxiale modifié de Jiang-Sehitoglu et le calcul de la durée de vie d'une roue ferroviaire N_f est effectuée à l'aide de la relation entre le paramètre de fatigue maximum $\mathrm{FP}_{\max}$ et la loi de Smith-Watson-Topper sur un plan critique où s'amorce une fissure de fatigue. Le diagramme d'accommodation a été construit en considérant une roue ferroviaire sans défaut dans le cas d'un contact roue-rail linéique et le cas d'un contact roue-rail elliptique. La fatigue de contact de roulement d'une roue ferroviaire a été étudiée par la technique de sous modélisation. Un défaut géométrique est inséré dans la section de la roue ferroviaire afin d'étudier son effet, notamment celui de sa forme, sur la fatigue de contact de roulement. Ce défaut est situé à une profondeur où se situe la valeur maximale de la contrainte de cisaillement $\tau_{\max}$. Les résultats obtenus dans le cas sans défaut, dans le cas d'un défaut circulaire et dans le cas d'un défaut elliptique ont été comparés. L'influence des paramètres du matériau sur la fatigue de contact de roulement d'une roue ferroviaire dans le cas sans défaut et dans le cas avec un défaut circulaire a été étudiée. L'influence de la force centrifuge a été étudiée dans le cas sans défaut.

Abstract

In this work, a two-dimensional finite element model is used to simulate the mechanical response of a wheel rolling on a rail. The material (wheel steel) is elastoplastic with a Chaboche-Lemaitre behavior law combining isotropic and nonlinear kinematic strain hardening. The local stresses and strains in the area near the wheel-rail surface are calculated as a function of axle load, friction coefficient, and centrifugal force. At the wheel-rail interface, tangential forces due to friction are taken into account. It is assumed that the wheel-rail contact is located between the wheel flange and the rail gauge corner for relatively low values of the friction coefficient ($\mu \leq 0.05$) during the traction phase and between the wheel tread and the rail head for relatively high values of the friction coefficient ($0.1 \leq \mu \leq 0.4$) during the braking phase. As a first approximation, we assume that the wheel-rail contact is similar to a contact between a cylinder and a plane, which is linear ; then we assume that this contact is similar to a contact between two cylinders with perpendicular axes, which is elliptical. The differences between the results obtained in the linear case and those obtained in the elliptical case are studied. To validate the numerical model of the wheel-rail contact, the evolution of the normal and shear stresses obtained analytically by the Hertz contact theory (plane elasticity) in Matlab and those obtained numerically in Abaqus are compared. The quantification of rolling contact fatigue damage is performed using the modified Jiang-Sehitoglu multiaxial fatigue criterion and the calculation of the life of a railway wheel N_f is performed using the relationship between the maximum fatigue parameter $\mathrm{FP}_{\max}$ and the Smith-Watson-Topper law on a critical plane where a fatigue crack initiates. The shakedown map was constructed considering a defect-free wheel in the case of a linear wheel-rail contact and in the case of elliptical wheel-rail contact. The rolling contact fatigue of a railway wheel has been studied by the sub-modeling technique. A geometric defect is inserted in the railway wheel section to study its effect, particularly the effect of its shape, on rolling contact fatigue. This defect is located at a depth where the maximum value of the shear stress $\tau_{\max}$ is located. The results obtained in the case without defect, in the case of a circular defect, and in the case of an elliptical defect were compared. The influence of the material parameters on the rolling contact fatigue of the railway wheel in the case without defect and in the case with a circular defect was studied. The influence of the centrifugal force was studied in the case without defect.

Introduction générale

La fatigue de contact de roulement (FCR) est couramment observée dans les engrenages, les mécanismes d'arbre à cames, les roulements, etc. et est considérée comme la rupture la plus inévitable. La FCR est également un phénomène d'endommagement dans lequel l'enlèvement de matière peut être entrainé par la propagation de fissures causées par le champ de contraintes alternées près de la surface de contact roue-rail. Dans le cas du contact roue-rail, la FCR est un phénomène d'endommagement qui apparaît sur les roues ferroviaires et les rails et qui est accélérée par l'augmentation des vitesses et des charges par essieu pendant l'exploitation.

Avec l'augmentation des vitesses et des charges par essieu dans le transport ferroviaire, la maintenance des roues ferroviaires et des rails est devenu un enjeu économique majeur, au-delà de celui de la sécurité. Par ailleurs, le rendement énergétique élevé du transport ferroviaire est rendu possible par les pertes favorablement faibles dans le contact de roulement entre les surfaces dures de la roue en acier et du rail en acier, qui ne se rencontrent que dans une très petite zone de contact de forme relativement elliptique. Cependant, plusieurs phénomènes indésirables peuvent se produire dans ce contact. Des forces de contact verticales élevées, mais également des forces latérales et longitudinales, induisent des contraintes qui peuvent provoquer la déformation et la fatigue des matériaux. Les grandes déformations plastiques qui caractérisent la fatigue oligocyclique produisent un comportement d'accommodation plastique et d'effet de rochet, s'il y a une accumulation unidirectionnelle de ces déformations dans le matériau de la roue. Ces types de comportement des matériaux attirent souvent l'attention des ingénieurs lors de la conception des roues et des rails. Par ailleurs, il existe généralement trois types de FCR dans les roues ferroviaires : l'endommagement de surface (défibrage et écaillage), sous la surface et au niveau d'un défaut. Dans le cas des conditions d'exploitation ferroviaire, les roues contiennent initialement des défauts de matériaux induits lors des procédés de fabrication.

Cette thèse est une étude numérique de la FCR d'une roue ferroviaire soumise à une charge par essieu traduite par une force normale, qui est le poids du train réparti sur toutes les roues. Pour ce faire, une section bidimensionnelle d'une roue ferroviaire est modélisée à l'aide du logiciel de calcul Abaqus. A l'interface roue-rail, nous avons considéré les forces tangentielles dues au frottement. Nous avons supposé que le contact roue-rail est situé entre le boudin de roue et le congé de roulement de rail pour des valeurs relativement faibles du coefficient de frottement ($\mu \leq 0.05$) pendant la phase de traction et entre la bande de roulement de roue et le champignon de rail pour des valeurs relativement élevées du coefficient de frottement ($0.1 \leq \mu \leq 0.4$) pendant la phase de freinage. De plus, en première approximation, nous avons supposé que le contact roue-rail est similaire à un contact entre un cylindre et un plan, celui-ci étant linéique. Ensuite, nous avons supposé que ce contact est similaire à un contact entre deux cylindres à axes perpendiculaires, celui-ci

étant elliptique. L'autre point essentiel consiste à construire numériquement le diagramme d'accommodation, appelé en anglais *shakedown map*, afin de déterminer le type de comportement du matériau de la roue ferroviaire (purement élastique, adaptation élastique, accommodation plastique et effet de rochet) et donc le niveau de fatigue en fonction des conditions de chargement et de frottement. Les limites du diagramme d'accommodation varient donc fortement en fonction du comportement mécanique du matériau. Le choix d'un matériau élastoplastique qui prend en compte un terme de rappel $-\gamma X\dot{\bar{\varepsilon}}^{pl}$ traduisant le non linéarité et d'un critère de fatigue mutiaxiale est primordial. De plus, un défaut est inséré dans la section de la roue en le plaçant à une profondeur où la contrainte de cisaillement maximum, τ_{max}, est plus élevée.

Cette thèse comprend deux parties principales :

La première partie est une étude bibliographique comportant cinq chapitres. Le premier chapitre est consacré à la fatigue de contact de roulement des roues ferroviaires et des rails. Dans ce chapitre, les conséquences de la FCR sur la sécurité ferroviaire, la gestion de la FCR et les modèles de prévision de la FCR sont brièvement abordés. Le deuxième chapitre concerne les défauts de FCR des roues et des rails. Dans ce chapitre, les types de forme des défauts situés sur la bande de roulement des roues ferroviaires sont abordés de manière particulière. Le troisième chapitre porte sur les mécanismes d'amorçage et de propagation des fissures de FCR. Le quatrième chapitre est consacré à l'analyse de la tribologie du contact roue-rail. Dans ce chapitre, le contact roue-rail est brièvement décrit en considérant le frottement à l'interface roue-rail. L'étude bibliographique se termine par le cinquième chapitre qui concerne la prévision de la durée de vie en FCR. Dans ce chapitre, les étapes utilisées dans les simulations numériques sont décrites, notamment le modèle de fatigue multiaxiale de Jiang-Sehitoglu et le modèle de plasticité de Chaboche-Lemaître.

La deuxième partie concerne la modélisation et la simulation numérique par éléments finis d'une section de roue ferroviaire. Cette partie est constituée de trois chapitres. Le premier chapitre est consacré à l'étude de la FCR d'une roue ferroviaire sans défaut. Dans ce chapitre, la théorie du contact de Hertz est utilisée pour valider le modèle numérique de contact roue-rail. Le deuxième chapitre concerne l'étude de la FCR d'une roue ferroviaire par la technique de sous-modélisation. Dans ce chapitre, la section de la roue ferroviaire soumise à une charge de F = 12 MN/m contient un défaut circulaire de rayon r = 0.1 mm. Le troisième chapitre porte sur l'influence de la géométrie d'un défaut sur la fatigue de contact de roulement d'une roue ferroviaire. Dans ce chapitre, deux formes de défauts ont été étudiées, à savoir la forme circulaire et la forme elliptique. De plus, dans ce chapitre, l'influence des paramètres du matériau d'une roue ferroviaire a été étudiée. Dans cette partie, on étudie l'influence de la charge par essieu, du coefficient de frottement et de la force centrifuge sur la fatigue de contact de roulement d'une roue ferroviaire.

Première partie

Bibliographie

Chapitre 1

Fatigue de contact de roulement des roues ferroviaires et des rails

1.1 Introduction

Les charges cycliques dues au contact de roulement entre deux pièces mécaniques génèrent la fatigue de contact de roulement (FCR). La FCR est un phénomène d'endommagement qui est défini comme le processus de fatigue causé par le contact de roulement et de glissement. L'essentiel est de savoir quand, où et comment l'endommagement se produit par FCR et de connaitre les modèles de prévision de la FCR.

Le phénomène de FCR se produit dans les voies ferrées, en particulier dans le contact roue-rail, les engrenages, les roulements et d'autres composants mécaniques impliquant un contact de roulement-glissement. La FCR entraîne des dommages précoces appelés défauts de type fissures. En augmentant la charge par essieu, ces fissures peuvent se développer en fissures plus grandes et provoquer des ruptures de roues et de rails.

L'endommagement par FCR peut se caractériser à la surface par l'écaillage, le défibrage et les squats. Cette fatigue est une cause importante de ruptures des roues et des rails, surtout quand les fissures se propagent en profondeur et conduisent à la rupture des pièces. L'étude du problème de la FCR est très complexe, car il s'agit d'un problème tribologique qui nécessite une approche multidisciplinaire incluant la mécanique des contacts, la fatigue, la mécanique de la rupture, etc...

La FCR fait l'objet des études scientifiques importantes depuis plusieurs décennies, mais à mesure que les outils et les pratiques de contrôle de l'ondulation et de l'usure sont devenus de plus en plus efficaces, la FCR est devenue une raison déterminante pour le remplacement et l'entretien des rails, ainsi que pour les ruptures des rails et les problèmes de sécurité. Depuis le milieu des années 1990 surtout, de nombreuses recherches ont été effectuées sur tous les continents pour comprendre les causes fondamentales de la FCR, les approches de modélisation et le développement des approches de maintenance. La FCR est une préoccupation majeure pour l'avenir car les entreprises exigent une vitesse plus élevée, des charges par essieu très élevées, une densité de trafic plus élevée et des forces de traction plus élevées [1].

La FCR est un problème qui ne connaît pas de frontières. Elle fait l'objet de recherches

dans toutes les industries ferroviaires du monde, notamment :

- États-Unis : Les pratiques de meulage des rails [2] [3] et les développements de l'acier [4] [5] [6] sont les principales approches adoptées par les chemins de fer américains pour faire face à la FCR. La dureté des aciers pour rails a progressivement augmenté, les rails de 400 BHN étant désormais couramment utilisés, notamment dans les courbes, mais pas exclusivement.

- Canada : La FCR est l'un des principaux facteurs de rupture de rails et est la principale cause du meulage des rails et de la réduction de la durée de vie des rails. Les travaux menés dans ce pays se sont concentrés sur les pratiques optimales de meulage des rails et la conception des profils [7], ainsi que sur la gestion du frottement [8] [9] [10] pour contrôler la FCR.

- Royaume-Uni : Suite au déraillement de Hatfield en 2000 dû à une rupture de rail causée par la FCR amorcée en surface, une étude approfondie a été menée sur les causes et les remèdes de la fissuration du congé de roulement [11] [12] [13]. Au cours des dernières années, de fortes contributions ont été apportées à la modélisation de l'amorçage des fissures [14], à la compréhension de l'effet de la courbure de la voie et des perturbations de la géométrie de la voie et le développement de systèmes de gestion de la FCR [15]. En outre, des efforts considérables ont été déployés pour développer des modèles complets de l'interaction véhicule-voie et de l'impact sur la FCR [16].

- Suède : Sur les lignes électrifiées de minerai de fer à fort tonnage, les wagons de charge par essieu de 25 tonnes circulent sur des rails UIC 60 avec la caractéristique métallurgique des rails UIC 1100 et UIC 900. Le rail souffre de fortes microfissures de surface du champignon et de l'écaillage, principalement dans les aiguillages et sur le rail haut des courbes, ce qui contribue à la rupture des rails. L'ondulation et l'usure de la face intérieure du rail sont également des préoccupations importantes [17]. Le meulage des rails s'est avéré très efficace pour atténuer les coûts de la FCR. La Suède a un programme de recherche ferroviaire très actif qui comprend d'importants efforts de recherche sur la FCR [18] [19] [20][21].

- France : L'accent est mis sur la FCR apparaissant sur les rails de ses lignes à grande vitesse, notamment la fissuration du congé de roulement [22] et les squats [23].

- Japon : Le défaut de surface le plus préoccupant est le squat [24], le principal traitement étant le meulage préventif des rails [25]. Au milieu des années 1990, 70 % des 220 kilomètres de rails remplacés annuellement sur la ligne Tokaido-Shinkansen étaient dus à la FCR [26]. Les microfissures de surface du champignon et le défibrage ont également été observés sur les lignes à grande vitesse et sur les lignes de toute la zone urbaine de Tokyo [27].

- Chine : Avec l'augmentation spectaculaire du trafic ferroviaire, le tonnage sur certaines lignes chinoises a considérablement augmenté. La FCR devient de plus en plus problématique [28], le défibrage du congé de roulement du rail haut et sur le sommet du rail bas étant le plus courant. L'approche du traitement semble se concentrer sur l'adoption d'aciers pour rails améliorés [22].

- Australie : Leader mondial en termes de charge par essieu, ce pays a été à l'avant-garde du développement de stratégies de meulage des rails [29] et d'aciers avancés pour rails et roues [30] [31] pour faire face aux problèmes d'écoulement plastique, de fatigue et d'usure. Une découverte importante rapportée en 1987 est que les rails à haute résistance, et en particulier les variétés à champignon trempé, ont montré une forte amélioration de la résistance à la fatigue [22].

- Afrique du Sud : Pionnier en matière de bogies orientables[32] pour la réduction des contraintes de cisaillement, de la fatigue et de l'usure. Plus récemment, le développement de systèmes intégrés de gestion de la FCR a été mis au point [33]. Comme dans d'autres pays de transport lourd, l'amélioration des pratiques de meulage des rails [34] continue de constituer un élément clé de la stratégie de gestion de la FCR.

- Allemagne : Les chemins de fer allemands souffrent depuis de nombreuses années de diverses formes de fatigue superficielle, les microfissures de surface du champignon se développant le plus rapidement sur les rails hauts nouvellement installés dans les courbes peu prononcées [35] [36]. Le meulage des rails et l'amélioration des profils de rail [35] ainsi que les aciers pour rails à haute résistance [37] sont les approches adoptées pour traiter le problème.

- Russie : les défauts de FCR sur les roues et les rails continuent d'être un défi pour les chemins de fer russes [38]. Les aciers améliorés [39] et les profils de roue et de rail [40] semblent être le principal objectif des chercheurs en Russie.

- Brésil : La FCR des roues et des rails au Brésil s'est concentré principalement sur ses chemins de fer de minerai de fer [22]. Les projets visant à augmenter la charge par essieu et à augmenter considérablement le tonnage annuel expédié à partir de ces mêmes mines n'ont fait qu'exacerber le problème. L'amélioration des bogies orientables [41] et le meulage des rails [42] [43] sont les principaux outils de traitement, et la gestion du frottement étant également prise en considération [44].

1.2 Conséquences de la FCR sur la sécurité

Dans certaines opérations, la FCR est le principal facteur des ruptures de rails et de déraillements. Voici quelques exemples :
- le déraillement de Hatfield au Royaume-Uni produit en 2000 qui a fait 4 morts et 107 blessés,
- un déraillement survenu en 2006 à New Brighton, en Pennsylvanie, où 23 wagons-citernes ont déraillé, dont plusieurs sont tombés dans une rivière et 20 des wagons ont libéré de l'éthanol qui a brûlé pendant 48 heures [22], et
- deux déraillements en raison d'une rupture d'un rail causée par la FCR sur le chemin de fer sud-africain Spoornet en avril 2004. La rupture de rail catastrophique a été le résultat d'une fissuration du congé de roulement qui a provoqué de gros défauts transversaux (environ 80 % de la surface du champignon).

Il s'est avéré que la perte d'une longueur du champignon de rail, de quelques millimètres à quelques mètres, est suffisante pour précipiter un déraillement et que les défauts qui s'étendent sur la longueur du rail ou apparaissent en clusters sont les plus dangereux.

La première catégorie comprend la fissure verticale du champignon et la séparation âme-champignon, tandis que les défauts de FCR tels que la fissuration du congé de roulement, les défauts transversaux et les squats sont des exemples pour la seconde catégorie. Les défauts isolés, tels que les ruptures de rails propres, ne conduisent pas souvent à des déraillements parce que l'espace créé est normalement comblé par le passage des trains [1].

La FRA[1] gère une base de données de statistiques des accidents, et il est possible d'en extraire la fréquence des ruptures de rail liées aux défauts de rail peut être extraite. Pendant 3 ans, de 2006 à 2008, il y a eu un total de 246 déraillements dus à la "fissuration transversale et composée T220" et 145 déraillements liés aux "fissures de fatigue T207 dues au défibrage, aux microfissures de surface du champignon", dont 40 à 50 % étaient des déraillements en voie principale. Il s'agit des quatrième et neuvième causes principales d'accidents ferroviaires répertoriées dans la base de données. Bien que les incidents T207 soient clairement une conséquence de la FCR, seulement environ la moitié de la première catégorie est due à la FCR, le reste se produisant sur des rails plus anciens présentant des défauts internes. Au total, les 268 déraillements causés par la FCR représentent environ 10 % de tous les déraillements survenus au cours de cette période. En 2005, la FRA a signalé que le nombre de déraillements causés par la voie ferrée s'élevait à 1024 dont 57 accidents non mortels. La FCR représentait environ 105 (10 %) de ces déraillements, dont 7 (13 %) accidents non mortels [22].

L'assemblage nécessaire des rails par soudage est un emplacement permanent de rupture de rail, 42 % du total des défauts de rail (1995) étant dus à des trous d'éclissage et à des soudures défectueuses. L'analyse des données de la FRA des années 1980 [45] a montré qu'un déraillement causé par la rupture d'un rail se produit pour 770 défauts. Pour les défauts liés aux contraintes de contact, tels que les défauts transversaux et les fissures verticales du champignon, le taux atteint 1 pour 526. Dans une analyse distincte [46], les données d'un chemin de fer anonyme de classe I aux États-Unis ont montré que le nombre de rails brisés par déraillement était d'environ 300 en 1989.

1.3 Essais sans ultrasons sur les rails

La fatigue de surface est un grave danger car elle empêche la bonne transmission des ondes ultrasonores jusqu'au patin et au siège de rail. Si le signal de retour n'est pas détecté, il n'y a pas d'essai et l'inspecteur doit alors s'arrêter et effectuer des contrôles manuels du rail à l'aide d'un système à commande manuelle plus sensible. Cet arrêt et ce démarrage réduisent considérablement la productivité de l'inspection et réduisent la disponibilité des voies pour le trafic commercial. En raison du risque de rupture de rail et de déraillement dû aux défauts sous-surfaciques non détectés, l'échec de réaliser un essai sur de nombreux chemins de fer nécessite le retrait de la longueur de rail concernée.

1. Federal Railroad Administration

1.4 Réduction de la FCR

Les mesures qui peuvent être prises pour contrôler la FCR sont les suivantes :

- Meulage des rails de façon à ce que les fissures amorcées soient arrêtées [1]. Le meulage des rails élimine le métal de surface du champignon. Il est principalement effectué dans le but de contrôler les défauts de FCR et l'usure des rails. Le meulage des rails est devenu de plus en plus reconnu pour le contrôle des défauts de FCR à partir des années 1980 avant qu'il ne soit principalement axé que sur l'enlèvement des ondulations.
- Meulage des rails hauts d'une courbe en une forme de profil spécial qui empêche tout contact dans la zone sensible de FCR du rail (congé de roulement du rail).
- Lubrification dans les courbes, qui réduit les forces de frottement dans le contact rail-roue [47].
- Entretien des voies et des véhicules ferroviaires. Par exemple, les irrégularités de voies verticales et latérales peuvent générer des forces dynamiques élevées. Les forces dynamiques dépendent également de la quantité d'usure et de la sous-structure des voies ferrées.
- Utilisation de rails à champignon trempé (ou rail à tête durcie) dans les courbes car ces rails ont une plus grande résistance à la FCR et à l'usure [48] [49]. Dans ce cas, les microfissures de surface du champignon se propageront plus lentement.
- Utilisation de rails à deux matériaux où des revêtements, tels que le Duroc 222 et le Duroc 508, sont appliqués sur le champignon de rail [50]. Ces deux revêtements sélectionnés ont une résistance considérablement améliorée à l'endommagement par FCR par rapport au matériau UIC 900A (260-grade).
- Utilisation de systèmes de direction active pour la commande du moment de lacet de l'essieu monté et du bogie et pour la commande de position latérale de l'essieu monté et de la voie [51].
- Réduire la rigidité en lacet primaire afin de réduire les forces de frottement dans le contact roue-rail [16]. De plus, la rigidité en lacet des essieux exacerbe l'amorçage de la FCR dans certaines situations.

1.5 FCR des roues ferroviaires

Pour les cas de frottement superficiel modéré, c'est-à-dire un coefficient de frottement utilisé inférieur à environ 0.3 ($\mu < 0.3$), les fissures de fatigue ont tendance à s'amorcer sous la surface. Un tel amorçage est favorisé par l'occurence de défauts du matériau [52] [53] [54] [55]. Un autre facteur susceptible de favoriser l'amorçage de fissures est le contact près du côté extériéur de la roue[52].

Selon l'analyse élastique, la plus grande contrainte de cisaillement alternée dans une roue ferroviaire due au contact de roulement de profils nominaux se situe généralement à 4-5 mm sous la surface [56]. Toutefois, le point d'amorçage des fissures sous-surfacique dans les roues ferroviaires peut varier de 4 mm à environ 20 mm [52] [55] [57] [58] [59]. Il y a plusieurs raisons à cela, dont :

- L'écrouissage du matériau est plus prononcé en surface [53].
- Les contraintes résiduelles de compression à la surface dues au procédé de fabrication et aux charges opérationnelles peuvent avoir tendance à supprimer l'amorçage de fissures de fatigue peu profondes [60].

- Les défauts de matériaux peuvent provoquer des contraintes localisées très élevées même à des profondeurs considérables [54] [57] [61].

Plus le point d'amorçage est profond, plus l'effet des défauts du matériau est important. En dessous d'environ 10 mm, les valeurs de contrainte globale sont très faibles. Néanmoins, un défaut du matériau introduira une concentration de contraintes très élevée pouvant entraîner l'amorçage de fatigue[61]. En revanche, plus on s'approche de la surface, plus l'influence de la géométrie de contact est importante [62]. Il convient de noter que, puisque la fissure se propage en compression et en cisaillement, ce qui entraîne le frottement des faces de la fissure, les défauts du matériau qui ont agi comme initiateurs de la fissure peuvent s'user pendant la propagation de la fissure. En particulier, cela pose un problème pour les défauts des matériaux mous tels que le sulfure de manganèse(MnS) et les défauts situés près de la surface. Cela pourrait expliquer l'absence de défauts de matériaux dans certains cas signalés [59]. La difficulté de trouver des défauts de sulfure de manganèse est également due à leur petite taille. Cependant, ils sont connus pour former des amas [53] [57] et il s'est avéré qu'ils se déforment en très longues chaînes en forme d'aiguilles [63].

Lors de l'amorçage d'une fissure de fatigue peu profonde dans les roues, la fissure se propage généralement vers le bas en direction du moyeu de roue, lors de sa propagation ultérieure (Figure 1.1a). Elle dévie ensuite jusqu'à une profondeur d'environ 20 mm avec une propagation continue dans la direction circonférentielle. Lorsqu'elle est amorcée à une plus grande profondeur, la fissure continue à se propager généralement à cette profondeur (Figure 1.1b). La rupture finale se produira éventuellement sous forme d'agents de ramification vers la surface (Figure 1.1a) ou, plus rarement, vers le moyeu de la roue (Figure 1.1b). Dans les deux cas, ainsi qu'en fatigue des rails, les surfaces des fissures présentent des ondulations caractéristiques [6] [52] [53] [55] [64].

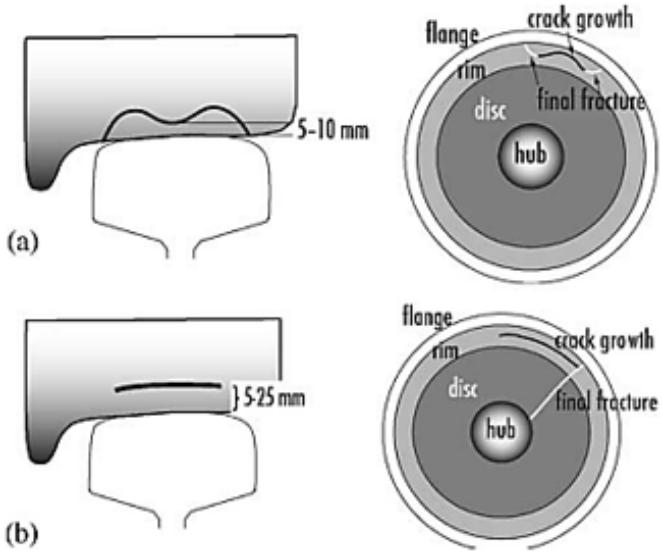


FIGURE 1.1 – Aspect caractéristique de fissures de fatigue sous la surface dans les roues ferroviaires : (a) amorçage peu profond et (b) amorçage profond au niveau d'un défaut [18].

1.6 FCR des rails

Pour les rails, la fatigue amorcée sous la surface est plus fréquente dans les lignes de transport lourd principalement sur le rail haut des courbes. Il a été rapporté que la plus grande variation de la contrainte de cisaillement dans les rails, telle qu'évaluée pour un plan orienté à 60° par rapport à la verticale, a été observée au congé de roulement, à une profondeur d'environ 3 mm sous la surface de roulement [65] [66]. Les points d'amorçage signalés dans la littérature sont normalement plus profonds : des valeurs de 3 à 15 mm sous la surface de roulement ont été rapportées [67] [68] [69]. La raison pour laquelle des fissures s'amorcent à ces profondeurs importantes est probablement due aux fortes contraintes de traction [68] [70]. L'emplacement de l'amorçage est généralement au-dessus de la profondeur de la traction résiduelle maximale mais il peut coïncider avec la profondeur de la traction cyclique maximale [71]. Les fissures sous la surface se produisent généralement au congé de roulement sur le rail haut des courbes en raison de la charge élevée et de la petite zone de contact [72]. Il convient également de noter que l'effet de bord du congé de roulement aura un effet néfaste, à savoir un contact près du côté extérieur d'une roue.

Il existe de fortes indications que les défauts de matériaux jouent un rôle important dans l'amorçage de la fatigue sous la surface des rails [72] [73] [74] [75], ainsi que des rapports faisant état de l'absence de grandes inclusions non métalliques sur les sites d'amorçage [68] [70]. Il est à noter que les soudures peuvent introduire des défauts de matériaux supplémentaires ainsi que des charges verticales localement élevées et des contraintes résiduelles néfastes et peuvent donc constituer des points faibles [26] [72]. De plus, l'hydrogène peut avoir un effet néfaste sur la propagation des fissures à partir de défauts sous la surface des roues et des rails [53] [72] [73].

En raison des différents mécanismes de fatigue, une distinction doit être faite entre les fissures amorcées à des profondeurs relativement faibles et les fissures plus profondes. Dans le premier cas, les contraintes de contact sont la cause dominante tandis que plus le point d'amorçage est profond plus les problèmes tels que les défauts de matériaux (ou d'autres concentrations de contraintes), la flexion globale, les contraintes résiduelles et thermiques deviendront importants. La rupture s'oriente plus vers la fatigue classique. Il existe même des rapports dans la littérature sur l'amorçage de fissures au bas du congé de roulement [76]. L'amorçage se produit alors à une concentration de contraintes, typiquement au niveau d'une soudure ou d'une bavure avec une entaille, et la propagation est immédiatement transversale en raison de la flexion globale et des contraintes résiduelles de traction.

Les fissures de fatigue peu profondes amorcées sous la surface des rails se propagent généralement parallèlement à la surface jusqu'à une longueur critique où elles peuvent dévier et causer une rupture complète du rail si elles ne sont pas détectées à temps [71] [73]. Les contraintes résiduelles de traction et un refroidissement thermique dans les voies entièrement soudées favorisent une telle rupture. Un mode de rupture moins nuisible se produit lorsque la fissure dévie vers la surface et détache un morceau de matériau du rail.

1.7 Différence entre la fatigue classique et la FCR

Il existe un certain nombre de différences entre la fatigue classique et la FCR qui rendent impossible l'application directe des résultats de la fatigue classique à la FCR. Les diffé-

rences les plus importantes peuvent être énumérées comme suit :

1. L'état de contrainte dans les contacts non conformes où se produit la FCR est complexe et multiaxial et régi par la théorie du contact de Hertz. Dans la littérature, les méthodes de dérivation des contraintes sous la surface pour un contact hertzien linéique et ponctuel ont été proposées [77] [78] [79] [80] [81] [82] [83].

2. Contrairement à la plupart des phénomènes de fatigue classique, la FCR est typiquement un mécanisme de fatigue multiaxiale. Au cours des dernières décennies, plusieurs critères de fatigue multiaxiale ont été développés et vérifiés à l'aide d'expériences [84] [85] [86] [87] [88] [89] [90].

3. Contrairement à la fatigue classique, l'historique de chargement en un point sous la surface est non proportionnel ; c'est-à-dire que les composantes de contrainte n'augmentent et ne diminuent pas avec le temps dans la même proportion les unes par rapport aux autres. Par exemple, l'historique des contraintes pour un point situé à la profondeur où la contrainte de cisaillement orthogonale τ_{xz} est maximale. Il y a une inversion complète de la contrainte de cisaillement τ_{xz}, tandis que les contraintes normales σ_x et σ_z restent toujours compressives. De plus, les pics des deux contraintes normales ne coïncident pas avec les pics de la contrainte de cisaillement [91].

4. Il existe une composante de contrainte hydrostatique élevée dans le cas de contacts non conformes, qui est absente dans la fatigue classique due à la traction-compression ou à la flexion.

5. Les axes principaux dans les contacts non conformes changent constamment de direction au cours d'un cycle de contrainte en raison duquel les plans de contrainte de cisaillement maximale continuent également de changer. Il est donc difficile d'identifier les plans où l'endommagement par fatigue maximal se produit.

6. Le phénomène de FCR se produit dans un très petit volume de matériau sollicité, parce que le champ de contraintes de contact est très localisé.

7. L'évolution de l'endommagement par FCR conduisant à l'écaillage due à la fatigue implique un processus en trois étapes : l'adaptation élastique, l'accommodation plastique et l'effet de rochet. La déformation plastique localisée et le développement de contraintes résiduelles sont des précurseurs de l'endommagement par fatigue. Par conséquent, la capacité de calculer les champs de contraintes élastoplastiques qui tiennent compte des effets de chargement cyclique et de traction, et reconnaissent les changements microstructuraux, est un outil nécessaire pour quantifier l'endommagement par FCR des roues et des rails.

Comme la fatigue est le mode de rupture principal dans le cas de contact roue-rail, la durée de vie des roues ferroviaires et des rails est régie par leur durée de vie en FCR. Au fil des années, plusieurs modèles mathématiques ont été proposés pour estimer la durée de vie en FCR des roues et des rails. Ces modèles peuvent être classés en (i) modèles d'ingénierie probabilistes et (ii) modèles de recherche déterministes.

Les modèles d'ingénierie sont en grande partie de nature empirique et incluent des va-

riables obtenues à partir d'essais expérimentaux approfondis. Ils ne considèrent pas directement les détails du comportement constitutif des matériaux sous des charges de contact, ni les calculs des contraintes et déformations résiduelles dans les zones de contact.

Les modèles de recherche, quant à eux, sont de nature théorique, nécessitent des informations complètes sur le comportement contrainte-déformation des matériaux en contact et sont utilisés conjointement avec un modèle de rupture des matériaux. Cependant, ces modèles se limitent généralement à un aspect spécifique du processus de rupture, par exemple, seulement la partie amorçage d'une fissure ou seulement la partie propagation d'une fissure.

1.8 Modèles de prévision de FCR

1.8.1 Modèle de force de cisaillement

Un modèle de prévision de FCR amorcée en surface des roues et des rails a été développé et est basé sur la théorie du diagramme d'accommodation [18] [19] [92] [93] [94]. Ce diagramme exige comme entrée une charge normale, une géométrie de contact c'est-à-dire les demi-axes hertziens [77] [78] et une résistance du matériau en termes de limite élastique en cisaillement comprenant l'écrouissage, qui peut être substantielle en contact de roulement [95]. L'emplacement du point de fonctionnement dans le diagramme d'accommodation indique si une plasticité de surface, impliquant une fatigue de surface, se produira.

Le matériau est soumis, en raison de charges de contact répétées, à un cycle de contrainte répété. Le matériau peut répondre de quatre manières possibles, comme le montre la figure 1.2 [92] :

1. Une réponse est parfaitement élastique si la contrainte maximale ne dépasse pas la limite élastique des matériaux en contact.
2. Le comportement d'adaptation élastique est celui dans lequel la déformation plastique a lieu au cours de cycles de chargement, tandis qu'en raison des contraintes résiduelles ou de l'écrouissage, l'état stabilisé est parfaitement élastique.
3. Le comportement d'accommodation plastique est celui dans lequel l'état stabilisé est une boucle fermée, courbe d'hystérésis, sans accumulation nette de déformation plastique.
4. Le comportement de l'effet de rochet est celui dans lequel l'état stabilisé est une boucle élastoplastique ouverte. L'effet de rochet est un mode de rupture généralement associé aux composants qui sont soumis à des charges de pression et simultanément à des contraintes thermiques cycliques élevées. De plus, l'effet de rochet se caractérise par des déformations plastiques nettes qui s'accumulent au cours de chaque cycle de chargement. Une déformation continue peut éventuellement rendre le matériau inutilisable et l'accumulation de la déformation peut accélérer la fissuration par fatigue [96]. L'écrouissage cinématique non linéaire, qui se produit lorsque l'état de contrainte atteint la surface de charge, est considéré comme le principal mécanisme à l'origine de l'effet de rochet.

Trois mécanismes différents contribuent au processus d'adaptation et d'accommodation qui a lieu entre la première application de la charge et l'état stabilisé cyclique [92] :
- La déformation plastique au cours des premiers cycles de chargement engendre des contraintes résiduelles qui sont protectrices et rendent moins probable la déformation

plastique pendant les cycles de chargement ultérieurs.
- L'écrouissage du matériau au cours des premiers cycles de chargement réduit la déformation plastique ultérieure.
- La déformation plastique au cours des premiers cycles de chargement rend les surfaces plus conformes, ce qui réduit l'intensité de la contrainte de contact pour une charge donnée.

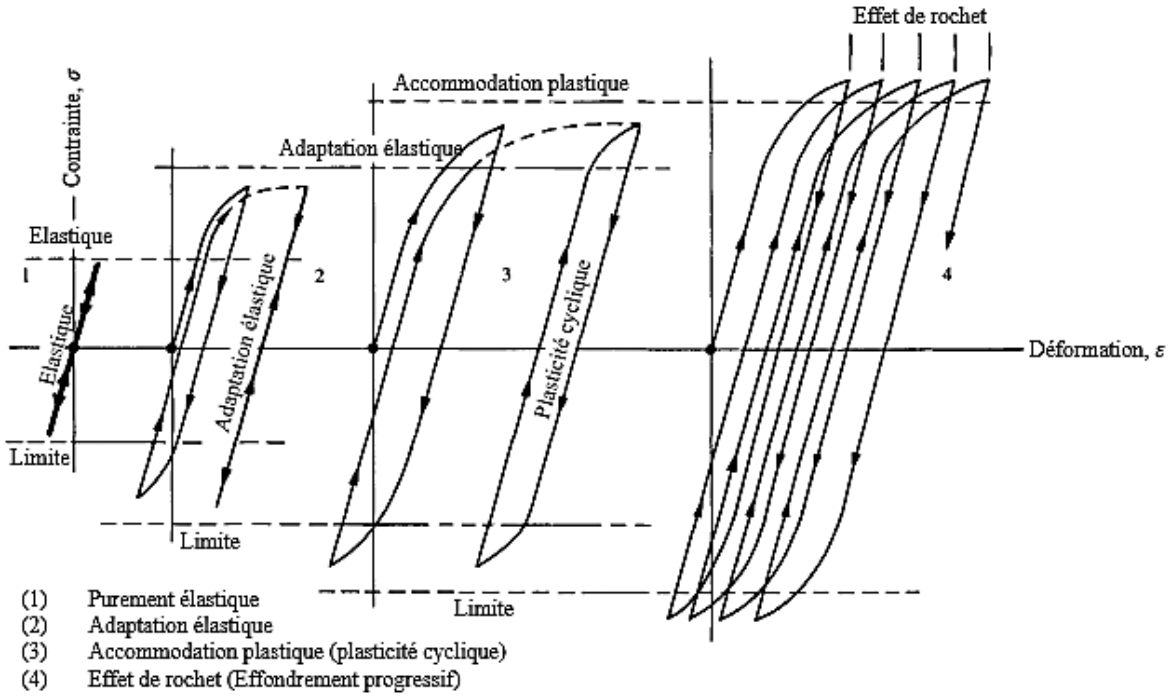


FIGURE 1.2 – Réponse du matériau sous chargement cyclique [92].

La probabilité de FCR dépend du niveau de pression de contact et des forces de fluage dans la zone de contact. Une frontière de l'effet de rochet (limite du diagramme d'accommodation) est définie, en fonction de la pression de contact maximale, p_0 (MPa), divisée par la limite élastique en cisaillement, k (MPa), et du coefficient de frottement, μ. Si la combinaison de la pression de contact et des forces de fluage dépasse cette limite, des fissures superficielles se produisent. Le diagramme d'accommodation est souvent utilisé pour comparer les conditions de contact avec la frontière de l'effet de rochet (Figure 1.4).

Les forces de fluage agissent dans le plan de la zone de contact et sont liées au frottement entre une roue et un rail. Pour qu'une force de fluage se développe, une certaine quantité de glissement (fluage) est nécessaire. En général, les forces tangentielles dépendent donc de la charge normale, des conditions de frottement et du mouvement relatif entre les surfaces de contact [97].

Le coefficient de frottement a été défini comme le quotient entre la force de fluage résultante tangentielle (F_T) et la force normale (F_z) [18] [19] :

$$\mu = \frac{F_T}{F_z} = \frac{\sqrt{F_x^2 + F_y^2}}{F_z} \tag{1.1}$$

où F_x et F_y sont respectivement les forces de fluage longitudinales et latérales. L'équation de la frontière de l'effet de rochet (Figure 1.3) a été définie comme suit :

$$\upsilon = \frac{p_0}{k} = \frac{1}{\mu} \tag{1.2}$$

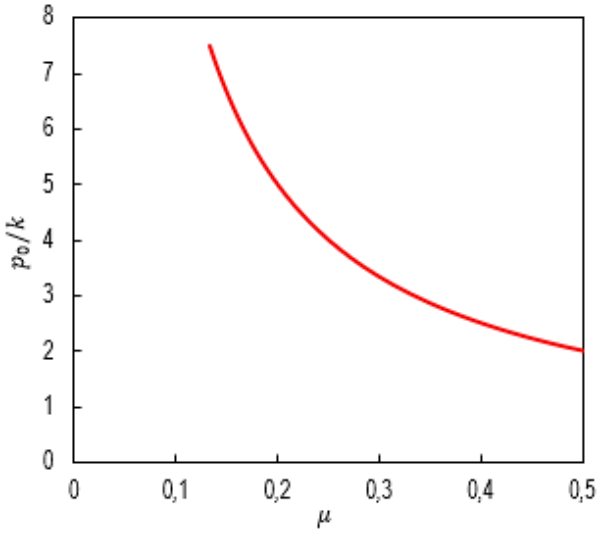


FIGURE 1.3 – Limite de la région de l'effet de rochet du matériau.

Un indice de fatigue de surface (FI_{surf} [-]) basé sur le diagramme d'accommodation a été défini et peut être considéré comme une indication de l'amorçage de FCR [19] :

$$FI_{surf} \equiv \mu - \frac{1}{\upsilon} \equiv \mu - \frac{k}{p_0} \equiv \mu - \frac{2\pi abk}{3F_z} \tag{1.3}$$

Où μ est le frottement appliqué, a et b les demi-axes de la zone de contact hertzien, k, la limite élastique en cisaillement du matériau écroui et F_z la valeur de la charge verticale.

La fatigue de surface est prévue si :

$$FI_{surf} > 0 \tag{1.4}$$

Plus l'indice est élevé, plus le risque de la fatigue de surface est élevé. Différents moyens de prévenir la fatigue de surface peuvent être identifiés à partir de cet indice de fatigue. La première option consiste à augmenter la résistance du matériau (k) et à contrôler la géométrie de contact (a, b) en introduisant des matériaux à plus haute limite élastique [98] [99] [100], le meulage des rails [26] [101] [102], le revêtement de surface et la trempe des jantes de roue pour introduire des contraintes résiduelles de compression bénéfiques [103]. Une autre option consiste à réduire les charges de frottement (μ) grâce à la lubrification et aux commandes de freins. La prévention de la fatigue a été approfondie dans la littérature [73] [104] [105].

L'indice de fatigue (FI_{surf}) dépend du degré de dépassement de la frontière de l'effet de rochet. Dans le diagramme d'accommodation, le FI_{surf} est la distance horizontale entre le point de travail des conditions de contact et la frontière de l'effet de rochet. L'endommagement est supposé se produire uniquement pour $FI_{surf} > 0$.

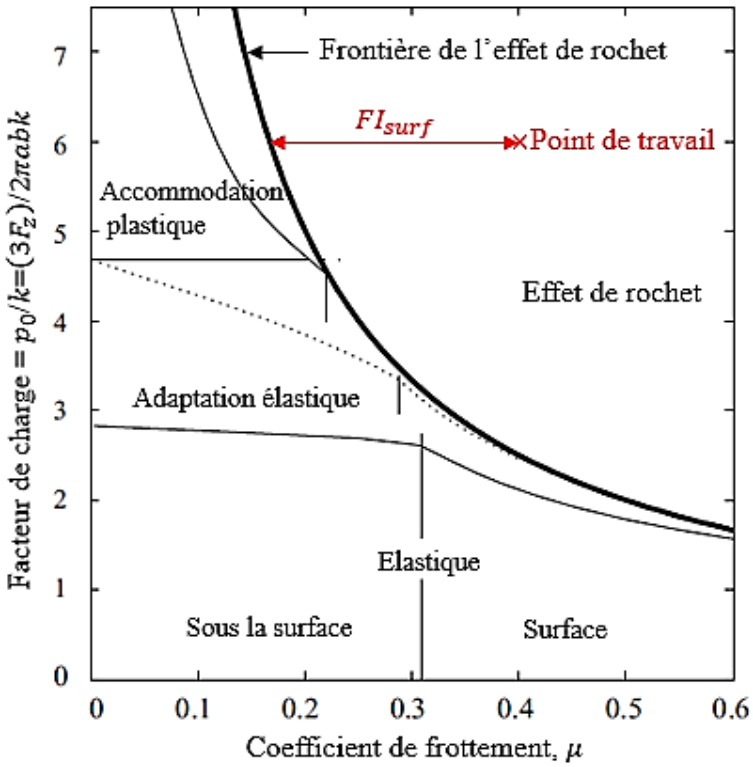


FIGURE 1.4 – Diagramme d'accommodation avec le point de fonctionnement et la frontière de l'effet de rochet. L'indice de fatigue de surface est indiqué par la ligne rouge horizontale.

Un inconvénient de ce modèle de prévision de la FCR est que le diagramme d'accommodation appliqué découle des conditions de glissement total. Un contact sur le boudin d'une roue est souvent en glissement complet alors qu'un contact sur la bande de roulement est souvent en glissement partiel. Pour ces conditions de contact, le modèle peut donc être invalide. Il a été montré que pour les contacts linéiques et pour un coefficient de frottement donné, la frontière de l'effet de rochet pour les contacts en glissement partiel est inférieure à celle pour les contacts en glissement total.

Un autre inconvénient de ce modèle est que le diagramme d'accommodation ne prend pas explicitement en compte le fluage dans le contact roue-rail bien que le fluage puisse être une variable importante dans la détermination de la durée de vie en fatigue [106]. De plus, le modèle ne prend pas en compte l'influence éventuelle de l'usure, ce qui peut également être considéré comme un inconvénient. Cependant, le modèle peut être appliqué en combinaison avec un modèle d'usure séparé.

1.8.2 Modèle de dissipation d'énergie

Un autre prédicteur pour déterminer le risque de FCR est le Modèle WLRM (Whole Life Rail Model) basé sur la dissipation d'énergie dans le contact roue-rail [106] [107]. Ce modèle a été principalement développé pour prédire la FCR des rails, mais il a également été utilisé pour développer un modèle capable de prédire l'amorçage de la FCR et l'usure des roues [108]. Le modèle combine les forces de fluage longitudinales et latérales (T_x et T_y (N)) avec les fluages correspondants (γ_x et γ_y (-)) pour calculer le nombre d'usure ($T\gamma$) :

$$T\gamma = (T_x.\gamma_x + T_y.\gamma_y) \tag{1.5}$$

L'endommagement par fatigue dépend de la valeur du nombre d'usure, $T\gamma$, selon la fonction d'endommagement de la figure 1.5. L'indice d'endommagement (DI) (ou fonction d'endommagement par FCR) est définie comme la proportion de la durée de vie en fatigue du matériau pour une condition de contact spécifique (Figure 1.5). Pour chaque position de contact, l'indice d'endommagement peut être additionné et la fatigue se produit lorsque l'unité est atteinte pour le DI total.

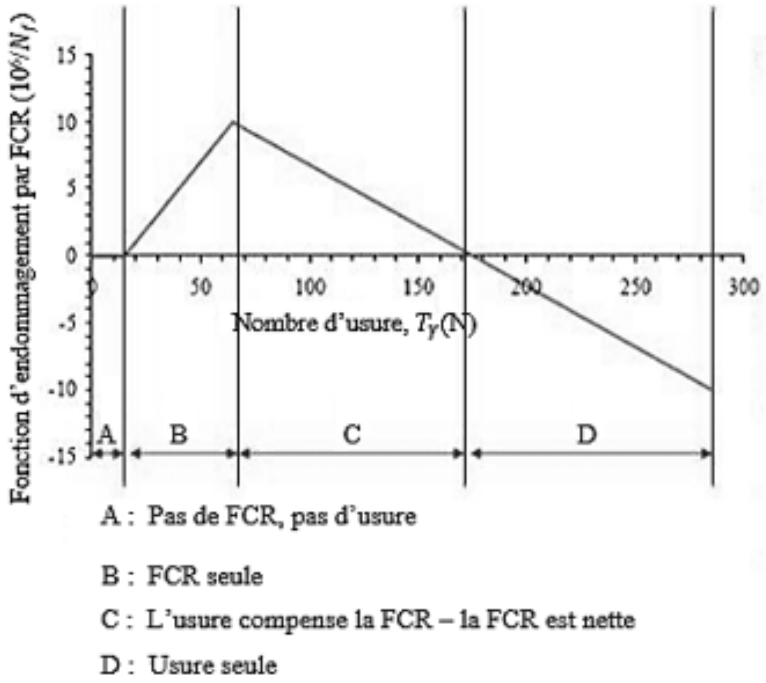


FIGURE 1.5 – Fonction d'endommagement par FCR ($1/N_f$ nombre de cycles à rupture) en fonction du nombre d'usure $T\gamma$ [106].

Le modèle prend également en compte l'influence de l'usure (pente négative sur la figure 1.5). Pour des valeurs élevées de $T\gamma$ ($T\gamma > 65N$), l'usure commence à dominer et pour $T\gamma > 175N$, le taux d'usure est encore plus élevé que la propagation des fissures, ce qui n'entraîne aucun endommagement par FCR. Il s'agit de la région où le régime d'usure sévère devrait commencer. Le taux d'usure devrait augmenter plus rapidement que la propagation des fissures pour $T\gamma > 65N$. Cependant, le taux d'usure en fonction du nombre d'usure sur trois sites d'essai différents a augmenté à un taux constant avec l'augmentation de nombre d'usure[107]. Cela contredit le comportement attendu de la fonction d'endommagement.

Le principal inconvénient de ce modèle est sa nature empirique et le besoin de recalibrage pour de nouvelles applications. La fonction d'endommagement a été ajustée sur les données de six sites d'essai. De plus, la pression de contact n'est pas explicitement prise en compte, ce qui peut influencer l'amorçage de fissures de FCR [106]. Un autre inconvénient est que le fluage rotatif n'est pas explicitement inclus dans le nombre d'usure $T\gamma$. Pour les positions de contact sur le congé de roulement de rail, où le fluage rotatif peut être

élevé et des fissures s'amorcent souvent, cela peut faire une différence.

Le fluage rotatif décrit le mouvement de rotation relatif entre une roue et un rail. En général, la rotation seule n'est pas considérée comme une cause de bruit de crissement, mais elle influence les forces de contact et les processus dans la zone de contact. Par conséquent, le fluage rotatif peut influencer l'apport d'énergie au système roue-rail [109].

1.8.3 Modèle de prévision de FCR sous la surface

1.8.3.1 Mécanismes de fatigue

Les fissures de fatigue sous la surface s'amorcent à des profondeurs supérieures à environ 3 à 5 mm sous la bande de roulement de roue en raison des contraintes de contact normales s'il n'y a aucun signe d'inclusions (défauts) macroscopiques. A une profondeur de 10 à 25 mm, la résistance à la fatigue sera entièrement gouvernée par la présence d'inclusions macroscopiques (taille d'environ 1 mm). Dans ce cas, la fatigue peut s'amorcer au niveau du défaut situé à cette profondeur. Les contraintes près du défaut sont localement augmentées, ce qui peut conduire à des déformations plastiques locales qui génèrent des contraintes résiduelles.

La fatigue amorcée sous la surface est le résultat d'une fatigue à grand nombre de cycles, due à un comportement d'adaptation élastique, causée par une combinaison de charges verticales élevées, d'une mauvaise géométrie de contact, entraînant une petite zone de contact, et d'une faible résistance à la fatigue du matériau, par exemple due aux inclusions microscopiques de sulfure de manganèse. Les caractéristiques typiques sont (Figure 1.6) [19] [53] :
- aucun signe d'inclusions ou de cavités macroscopiques au point d'amorçage,
- l'amorçage de fissures à une profondeur d'environ 3 à 10 mm sous la bande de roulement de roue,
- la propagation des fissures selon un angle vers le bas jusqu'à une profondeur d'environ 20 mm,
- la rupture finale vers la surface,
- la longueur de fissure circonférentielle d'environ 15 à 100 mm à la rupture et dans les cas extrêmes jusqu'à environ 250 à 300 mm.

1.8.3.2 Modèle de prévision

Ce type de fatigue a été analysé au moyen de simulations numériques utilisant le critère de fatigue multiaxiale de Dang Van. Le critère de Dang Van stipule que l'endommagement par fatigue se produit si l'inégalité suivante est satisfaite :

$$\sigma_{\mathrm{EQ}} > \sigma_{\mathrm{EQ,e}}, \tag{1.6}$$

où

$$\sigma_{\mathrm{EQ}} = \max_t \left[\sigma_{\mathrm{EQ}}(t)\right] = \max_t \left[\tau_a(t) + a_{\mathrm{DV}}\sigma_h(t)\right] \tag{1.7}$$

Ici, $\tau_a(t)$ est l'amplitude de la contrainte de cisaillement dépendante du temps, définie comme :

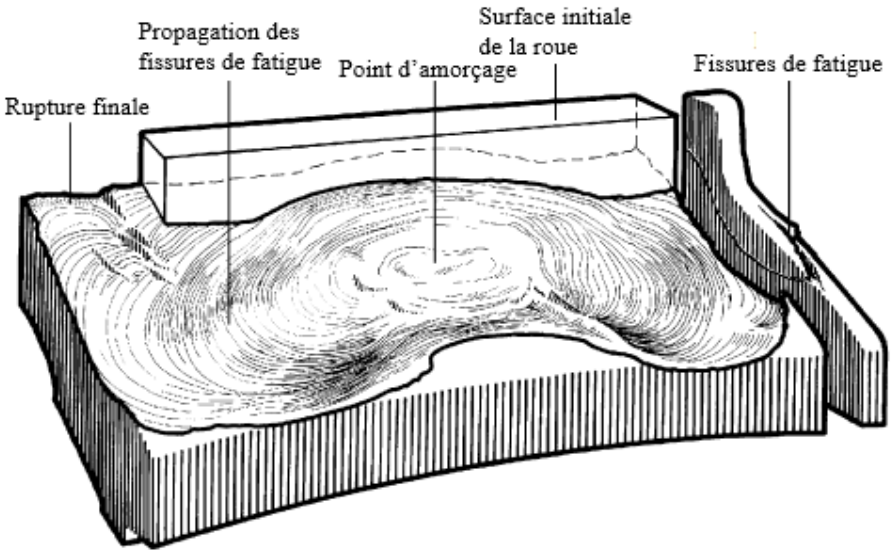


FIGURE 1.6 – Fissures sous-surfaciques [53].

$$\tau_a(t) = |\tau(t) - \tau_{mid}| \tag{1.8}$$

Où $\tau(t)$ est le vecteur de la contrainte de cisaillement et τ_{mid} est la valeur moyenne de la contrainte de cisaillement au cours d'un cycle de contrainte [20] [56]. Un cycle de contrainte est naturellement défini comme un tour de roue [110].

Dans l'équation 1.7, a_{DV} est un paramètre du matériau, qui peut être déduit comme suit :

$$a_{\mathrm{DV}} = \frac{3\tau_e}{\sigma_e} - \frac{3}{2} \tag{1.9}$$

où τ_e est la limite de fatigue en torsion alternée et σ_e est la limite de fatigue en flexion alternée.

De plus, $\sigma_h(t) = [\sigma_x(t) + \sigma_y(t) + \sigma_z(t)]/3$ est la contrainte hydrostatique (positive en traction) et $\sigma_{\mathrm{EQ,e}}$ est la limite de fatigue équivalente, normalement considérée comme égale à la limite de fatigue en cisaillement pur, c'est-à-dire $\sigma_{\mathrm{EQ,e}} = \tau_e$.

1.8.3.3 Contact de roulement

L'évolution de la contrainte hydrostatique et de l'amplitude de la contrainte de cisaillement dans un point matériel sous la surface soumis à un passage d'un contact de roulement pur, c'est-à-dire sans frottement, est présentée à la figure 1.7. On suppose qu'aucune contrainte résiduelle n'est présente dans le matériau.

Comme on peut le voir sur la figure 1.7, les valeurs extrêmes de τ_a se produisent pour $t = t_1$, t_2 et t_3. Puisque $\sigma(t_2)$ est négative, la plus grande amplitude de $\sigma_{\mathrm{EQ}}(t)$ est obtenue pour $t = t_1$ et t_3, où, $\sigma_h(t_1) = \sigma_h(t_3) = 0$ [111]. En conséquence, on obtient :

$$\sigma_{\mathrm{EQ}}(t_1) = \sigma_{\mathrm{EQ}}(t_3) = \tau_a(t_1) = \tau_a(t_3) \tag{1.10}$$

On peut dire que les valeurs extrêmes de τ_a peuvent être estimées comme suit [92] :

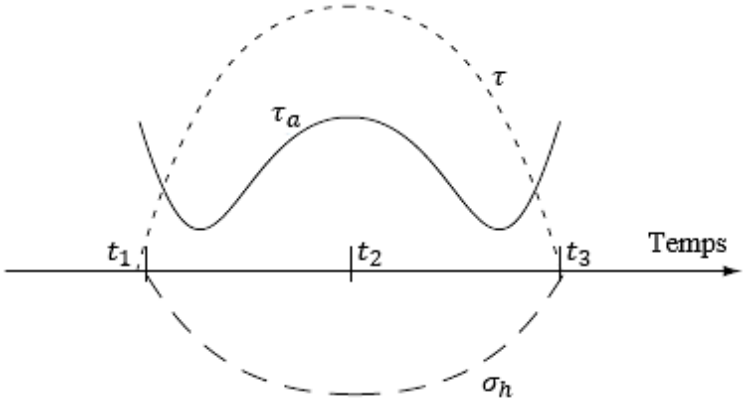


FIGURE 1.7 – Représentation schématique de l'évolution de la contrainte de cisaillement (ligne en pointillée), de l'amplitude de la contrainte de cisaillement (ligne continue) et de la contrainte hydrostatique (ligne discontinue) dans un point matériel sous la surface soumis à un passage d'un contact de roulement pur [19].

$$\tau_a(t_1) = \tau_a(t_3) \approx \frac{\tau_{max}}{3} \tag{1.11}$$

En suivant la théorie hertzienne, on peut estimer la contrainte de cisaillement maximum sous la surface comme suit [112] :

$$\tau_{max} \approx \frac{F_z}{2\pi ab} \tag{1.12}$$

La combinaison des équations (1.6, 1.7, 1.10, 1.11 et 1.12) conduit à une approximation de la contrainte équivalente maximale de Dang Van que subira un point matériel d'une roue ferroviaire soumise à un contact de roulement pur :

$$\sigma_{\mathrm{EQ,RP}} \approx \frac{F_z}{4\pi ab} \tag{1.13}$$

Ici, l'indice "RP" désigne le "roulement pur".

1.8.3.4 Influence des contraintes résiduelles

Les contraintes résiduelles n'influenceront pas la valeur de $\tau_a(t)$ dans l'équation 1.7 car une contrainte résiduelle est statique ($\tau(t)$ et τ_{mid} sont influencées de la même manière dans l'équation 1.8). Cependant, la contrainte hydrostatique sera augmentée d'un facteur $\sigma_{h,res}$ où $\sigma_{h,res} = (\sigma_{x,res} + \sigma_{y,res} + \sigma_{z,res})/3$ est la partie hydrostatique de la contrainte résiduelle (positive en traction).

La contrainte équivalente approximative résultante pour le cas de roulement pur d'une roue avec contrainte résiduelle est :

$$\sigma_{\mathrm{EQ}} = \sigma_{\mathrm{EQ,RP}} + a_{\mathrm{DV}}\sigma_{h,res} \tag{1.14}$$

où $\sigma_{\mathrm{EQ,RP}}$ désigne la contrainte équivalente pour le cas de roulement pur sans aucune contrainte résiduelle prise en compte.

Cette correction pour tenir compte des contraintes résiduelles n'est pas approximative, mais découle directement de la définition de $\tau_a(t)$ dans le critère de Dang Van.

1.8.3.5 Influence des charges latérales

Lorsque des charges latérales sont présentes dans le contact de roulement, la contrainte équivalente augmentera d'abord modérément avec la charge latérale appliquée. L'emplacement de la contrainte équivalente maximale restera à quelques millimètres sous la surface. Après avoir atteint une valeur seuil du frottement appliqué, approximativement, $\mu = 0.25$, l'emplacement de la contrainte équivalente maximale se déplace vers la surface et la valeur de la contrainte équivalente la plus élevée augmente rapidement. Dans de tels cas, la fatigue amorcée en surface est le mécanisme d'intérêt principal. Ainsi, une approximation de l'influence des charges latérales devrait se concentrer sur les cas de frottement modéré. Dans ces régions, une approximation raisonnable, comme on peut le voir sur la figure 1.8, est :

$$\sigma_{\mathrm{EQ}} \approx \sigma_{\mathrm{EQ,RP}}(1+\mu^2) \tag{1.15}$$

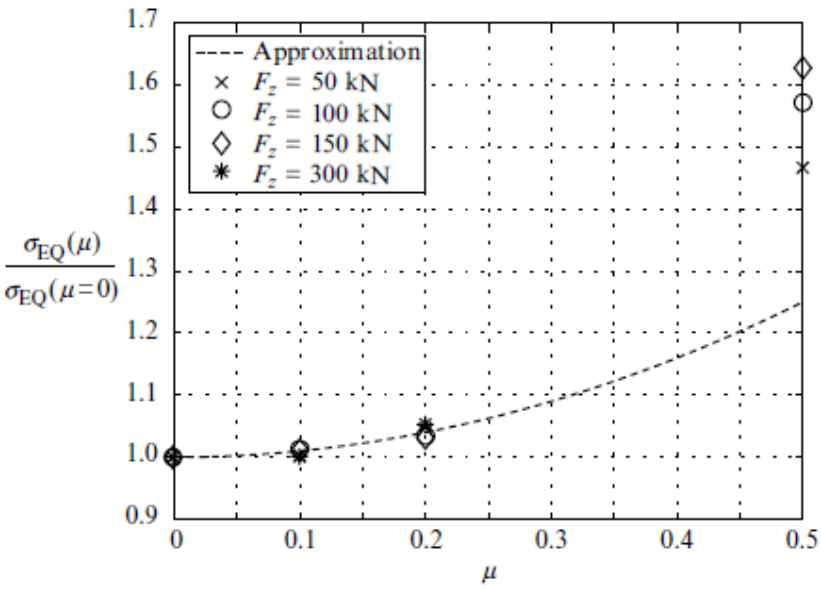


FIGURE 1.8 – L'influence des charges latérales appliquées sur les contraintes équivalentes sous la surface. Les données géométriques et du matériau sont : le diamètre de la roue $D_w = 0.88$ m, le rayon du champignon du rail $R_r = 0.3$ m, le module d'Young E = 210 GPa et le coefficient de Poisson $\nu = 0.30$. Dans la littérature, la procédure de calcul des contraintes équivalentes a été décrite [20].

Une combinaison des équations (1.13, 1.14 et 1.15) donne une approximation de la contrainte équivalente sous la surface dans les conditions générales de contact de roulement, qui est proposée comme indice de fatigue, FI_{sub}, pour la fatigue amorcée sous la surface :

$$FI_{surf} = \sigma_{\mathrm{EQ}} \approx \frac{F_z}{4\pi ab}\left(1+\mu^2\right) + a_{\mathrm{DV}}\sigma_{h,res} \tag{1.16}$$

Cette approximation de la contrainte équivalente de Dang Van est remarquablement précise, comme le montre le tableau 1.1. Dans ce critère, l'amplitude de la contrainte de cisaillement est utilisée afin d'éliminer l'influence de la contrainte de cisaillement moyenne.

L'évaluation de la contrainte équivalente de Dang Van est effectuée en utilisant un algorithme où la contrainte équivalente est évaluée sur un certain nombre de plans de cisaillement au point matériel considéré [56].

F_z (kN)	F_y (kN)	F_x (kN)	D_w (m)	R_r (m)	$\sigma_{h,res}$ (MPa)	a (mm)	b (mm)	σ_{EQ} (MPa)	FI_{surf} (MPa)	Error (%)
170	0	0	0.88	0.3	0	8.39	6.64	227	243	7.0
170	17	34	0.88	0.15	0	9.26	4.53	318	339	6.5
185	0	0	0.88	0.3	0	8.63	6.83	233	250	7.2
185	0	0	0.88	0.3	0	8.63	6.83	238	250	3.8
185	0	0	0.88	0.15	0	9.53	4.66	319	332	4.0
185	0	0	0.6	0.15	0	7.93	5.00	351	371	5.7
185	18.5	18.5	0.88	0.3	0	8.63	6.83	246	255	3.6
185	18.5	37	0.88	0.3	0	8.63	6.83	251	262	4.5
185	18.5	37	0.88	0.3	100	8.63	6.83	283	294	4.0
185	37	18.5	0.88	0.3	0	8.63	6.83	258	262	1.7
185	55.5	0	0.88	0.3	0	8.63	6.83	267	272	2.0
185	92.5	0	0.88	0.3	0	8.63	6.83	304	312	2.7
210	0	0	0.88	0.3	0	9.00	7.13	244	261	6.8
210	0	0	1.0	0.15	0	10.58	4.74	322	333	3.5
210	21	42	0.88	0.15	0	9.94	4.66	340	363	6.9

TABLEAU 1.1 – Comparaison entre σ_{EQ} selon les équations (1.6) et (1.7) et FI_{surf} selon l'équation (1.16). Paramètres du matériau : module d'Young E = 210 GPa, coefficient de Poisson $\nu = 0.30$ et $a_{\mathrm{DV}} = 0.32$ [19].

Comme mentionné ci-dessus, le critère de Dang Van stipule que l'endommagement par fatigue se produira si l'inégalité :

$$FI_{surf} > \sigma_{\mathrm{EQ,e}} \tag{1.17}$$

est satisfaite.

Cependant, il est à noter que dans une roue ferroviaire soumise à la FCR il y a un grand volume de matériau soumis à des contraintes élevées. Par conséquent, la limite de fatigue de conception doit tenir compte du risque de défaut de matériau dans ce volume fortement sollicité. La réduction de la limite de fatigue due à un défaut peut, sous certaines hypothèses, être estimée comme [52] :

$$\frac{\sigma_w}{\sigma_{\mathrm{EQ,e}}} = \left(\frac{d}{d_0}\right)^{-1/6} \tag{1.18}$$

où σ_w est la limite de fatigue du matériau contenant un défaut de diamètre d. De plus, $\sigma_{\mathrm{EQ,e}}$ est la limite de fatigue en l'absence de gros défauts et d_0 est le diamètre d'un défaut

correspondant à l'amorçage de fatigue au niveau de contrainte $\sigma_{\mathrm{EQ,e}}$. Le défaut d_0 sera donc la taille maximale d'un défaut pour lequel la limite de fatigue ne sera pas affectée. La limite de fatigue σ_w peut alors être introduite dans un processus de conception de fatigue classique [56] [111] [113] [114].

Pour simplifier, $\sigma_{\mathrm{EQ,e}}$ peut être choisie comme limite de fatigue en torsion d'une éprouvette lisse. En outre, d_0 peut être estimé entre 10 et 20 μm et d correspond à la plus grande taille de défaut admissible dans le matériau après l'inspection initiale de la roue pendant la fabrication.

Si nécessaire, FI_{surf} peut être normalisé comme :

$$FI_{surf,\mathrm{norm}} \equiv \frac{FI_{surf}}{\sigma_w} - 1 \tag{1.19}$$

Les valeurs positives de $FI_{surf,\mathrm{norm}}$ indiquent la fatigue de la même manière que pour l'indice de fatigue de surface de l'équation 1.3.

Malgré sa simplicité, ce modèle a été initialement développé pour le chargement uniaxial en traction-compression. Ainsi, la base physique pour l'utilisation du modèle dans les applications de contact de roulement est assez faible bien que certains arguments expliquant pourquoi il pourrait être approprié peuvent être trouvés [52].

1.8.3.6 Conclusion sur les modèles de prévision de FCR

Tous les modèles de prévision de FCR ont leurs avantages et leurs inconvénients [110]. Le modèle basé sur la force de cisaillement (FI_{surf} dans le diagramme d'accommodation), ne prend pas explicitement en compte le fluage alors que le modèle basé sur la dissipation d'énergie ($T\gamma$) le fait. Cette différence entre les deux modèles est visible lorsque les conditions d'adhérence sont mauvaises (voie ferrée humide). Le modèle de dissipation d'énergie prédit une indication plus élevée de FCR que le modèle de force de cisaillement dans de mauvaises conditions d'adhérence [115]. Cela est dû à la limitation de l'influence du fluage dans le modèle de force de cisaillement. Lorsque le coefficient $\mu = F_T/F_z$ atteint sa valeur asymptotique, le fluage n'a aucune influence sur la quantité de l'endommagement après avoir atteint cette limite (glissement total). Cet effet est illustré à la figure 1.9 où la déformation de fluage est tracée en fonction du coefficient de frottement utilisé pour différentes conditions de contact.

On peut donc conclure que le modèle de force de cisaillement peut être limité puisque la probabilité de fatigue devient indépendante du fluage après avoir atteint le coefficient de frottement maximal utilisé (glissement total). Le modèle de force de cisaillement pourrait négliger la prévision de la FCR pour les fluages élevés. Cependant, les effets du fluage sur la FCR ne sont pas encore bien connus. Des expériences ont montré que pour les petits fluages et pour le contact lubrifié à l'eau, le fluage a des effets sur la durée de vie en FCR [116]. Cependant, pour les fluages élevés ($> 5\%$), la durée de vie en FCR n'a pas été affectée par le fluage. Le modèle de dissipation d'énergie pourrait donc surestimer la prévision de la FCR pour les fluages élevés. A partir des études de développement du modèle de dissipation d'énergie, il a également été conclu que l'endommagement par fatigue était réduit pour des valeurs élevées d'énergie de la zone de contact. Ce n'était pas dû à l'usure

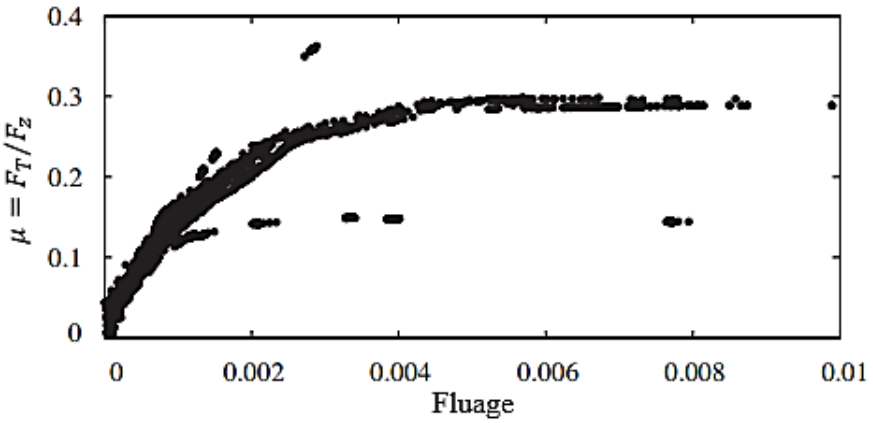


FIGURE 1.9 – Coefficient de frottement en fonction du fluage sur une roue intérieure [115].

mais à un autre mécanisme inconnu [107].

Pour un coefficient de frottement plus élevé ($\mu = 0.6$), les modèles de prévision de FCR différaient également. Là où le modèle de force de cisaillement prédisait plus de FCR en cas de frottement plus élevé, le modèle de dissipation d'énergie prédisait moins de FCR. En raison de la force tangentielle longitudinale plus élevée en cas de frottement élevé, la force tangentielle résultante était plus élevée, entraînant plus d'endommagement pour le modèle de force de cisaillement, mais le fluage était plus faible dans ce cas, ce qui a entraîné moins d'endommagement pour le modèle de dissipation d'énergie.

Le principal inconvénient du modèle de force de cisaillement est que l'usure n'est pas incluse dans la prévision de la FCR. D'autre part, le modèle de force de cisaillement pourrait être combiné avec un modèle d'usure séparé. De plus, il est impératif de séparer la partie de prévision de la FCR de la partie de prévision de l'usure si l'objectif principal est de prévoir la durée de vie totale d'une roue et d'un rail en ce qui concerne la FCR et l'usure. La partie usure est donc nécessaire dans tous les cas. On peut donc conclure qu'il est difficile de choisir le meilleur modèle de prévision de la FCR.

Il a été démontré que la relation entre la durée de vie en fatigue et la pression de contact est fonction du fluage. L'effet du fluage sur la durée de vie en FCR n'a pas été étudié de manière aussi systématique. En général, il a été signalé que le nombre de cycles à rupture augmente avec le fluage [116].

1.8.4 Contraintes résiduelles

Un certain nombre d'incidents graves, dont des déraillements mortels, ont été attribués à des ruptures de rail résultant de la fissuration par FCR. Bon nombre des divers mécanismes de rupture de rail sont liés à la relation entre les défauts et le champ de contraintes résiduelles dans le rail. Généralement, une rupture de rail est le résultat d'un défaut progressif dont la propagation est liée aux contraintes résiduelles inhérentes au rail.

Les contraintes résiduelles sont d'abord générées dans les rails en raison des procédés de fabrication. Ceux-ci peuvent inclure le laminage à chaud, le dressage à rouleaux et le durcissement du champignon (pour accroître la dureté de la surface des rails, on soumet

le champignon du rail à des traitements thermiques). Ensuite, en service, les surfaces de roulement des roues et des rails sont soumises à des contraintes répétées en contact de roulement. Ces contraintes sont généralement élevées et peuvent provoquer des déformations plastiques près de la surface de contact et modifier le champ de contraintes près de la surface de roulement et à l'intérieur du champignon. Il y aura également une usure causée par le frottement par glissement près de la bande de roulement et du côté du congé de roulement lorsque le contact est établi par le boudin, comme cela se produit souvent dans les courbes. Le meulage périodique du champignon est une méthode d'entretien visant à contrôler les dommages sur la surface de roulement, notamment les ondulations, les microfissures de surface du champignon et l'écaillage. De même, à des fins d'entretien, on peut également meuler le champignon de rail périodiquement afin de rétablir le profil correct du champignon, d'éliminer les fissures de surface avant qu'elles ne deviennent trop grandes ou de déplacer la position de contact roue-rail sur le champignon afin de prolonger la durée de vie des rails. Bien que le meulage soit une procédure coûteuse, il peut prolonger la durée de vie des rails dans des circonstances appropriées.

Un certain nombre de techniques sont utilisées pour déterminer les contraintes résiduelles dans les composants d'ingénierie, mais les techniques de diffraction sont particulièrement adaptées à la cartographie non destructive de champs de contraintes complexes. Traditionnellement, la diffraction des neutrons a été utilisée pour déterminer les contraintes résiduelles internes dans des matériaux plus denses tels que l'acier. Maintenant que des faisceaux intenses de rayonnement synchrotron à haute énergie sont disponibles, il est devenu possible d'obtenir des cartes de contraintes comparables à très haute résolution spatiale à l'aide de rayons X.

La figure 1.10 montre des configurations des contraintes résiduelles internes dans un rail usé, obtenues à partir de mesures de déformation effectuées sur une matrice de plus de 6000 points à l'aide de la ligne de faisceaux ID11 fonctionnant à 60 kev. Les régions de traction (rouge) en forme de "banane" et de "T" qui sont observées sont respectivement caractéristiques de nombreuses configurations de contraintes résiduelles transversales et verticales du champignon de rail. Dans chacune de ces configurations, il y a des caractéristiques asymétriques pointues où les régions de traction internes s'étendent vers la surface. Ces caractéristiques sont liées à des discontinuités à la surface, sur le côté où se termine le contact boudin - congé de roulement et sur le sommet où se termine le contact bande de roulement - champignon. C'est dans ces régions, où il y a des contraintes résiduelles de traction près de la surface, que les fissures de fatigue sont les plus susceptibles de se propager à partir de défauts. Des configurations détaillées telles que celles-ci devraient permettre aux ingénieurs ferroviaires de modéliser et de mieux comprendre comment les champs de contraintes résiduelles sont générés et de déterminer les calendriers d'entretien et de remplacement des rails les plus appropriés pour une exploitation sûre et économique.

Les contraintes résiduelles des roues ferroviaires sont influencées par le traitement thermique au cours du procédé de fabrication. Le processus de trempe lors de la fabrication entraîne des contraintes résiduelles dans la roue ferroviaire qui peuvent être dangereuses pour la roue pendant son exploitation. La détermination de la contrainte résiduelle dans la roue ferroviaire est importante pour comprendre les mécanismes d'endommagement et leur influence sur le bon fonctionnement des roues ferroviaires [118].

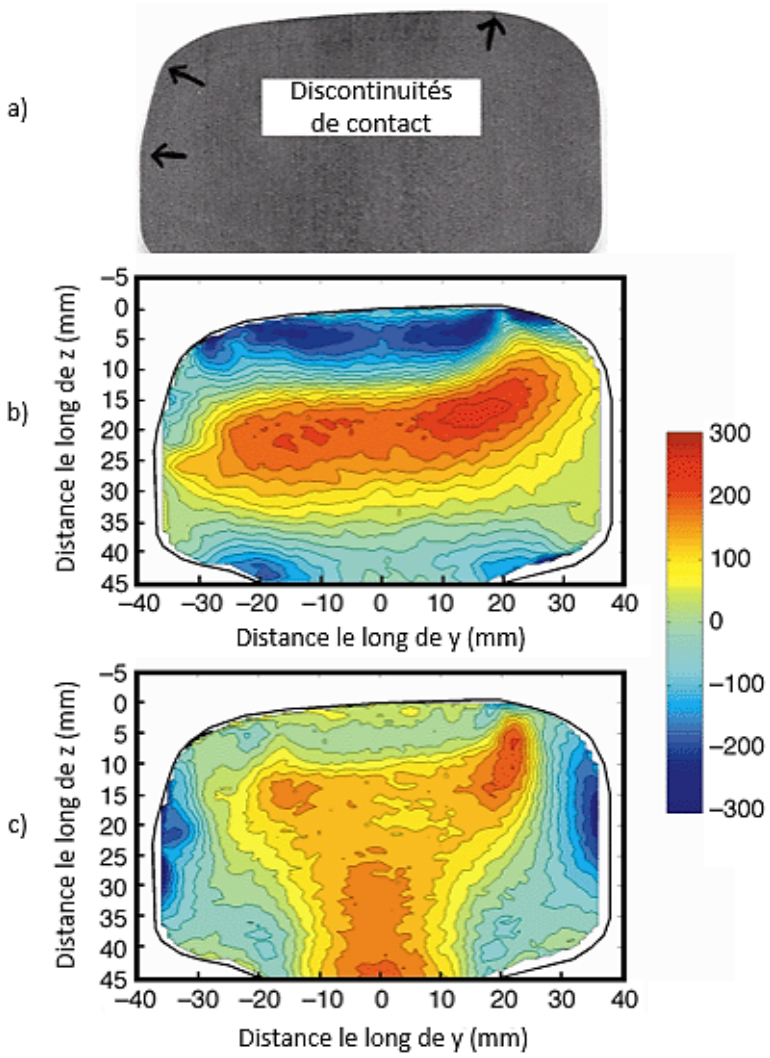


FIGURE 1.10 – a) Coupe transversale d'un champignon de rail usé. b) Cartes des contraintes résiduelles transversales et c) verticales (en MPa) [117].

1.9 Conclusions

La FCR est un problème majeur qui doit être corrigé à temps pour éviter les accidents ferroviaires. Partout dans le monde, les chemins de fer adoptent des approches pour traiter la FCR. Ces approches comprennent : la pratique du meulage des rails, le développement de l'acier des roues et des rails, le traitement thermique pour avoir des champignons de rail trempés. Ces approches peuvent prolonger la vie des roues et des rails. Le meulage des rails semble être une mesure souvent utilisée pour réduire la FCR. La FCR est très complexe par rapport à la fatigue classique en ce qui concerne l'état de contraintes multiaxial et non proportionnel, régi par la théorie du contact de Hertz et l'application de critères de fatigue multiaxiale.

La FCR des roues et des rails nécessite des modèles de prévision tels que le modèle de force de cisaillement (diagramme d'accommodation), qui est le modèle de prévision de la FCR initiée en surface, et le modèle de dissipation d'énergie qui peut prévoir l'initiation de la FCR et l'usure. En outre, il existe des modèles de prévision de la FCR sous la surface des roues et des rails. Dans ce cas, des critères de fatigue multiaxiale comme celui de Dang Van

sont utilisés pour étudier l'endommagement par fatigue. Le critère de fatigue multiaxiale de Dang Van n'utilise que les contraintes de cisaillement et l'endommagement par fatigue se produit lorsque l'indice de fatigue FI_{surf} est supérieur à la contrainte équivalente $\sigma_{\mathrm{EQ,e}}$.

Les contraintes résiduelles de traction, dues au traitement thermique pendant le processus de fabrication, peuvent être utilisées pour identifier les régions des roues et des rails où les fissures de fatigue sont susceptibles de s'amorcer et de se propager.

Chapitre 2

Défauts de FCR

2.1 Introduction

Un paramètre important de la fatigue des roues et des rails est l'influence des défauts de matériaux. Des études antérieures [61] [119] ont montré comment les défauts des matériaux provoquent une très forte augmentation locale des contraintes et des déformations. L'influence de plusieurs paramètres, tels que le niveau de charge, la géométrie de contact, la taille et l'emplacement des défauts, l'amas de défauts soumis à des surcharges, sur la FCR a été étudiée. Il a également été démontré que si deux défauts ou plus sont suffisamment proches les uns des autres, une région fortement sollicitée se produira entre les défauts, où une fissure s'amorcera et se propagera rapidement. Une fois qu'une fissure a rejoint les défauts, ils agiront comme un défaut majeur . Il a été démontré que les surcharges de compression augmentent cet effet d'amas de défauts.

En fonction de la combinaison des amplitudes de charge verticale et latérale, des propriétés des matériaux et de la géométrie de contact, la fatigue de contact de roulement peut entraîner l'amorçage des fissures en surface ou sous la surface. Il est bien connu [52] [53] [120] que la fatigue amorcée sous la surface est favorisée par l'apparition de défauts macroscopiques. Cependant, la quantification de l'influence est une question complexe. Des études antérieures sur le sujet ont été réalisées, à partir de modèles semi-empiriques pour le cas mieux connu de la fatigue uniaxiale [52] [53] [121], ou sur la base de simulations numériques [122].

Le premier problème est l'influence des surcharges - des charges excessivement supérieures à celles des conditions d'exploitation normales. Il est bien connu, dans le cas d'une traction uniaxiale, que les surcharges ont tendance à prolonger la durée de vie en fatigue [123]. Cela rend possibles des techniques de prévention de la fatigue telles que le grenaillage. Cependant, dans le cas d'une compression uniaxiale, l'effet des surcharges est différent, avec des indications que les surcharges uniaxiales peuvent diminuer la durée de vie en fatigue [124]. Dans la littérature, l'autre problème qui a été étudié est l'apparition des amas de défauts matériels, c'est-à-dire des groupes compacts de deux défauts ou plus. Il est bien connu des applications ferroviaires que certaines inclusions (notamment MnS) ont tendance à former des amas ou des cordes de défauts [119].

Dans le cas d'une charge de traction uniaxiale, il existe des règles empiriques sur la façon d'estimer la diminution de la résistance du matériau due à de tels amas [125]. Les résultats

sur l'impact des défauts sur la FCR des roues et des rails devraient intéresser les ingénieurs traitant de la conception contre la fatigue de contact de roulement. Les résultats sont applicables à la fois pour prescrire des (sur)charges admissibles et pour spécifier la pureté des matériaux tels que l'acier pour roues et rails.

Le risque de rupture par FCR des roues et des rails augmente notamment en raison de l'augmentation des charges par essieu et des vitesses dans le transport ferroviaire. Une meilleure compréhension du phénomène de la FCR contribuera à prévenir les risques d'accidents. La propagation sous la surface des roues peut entraîner soit l'enlèvement de matière (écaillage), soit l'extension radiale des fissures qui est potentiellement plus dangereuse. L'amorçage de ces fissures est due à la présence d'imperfections des matériaux telles que des inclusions non métalliques [126]. Par conséquent, l'influence des défauts de matériau qui entraînent des concentrations de contraintes lors d'un contact de roulement ou de glissement est un facteur important à prendre en considération dans l'étude de la FCR des roues et des rails.

Des études antérieures basées sur des modèles semi-empiriques [52] [53] et des simulations numériques [122] [127] ont montré que l'usure ondulatoire du rail ou les défauts de matériau conduisent à l'amorçage des fissures de fatigue. Ces études se limitent à la fatigue uniaxiale. Cependant, Kabo et al. [119] ont utilisé une analyse par éléments finis élastoplastique pour montrer que la FCR est compliquée par la présence d'un champ de contraintes multiaxial autour d'un défaut du matériau [119]. Afin de tenir compte de ce facteur, un modèle de fatigue multiaxiale basé sur la densité d'énergie et le plan critique, proposé par Jiang et Sehitoglu, a été utilisé [61] [128] [129] [130] [131].

Les défauts de FCR sont les causes les plus importantes de l'endommagement des roues et des rails. La FCR peut être divisée en trois types de défauts (fissures) : criques du champignon [1], squats et taches ovales. Les deux premiers s'amorcent à la surface et sont causés par une combinaison de contraintes normales et de cisaillement élevées au contact roue-rail. Les squats ne se produisent que dans les rails alors que les criques du champignon peuvent également se produire dans les roues. Les squats sont causés par des irrégularités locales à la surface de la voie qui entraînent des contraintes de contact élevées.

Les criques du champignon se composent de nombreuses petites fissures situées au congé de roulement des rails hauts des courbes. Ces fissures se produisent en continu le long de la direction longitudinale des rails et se propagent dans le sens contraire de la direction de roulement des rails.

Les fissures amorcées se propagent à l'intérieur du rail à un angle faible par rapport à la surface du rail jusqu'à une profondeur de quelques millimètres. Cela conduit souvent à un écaillage du matériau à partir de la surface du rail. Cependant, certaines fissures peuvent se tourner vers le bas dans le rail, ce qui pourrait provoquer sa rupture. Une rupture de rail peut entraîner des accidents catastrophiques comme celui de Hatfield au Royaume-Uni en 2000 [13].

On considère généralement que les taches ovales sont des défauts qui se propagent à l'intérieur du champignon de rail en raison des cavités longitudinales causées par la présence

1. Rail head checks.

de l'hydrogène. Grâce aux techniques améliorées de production d'acier, les taches ovales s'amorcent rarement dans le matériau de rail de base mais surviennent parfois aux soudures [67].

Dans la littérature, des modèles de prévision de la détérioration et de la durée de vie des roues basés sur la connaissance de spectres de charge, des géométries de contact et des résistances des matériaux ont été développés [52] [53] [56] [111] [113] [114]. Parmi ces modèles, un modèle de prévision de l'amorçage de la fatigue dans un matériau sans défaut a été développé. Naturellement, toutes les roues contiennent des défauts de matériau d'une certaine forme. Cependant, l'hypothèse est que l'influence des défauts existants se limite à une diminution locale de la résistance à la fatigue et que ces défauts n'influent pas sur la répartition globale des contraintes. En effet, il s'est avéré, sur la base de simulations numériques [56], d'évaluations des statistiques de reprofilage [114] et de simulations statistiques d'impact de fatigue dû à un spectre de charge appliqué [113], qu'une telle diminution de la résistance à la fatigue est plus ou moins une condition préalable à l'amorçage d'une fissure de fatigue.

Les niveaux estimés d'impact de fatigue pour une géométrie de contact idéal entre une roue et un rail et un matériau sans défaut ne suffisent pas à eux seuls à provoquer une rupture par fatigue. Par conséquent, soit une augmentation de l'amplitude des contraintes induites en raison d'une mauvaise géométrie de contact ou d'une diminution de la résistance du matériau en raison de défauts de matériau, est nécessaire pour que les fissures de fatigue s'amorcent. Des études ultérieures sur les ruptures de roues survenant dans la pratique l'ont encore souligné [52] [53].

2.2 Types de défauts du matériau des roues

Les défauts de matériaux qui se produisent dans les roues peuvent être de différents types en fonction du procédé de fabrication. Les types de défauts de matériaux rapportés dans la littérature comprennent des inclusions non métalliques telles que le sulfure de manganèse(MnS) ainsi que les déchets (scories) provenant de revêtement de briques et les oxydes tels que l'oxyde de silicium(SiO) [52] [53] (Figure 2.1). En outre, des inclusions métalliques telles que les oxydes d'aluminium peuvent apparaître et il peut exister des porosités dans les matériaux des roues.

L'impact des différents défauts varie en fonction du type d'inclusions et de son interaction avec le matériau environnant.

Parmi les types illustrés à la figure 2.1, les déchets se manifestent par des défauts assez gros et fragiles qui s'écraseront facilement lors du contact de roulement. Si des fissures s'amorcent, elles se propageront à partir des côtés verticaux du défaut.

L'oxyde de silicium est un type d'inclusions dures qui ne seront normalement pas écrasées. Là aussi, les éventuelles fissures commenceront à se propager à partir des côtés verticaux du défaut.

Le sulfure de manganèse est mou et se déformera en cordes pendant le procédé de forgeage et lors du contact de roulement (Figure 2.2). En raison de sa petite taille, les fissures

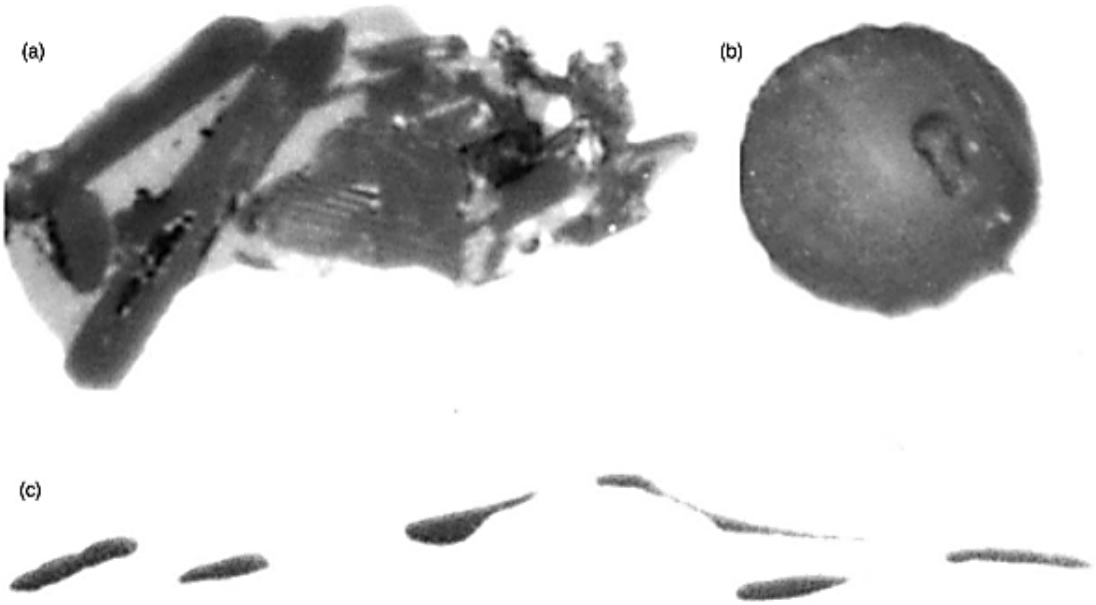


FIGURE 2.1 – Défauts typiques dans le matériau de roue ferroviaire : (a) déchets provenant de revêtement de briques des tuyaux en fonte (taille $\approx$ 1mm), (b) oxyde de silicium (taille $\approx$ 50 μm), (c) sulfure de manganèse (taille $\approx$ 10 μm) [132].

sont moins susceptibles de s'amorcer à partir de ces inclusions. Cependant, une fissure déjà amorcée se développerait facilement à travers une bande d'inclusions de sulfure de manganèse. Malheureusement, ces hypothèses sont difficiles à vérifier par des examens métallographiques car les inclusions de sulfure de manganèse sont molles et risquent donc de disparaître au cours de la propagation de fissures.

Dans les simulations numériques, les défauts du matériau sont modélisés sous forme de porosités. La raison en est qu'une porosité semble être l'un des pires types d'inclusions [133] [122]. Il convient également de noter que si une inclusion est écrasée, sa résistance ultérieure à une charge de compression peut être négligée. Une telle inclusion peut alors, d'un point de vue mécanique, être considérée comme une porosité.

Dans les simulations numériques bidimensionnelles, en première approximation, le défaut est modélisé sous forme circulaire. Il s'agit d'une simplification de la forme des défauts réels à l'exception des inclusions d'oxydes de silicium. Toutefois, les défauts à bords tranchants seront bientôt noyés dans une zone de matériau plastiquement déformé dans laquelle l'influence de la forme initiale du défaut diminue.

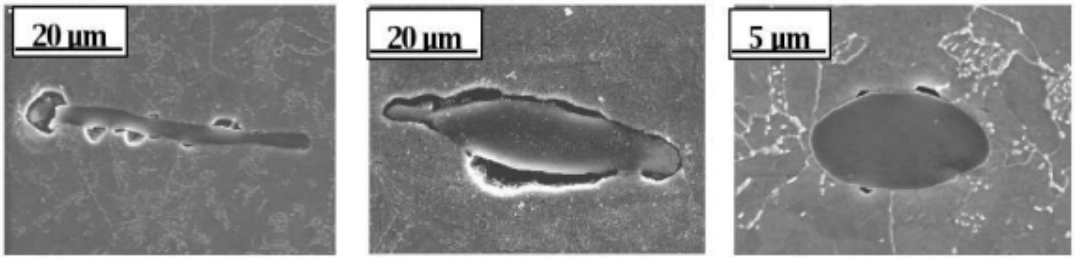


FIGURE 2.2 – Différentes inclusions de sulfure de manganèse [134].

2.2.1 Défauts superficiels par indentation du ballast

L'influence des défauts superficiels sur la FCR est complexe. En fonction de la forme du défaut, de la dureté du matériau, de la lubrification, etc., le défaut peut subir une déformation plastique, s'user ou servir de point d'amorçage pour une fissuration ultérieure [98] [135] [136] [137].

Un type spécial particulier de défauts superficiels est causé par des indentations, par exemple, des ballasts (Figure 2.3). L'étude de ces défauts sur les roues indiquent qu'il s'agit principalement d'indentations sphériques et susceptibles d'être bénignes. Un autre cas particulier est la réparation des surfaces de roulement par surfaçage c'est-à-dire l'ajout de matériau soudé à la surface. Les ruptures de roues causées par de telles procédures ont été étudiées par Mitura et ses collègues [138].

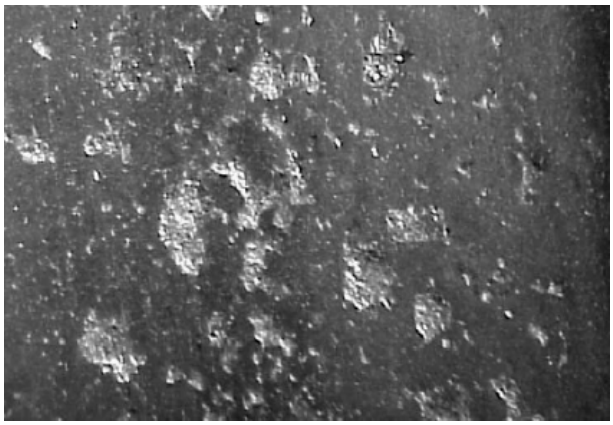


FIGURE 2.3 – Défauts superficiels causés par indentation du ballast sur une roue ferroviaire [138].

2.2.2 Méplats

Un méplat des roues ferroviaires est l'un des nombreux problèmes qui diminuent le niveau et le confort des véhicules ferroviaires. Les deux principales causes de méplats sont le blocage temporaire ou complet des roues. L'effet négatif est l'augmentation des phénomènes dynamiques de nature impulsive lors de l'interaction roue-rail. En d'autres termes, les méplats sont généralement le résultat d'une rupture excessive ou de conditions qui réduisent le frottement entre les roues et les rails, telles que les déversements de diesel, les substances chimiques ou les conditions météorologiques perturbées. Les méplats de roues sont plus fréquents en automne et en hiver en raison de facteurs saisonniers.

Les méplats sont un type de défaut de roue relativement bien compris. Ce défaut se produit lorsque la roue s'arrête de tourner lors d'un freinage d'urgence et glisse le long de la surface de roulement de rails. La figure 2.4 montre une image d'un méplat sur une roue ferroviaire. Les méplats graves peuvent être détectés en examinant des statistiques de la mesure obtenue par les points de contrôle de la charge des roues, si le défaut frappe parfaitement un capteur du système de mesure. Pour pouvoir détecter les méplats moins graves ou qui ne frappent pas directement un capteur, des méthodes d'apprentissage automatique plus avancées sont nécessaires [139].



FIGURE 2.4 – Graves méplats sur une roue ferroviaire [139].

2.2.3 Ovalisation

L'ovalisation des roues ferroviaires a une forte influence sur les vibrations et le bruit émis par le passage d'un train et, par conséquent, l'ovalisation constitue un type de défaut important à détecter [140] [141]. L'ovalisation, contrairement à l'écaillage et au méplat, est un type de défaut non discret . Cette caractérisation signifie que le défaut affecte une grande partie de la roue et modifie sa forme de manière non locale.

L'ovalisation des roues, en tant qu'excitation du système ferroviaire, peut provoquer des vibrations intenses et endommager les composants de la voie ferrée et du véhicule. Cela peut encore augmenter la probabilité de déraillement et détériorer le confort de conduite. Il est donc nécessaire d'étudier les effets de l'ovalisation des roues sur les performances dynamiques de ces composants en service [142].

2.2.4 Fissuration de la bande de roulement

La fissuration de la surface de la roue est parallèle à celle du rail : des contraintes de cisaillement cycliques excessives à la surface provoquent un écoulement plastique progressif, et lorsque la déformation totale dépasse la limite de ductilité, une fissure s'amorce. Ces fissures peuvent s'amorcer à la surface ou sous la surface en fonction du coefficient de frottement. L'orientation des fissures est perpendiculaire à la direction de la traction et en raison de l'orientation typique du fluage, dans des conditions humides, les fissures situés sur le côté extérieur de la roue ont tendance à se propager le plus rapidement [143]. Bien que des modèles de fissures étendues puissent se produire à la base du boudin de la roue, il est inhabituel qu'elles se propagent sous forme de coquilles (défibrage) (Figure 2.5).

En cas de contact roue-rail, le phénomène de roulement sur une voie en courbe peut être beaucoup plus compliqué que sur une voie en alignement, surtout sur une voie en courbe prononcée [144]. Dans les voies en alignement, les roues doivent idéalement rouler le long de la tête de rails. Le contact entre les roues et la face intérieure des rails ne doit se produire que dans les courbes prononcées. Dans ce cas, l'endommagement par FCR des roues est généralement plus sévère que sur le boudin de roue.

Les roues subissent des forces plus variées que les rails. Les roues parcourent différentes courbes à différentes vitesses, avec différentes forces de traction et freinage et dans différentes conditions de contact. En revanche, les rails sont installés dans des courbes dont les conditions (par exemple, le rayon du rail extérieur) sont généralement uniformes.

Les forces de fluage les plus élevées dans les courbes se produisent souvent sur les roues de

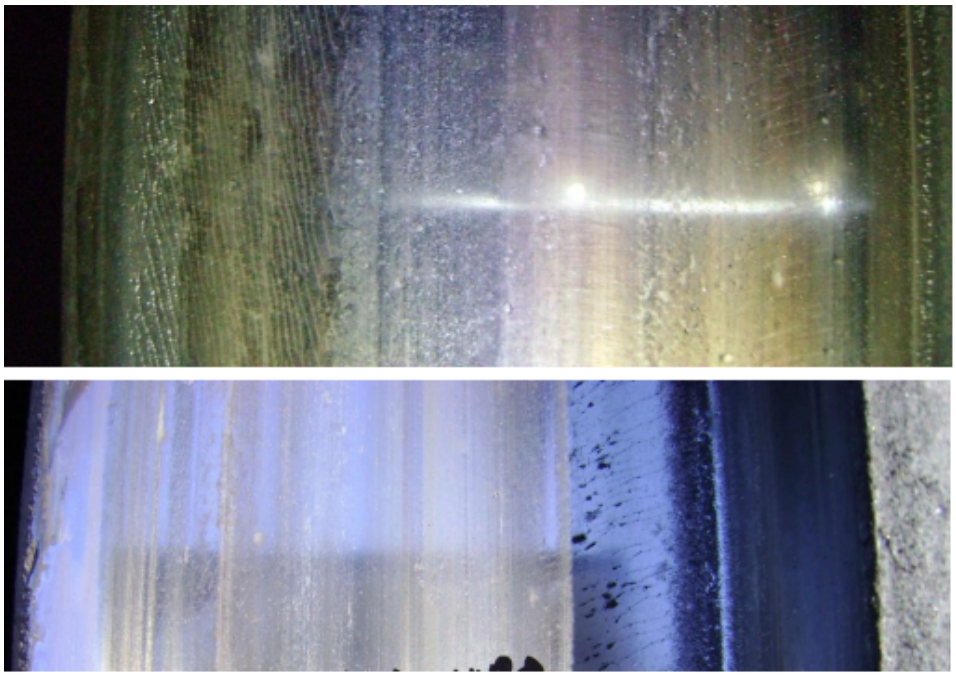


FIGURE 2.5 – A) Les fissures du côté extérieur de la roue sont généralement les plus graves. B) La fissuration étendue à la base du boudin, comme celle que l'on voit ici, est beaucoup moins courante [22].

l'essieu avant. Des fissures s'amorcent et se propagent donc sur les roues du premier essieu lorsque le premier essieu est l'essieu avant et sur le deuxième essieu lorsque le deuxième essieu est l'essieu avant (donc un sens de déplacement différent).

Les forces de fluage agissent dans le plan de la zone de contact et sont liées au frottement entre la roue et le rail. Pour qu'une force de fluage se développe, une certaine quantité de glissement (fluage) est nécessaire. En général, les forces tangentielles dépendent donc de la charge normale, des conditions de frottement et du mouvement relatif entre les surfaces en contact [97].

Selon la théorie du piégeage des fluides, ce sont les forces de fluage sur la roue intérieure dans une courbe qui causent le plus de dommages. Cela ne signifie pas que l'endommagement ne se produit pas sur le boudin. L'endommagement est seulement moins sévère puisque la force de fluage longitudinale exercée sur la roue est orientée dans le sens de déplacement de sorte que le fluide ne soit pas piégé [104]. Le sens le plus courant des forces de fluage sur les roues intérieures avant dans une courbe est conforme à la figure 2.6. La force de fluage résultante influence l'orientation des fissures à la surface. Les fissures sont orientées perpendiculairement à la force de fluage résultante [104] [143].

L'orientation des fissures sur une roue peut indiquer quelle force de fluage sur la roue a principalement causé cet endommagement (Figure 2.7). Les fissures circonférentielles (longitudinales) sont par exemple provoquées par des forces de fluage latérales élevées dans les courbes prononcées. Les fissures inclinées (angle d'environ 45°) sont provoquées par une part égale de forces de fluage longitudinales et latérales. Les fissures transversales

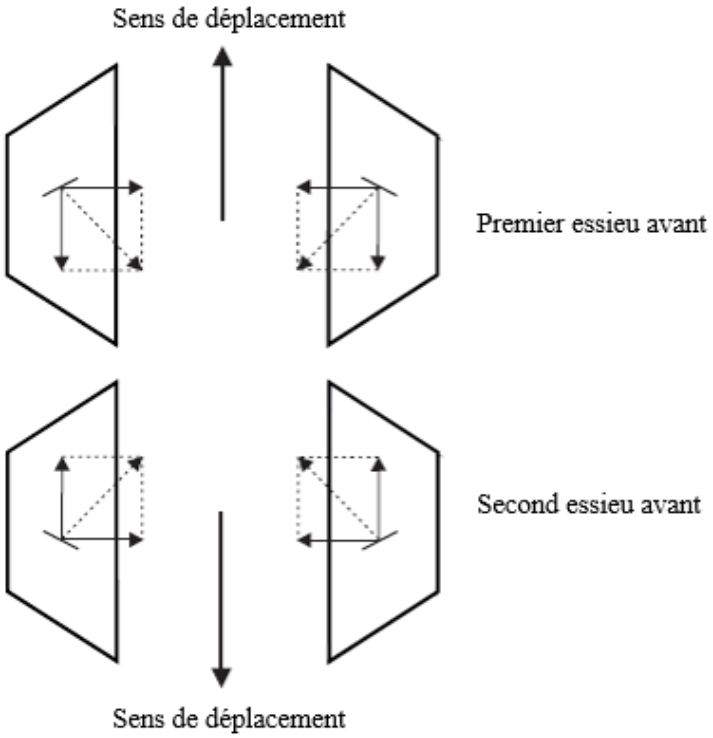


FIGURE 2.6 – Forces de fluage exercées sur les roues d'un bogie en courbe qui sont dominées par celles qui se produisent lorsque les roues fonctionnent comme des roues intérieures avant. Les forces de fluage résultantes élevées peuvent provoquer des fissures à la surface des roues dans un sens perpendiculaire [145].

sont causées par des forces longitudinales élevées, dues par exemple à la traction ou au freinage. Ces trois orientations de fissures sont illustrées à la figure 2.8.

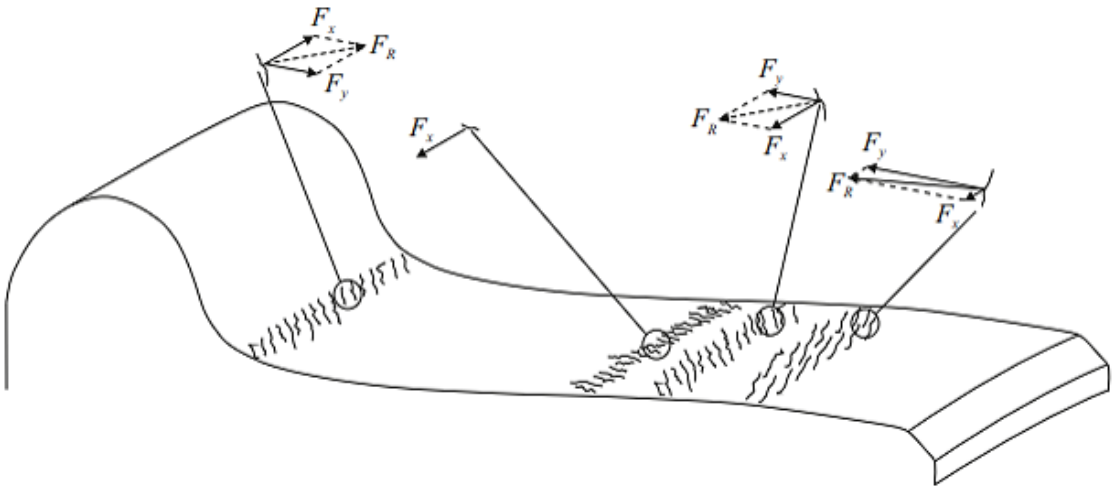


FIGURE 2.7 – Fissures communes sur une roue dues à différentes forces de fluage dans une direction longitudinale (F_x) et dans une direction latérale (F_y). L'orientation des fissures est perpendiculaire à la force résultante (F_R)[22].

Une différence a été constatée entre l'endommagement par FCR des roues motrices et non motrices [146]. Il a donc été conclu que les forces de traction et de freinage ont une influence

significative sur la FCR des roues. Les fissures circonférentielles n'ont été trouvées que sur les roues motrices, et il a donc été conclu que les forces de traction orientées vers l'avant, combinées à des forces de fluage latérales élevées dues aux courbes prononcées étaient responsables de l'amorçage de ces fissures. Il semblerait que la propagation de ces fissures ait été causée par des forces plus fréquemment rencontrées dans les courbes modérées. Il a également été conclu que les contraintes de cisaillement dans le contact roue-rail sont plus élevées lors du passage dans les aiguillages mais que les aiguillages n'ont pas une grande influence sur l'endommagement par FCR observé. L'endommagement principal aurait alors été plus proche du boudin de roue [110].

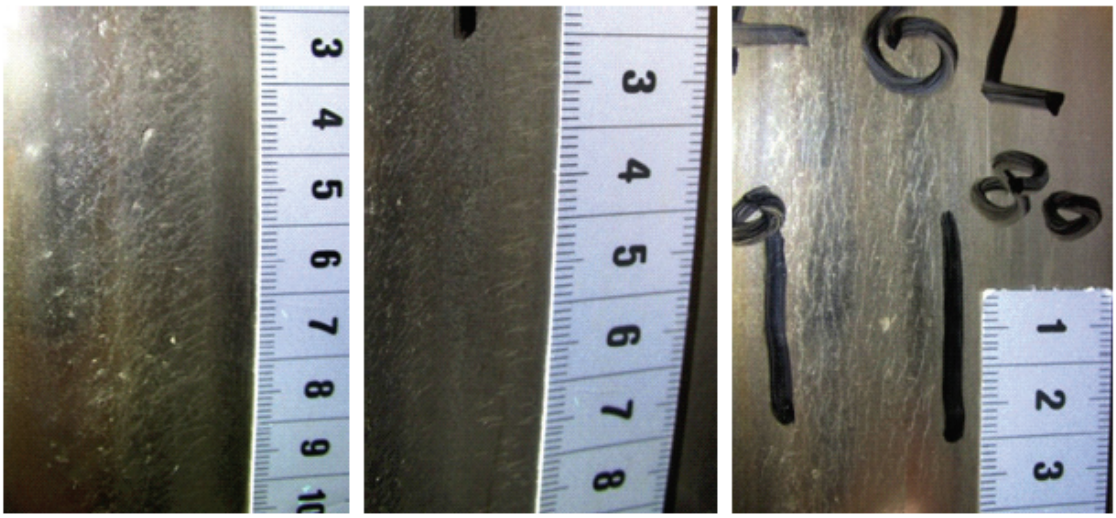
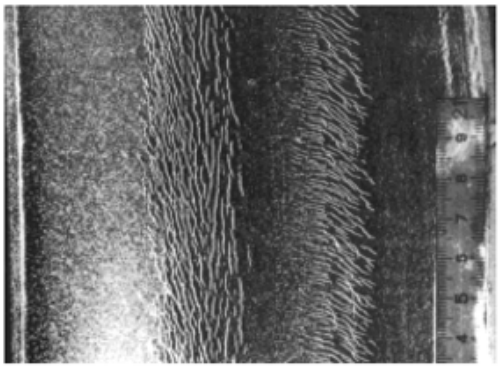


FIGURE 2.8 – Les fissures à la surface de la roue sont dominées par : (a) les forces de fluage longitudinales et latérales dans les courbes, (b) les forces de fluage longitudinales lors du freinage ou de la traction sur une voie en alignement, et (c) les forces de fluage latérales élevées dans les courbes prononcées [145].

2.2.5 Défibrage de roue

Le défibrage, appelé en anglais shelling, est la perte de gros morceaux de métal dues aux fissures de surface et/ou sous la surface reliées à d'autres fissures sous la surface, de sorte que le matériau situé au-dessus n'est plus relié à la roue d'origine et se détache (Figure 2.9).

Des études ont été effectuées sur des roues qui ont subi un défibrage en service après avoir été soumises au freinage classique sur la bande de roulement ainsi que sur une roue équipée de freins à disque. Ces études ont montré que le défibrage est essentiellement une rupture par fatigue causée par des charges mobiles. Il s'est avéré que la formation d'un métal structurellement affaibli par la chaleur du frottement de freinage accélère la formation de fissures de défibrage. Des examens macroscopiques effectués sur des sections radiales et tangentielles de zones défibrées ont indiqué que le défibrage est causé par des fissures qui se forment à des angles de 30 à 50 degrés par rapport à la surface de la bande de roulement. Ainsi, on suppose qu'elles sont causées par les contraintes de cisaillement élevées développées par les charges mobiles [147].



a) Microfissures du côté extérieur/bord de la jante de roue de transport lourd.



b) Microfissures du côté extérieur/bord de la jante de roue à grande vitesse.



c) Fissures bien définies du côté extérieur/bord de la jante de roue.



d) Fissures plus profondes du côté extérieur/bord de la jante de la bande de roulement de la roue au début du défibrage,



e) Amorçage des fissures sous forme de coquilles du côté extérieur/bord de la jante de roue.



f) Défibrage complet de roue.

FIGURE 2.9 – Progression de la fatigue de la surface de la bande de roulement, des microfissures jusqu'au défibrage complet [143].

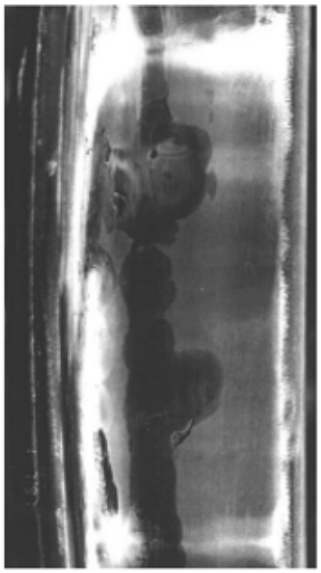
2.2.6 Écaillage de roue

Le glissement d'une roue ferroviaire entraîne de fortes augmentations de température au niveau de la zone de contact roue-rail, et l'endommagement de la roue est particulièrement sévère, car l'énergie thermique générée pendant le glissement est répartie sur une longueur de rail relativement grande mais seulement sur une très courte partie de la roue (le cas inverse se produit pour le patinage de la roue). Dans le cas de roues, la température sur le contact le plus lent s'élève souvent au-delà de la température de transition de l'acier perlitique (723°C).

Lorsque la roue tourne davantage, la zone de contact se refroidit très rapidement et une martensite à phase blanche se forme. Cette martensite est très fragile et se fissure lorsque la roue roule sur elle. Ces fissures superficielles se propagent ensuite à la surface de la roue. De plus, lorsque l'écaillage modifie la géométrie de la surface de roulement, il est associé à un impact. Ainsi, à l'endroit où la roue glisse sur la bande de roulement, il y a une combinaison de martensite fragile et d'impact. La martensite s'écaille et, en cas d'impact important, il n'en reste souvent que peu de traces dans la zone de contact. Bien que le défaut résultant puisse ressembler à une coquille de roue, son mécanisme d'amorçage, et donc les méthodes de prévention, sont très différents.



Une zone de contact martensitique claire à l'emplacement d'un glissement de roue avec amorçage de fissures.



Les méplats de chaîne gravés sur cette figure, probablement dus à un frein partiellement serré sur un véhicule légèrement chargé, peuvent amorcer l'écaillage sur la circonférence de la roue.

FIGURE 2.10 – Exemples de martensite de surface de roue [22].

Alors que l'écaillage désigne des phénomènes de surface similaires, le défibrage est un type de défaut de roue nettement différent, dont le mécanisme de rupture est différent de l'écaillage. L'écaillage est un phénomène de surface. Il est peu profond et est associé à des zones de contraintes de contact très élevées. En général, les défauts ne progressent pas profondément sous la surface. Au contraire, ces défauts progressent jusqu'à environ 0.8 mm sous la surface. L'écaillage semble être une condition de fatigue de surface liée à des contraintes normales et de cisaillement élevées.

Le terme "écaillage" pour les roues ferroviaires est utilisé pour le processus par lequel les fissures de la bande de roulement se forment lors d'un glissement. L'écrasement de la bande de roulement causé par des charges élevées peut également se transformer en écailles. Le processus d'écaillage comprend un chauffage rapide et une austénitisation de la surface de la bande de roulement pendant un glissement, suivis d'un refroidissement rapide et d'une transformation en martensite non trempée. Les fissures préexistantes dans la zone d'un glissement peuvent passer de fissures peu profondes et inoffensives à des fissures

plus importantes en raison des contraintes thermiques élevées et de la transformation. De plus, le contact de roulement peut provoquer la formation de fissures de fatigue sur les bords d'une couche de martensite dans la zone affectée thermiquement (ZAT).La combinaison complexe d'une plus faible résistance du matériau et de contraintes appliquées et résiduelles plus élevées, ainsi que de la trempabilité limitée de l'acier au carbone produit des conditions idéales pour la formation de fissures de fatigue. Les analyses par éléments finis et les essais en laboratoire sont utilisés pour caractériser le processus d'écaillage [148].

2.2.7 Éclatement de la jante

L'éclatement de la jante est associée à un défaut sous la surface et à des contraintes internes néfastes. Il ne s'agit pas d'un défaut courant. En effet, en 1999, environ 300 ont été signalés dans le service d'échange nord-américain, ce qui représente environ 0.06 % des retraits de roues [58]. Cependant, en raison du potentiel catastrophique d'une rupture, ces défauts sont considérés comme un problème. L'Union Pacific Railroad a signalé que 65 % des ruptures de roues ferroviaires étaient dues à l'éclatement des jantes [149].

La fissure qui se produit par éclatement de la jante s'initie généralement à environ 12 à 20 mm sous la surface de roulement, puis se propage à peu près parallèlement à la bande de roulement de la roue, pour finalement sortir du bord de la jante de la roue (Figure 2.11). Si une fissure de la jante est découverte, la roue peut être retirée de manière proactive ; sinon, une section de la jante de la roue peut se séparer de la roue [58].



FIGURE 2.11 – Rupture par éclatement de la jante de roue [58].

L'examen métallurgique des ruptures par éclatement de la jante d'un train à grande vitesse a révélé que la plupart de ces ruptures sont dues à des amas de défauts durs, généralement de l'aluminosilicate, et que le meilleur traitement consiste à assurer la micropropreté de l'acier et à effectuer des essais non destructifs (END) [150]. Il s'est également avéré que la clé pour éviter l'éclatement des jantes est de minimiser les cavités et la porosité dans les roues coulées et les inclusions d'oxyde d'aluminium dans les roues forgées [58]. La

combinaison de la garantie de défauts internes inférieurs à 1 mm et de l'inspection par ultrasons plus rigoureuse, a permis d'éliminer le problème de l'éclatement des jantes en Afrique du Sud [55]. Il en est de même en Amérique du Nord où l'amélioration du processus de moulage a considérablement réduit le nombre de jantes éclatées. En revanche, des recherches supplémentaires devraient être menées pour optimiser le plan d'inspection et d'entretien des centaines de milliers de roues de l'ancienne métallurgie encore en service dans le système ferroviaire [149].

2.2.8 Fissuration verticale de la jante

La fissuration verticale de la jante est un défaut qui provient de l'écaillage ou du défibrage de roue dont une longueur circonférentielle significative de la bande de roulement de la roue, généralement du côté de la jante/du côté extérieur, se sépare de la roue (Figure 2.12). L'inspection de plusieurs ruptures de ce type a révélé que la roue a généralement une bande de roulement creuse et un faux boudin, de sorte qu'une charge du côté de la jante/du côté extérieur, par exemple lorsque la roue entre en contact avec le rail bas dans une courbe, peut entraîner une contrainte de flexion de traction suffisamment élevée pour précipiter les ruptures.

Il est intéressant de noter que les ruptures ne semblent pas être fortement liées à l'épaisseur restante de la jante, et que le type de métallurgie, le diamètre de la roue ou le processus de fabrication (moulage contre forgeage) ne sont pas des facteurs communs. Plus rarement, une longueur du côté du boudin peut se détacher de la roue.



FIGURE 2.12 – Fissuration verticale de la jante typique [151].

2.2.9 Formes géométriques de défauts de roues ferroviaires

Pour assurer la sécurité et réduire les coûts de service des systèmes ferroviaires, il est nécessaire de caractériser le comportement mécanique de la zone contenant l'enlèvement de matière causé par un défaut de fabrication qui peut être à l'origine de la rupture d'une

roue ferroviaire. L'influence de ces défauts, présents dans le matériau de la roue, a été étudiée en simulant trois formes géométriques de défauts : défaut circulaire, défaut elliptique et défaut de forme quelconque. Les contraintes et déformations ont été analysées au voisinage immédiat de ces défauts. Les calculs ont été effectués pour un niveau de charge correspondant à la charge par essieu en utilisant la méthode des éléments finis.

Souvent, les roues ferroviaires se caractérisent par une extraction de métal sur la bande de roulement . Le modèle géométrique peut être modifié en créant une singularité de formes proches de celles rencontrées sur la bande de roulement : extraction sous forme circulaire, elliptique, et quelconque de mêmes dimensions et de mêmes profondeurs dans une section de roue ferroviaire (Figure 2.13). Une analyse statique a été faite pour observer le comportement mécanique du matériau et pour comparer les résultats obtenus avec ceux obtenus dans le cas d'une section de roue sans défaut. De plus, il a été constaté que l'endommagement des roues ferroviaires survient le plus souvent dans ces zones d'extraction de métal, ce qui peut avoir de graves conséquences sur la sécurité et le confort de roulement pendant l'exploitation ferroviaire.



FIGURE 2.13 – Différentes formes géométriques de défauts sur la bande de roulement [152].

Pour étudier l'impact de la forme d'un défaut sur la fatigue de contact de roulement d'une roue ferroviaire, les conditions suivantes doivent être remplies :

- Les sections de trois défauts doivent être soumises à une même pression de contact maximale, p_0.
- Ces défauts sont situés à une même profondeur, h, dans la section de la roue.
- L'aire de la section du défaut, S, est la même pour tous les trois défauts.

2.2.10 Détection des défauts de roues par apprentissage automatique

Les défauts de roues ont été identifiés comme une source importante de dommages à l'infrastructure ferroviaire et au matériel roulant. Ces défauts provoquent également des émissions sonores et vibratoires dont l'atténuation est coûteuse. Des méthodes d'apprentissage automatique ont été proposées pour détecter automatiquement ces défauts de roue. Ces méthodes sont basées sur la force verticale de roue mesurée par un système de capteurs installé en permanence sur un réseau ferroviaire. Ces méthodes apprennent automatiquement différents types de défauts de roues et prévoient, en fonctionnement

normal, si une roue présente un défaut ou non.

Il existe une méthode basée sur de nouvelles caractéristiques pour la classification des données de séries temporelles. Cette méthode est utilisée pour la classification avec une machine à vecteurs de support. Pour évaluer les performances de cette méthode, des ensembles de données multiples sont construits pour les types de défauts tels que les méplats, le défibrage et l'ovalisation. En raison du succès des réseaux de neurones artificiels pour la classification d'images, des réseaux de neurones artificiels personnalisés sont formés avec des couches convolutives sur des représentations bidimensionnelles des séries temporelles de mesure. L'approche du réseau de neurones améliore les performances sur les roues présentant de défauts en modélisant explicitement la structure multi-capteurs du système de mesure par le biais d'un apprentissage à occurrences multiples et de réseaux invariants de décalage [139].

L'apprentissage automatique est une application de l'intelligence artificielle (IA) qui permet aux systèmes d'apprendre et de s'améliorer automatiquement à partir de leur expérience sans être explicitement programmés. L'apprentissage automatique se concentre sur le développement de programmes informatiques (logiciels) qui peuvent accéder aux données et les utiliser pour apprendre par eux-mêmes.

Les machines à vecteurs de support (Support vector machines : SVMs) sont un ensemble de méthodes d'apprentissage supervisé utilisées pour la classification, la régression et la détection des valeurs aberrantes. Ces machines sont des classifieurs linéaires particuliers basés sur le principe de la maximisation des marges. Ces machines effectuent une minimisation des risques structurels, ce qui améliore la complexité du classifieur dans le but d'obtenir d'excellentes performances de généralisation.

L'apprentissage à occurrences multiples (Multiple Instance Learning : MIL) est une forme d'apprentissage faiblement supervisé où les instances de formation sont organisées en ensembles, appelés sacs, et une étiquette est fournie pour l'ensemble du sac, par opposition aux instances elles-mêmes.

2.3 Types de défauts du matériau des rails

2.3.1 Fissuration du congé de roulement (GCC)

Une distinction est parfois faite entre les microfissures de surface du champignon (HC : head checking) et la fissuration du congé de roulement (GCC : gauge corner cracking) en fonction de l'emplacement des fissures sur les rails (Figure 2.14)[153]. Lorsque les fissures se produisent dans le rail jusqu'à 10 mm de la face du congé de roulement, il s'agit de GCC et lorsque les fissures s'amorcent vers le sommet du rail, il s'agit de HC. Souvent, le terme HC est utilisé alors qu'il s'agit officiellement de GCC. Il y a trois étapes dans la durée de vie des microfissures du champignon : l'amorçage, la propagation à un angle faible et la ramification des fissures transversales. Lorsque la profondeur de la fissure est comprise entre 5 et 10 mm, les fissures peuvent commencer à se tourner vers le bas [154]. Cela se produit souvent lorsque la longueur de la fissure à la surface est d'environ 30 mm. Dans ce cas, le risque de rupture du rail est élevé. Pour les petites fissures ($<$ 20-30 mm), il existe une relation entre la longueur de la fissure visible à la surface du rail et la

profondeur de pénétration : plus la fissure visible à la surface est longue, plus la fissure est profonde sous la surface [155].

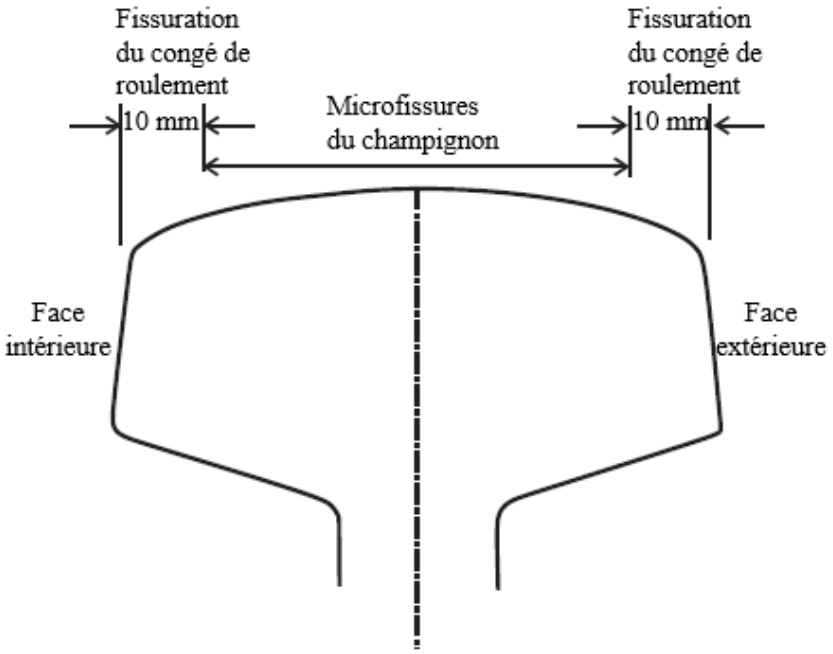


FIGURE 2.14 – Distinction entre la fissuration du congé de roulement et les microfissures de surface du champignon[153].

À la fin des années 1990, un grand nombre d'échantillons de rails qui avaient été coupés à travers les fissures de la FCR ont été examinés [13]. À partir de ces échantillons, une certaine corrélation a été trouvée entre la longueur de la fissure à la surface et la profondeur de la fissure dans le rail. Cette corrélation est illustrée à la figure 2.15. Quatre catégories de FCR ont donc été définies, en fonction de la longueur de fissure visible à la surface du rail.

Une découverte importante de ces échantillons était que pour les fissures de longueur comprise entre 20 à 30 mm à la surface, il existe une relation linéaire entre la longueur de fissure visible et la profondeur de la fissure. Mais pour les fissures de plus de 30 mm (région sévère), il n'y a plus de relation. La profondeur augmente rapidement dans la région sévère. Pour les fissures visibles à la surface dont la longueur dépasse 30 mm, on ne peut rien dire sur la profondeur des fissures.

Les rails présentant des fissures de FCR ont été retirés du service et coupés en plusieurs tranches (slices) pour visualiser la forme des fissures [156]. L'aspect tridimensionnel de ces fissures est bien illustré sur la figure 2.16. Ces coupes transversales ont permis de constater que lorsqu'une fissure est facilement visible à la surface du rail, elle a une profondeur d'environ 3 à 5 mm. Toutes les fissures trouvées dans cette étude se situaient dans la zone de longueur et de profondeur de fissure prévue couverte par le graphique de la figure 2.15.

Une mesure de contrôle de l'endommagement des rails extérieurs dans les courbes dû aux microfissures de surface du champignon consiste à appliquer un profil de rail dit "anti-head checks" [157]. Ce profil de rail ressemble à un profil de rail usé sur le rail extérieur dans une courbe. La forme de ce profil de rail permet de situer le contact roue-rail à l'intérieur

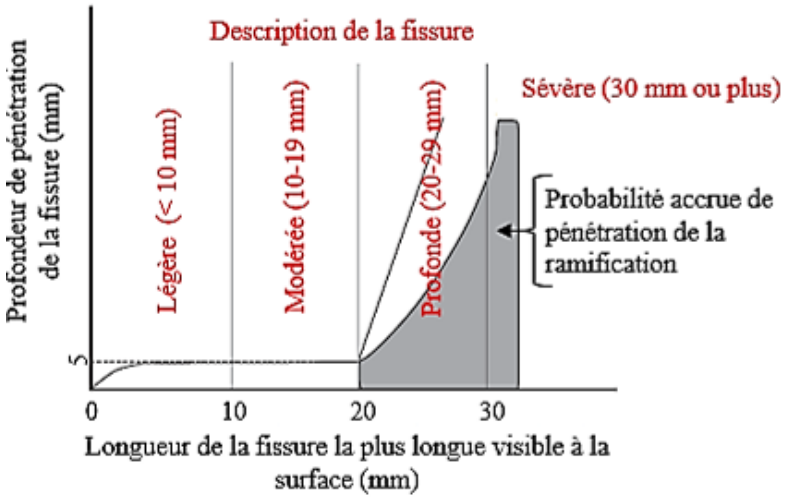


FIGURE 2.15 – Corrélation de la longueur de fissure visible à la surface avec la profondeur de pénétration de la fissure [156].

de la zone sensible de fissuration du congé de roulement où les contraintes sont élevées.

La fissuration du congé de roulement consiste en de fines fissures qui apparaissent au congé de roulement du rail (Figure 2.17), le plus souvent sur les rails hauts des courbes et parfois sur des voies ferrées en alignement, mais rarement sur des rails bas. Ces fines fissures se développent à la suite de contraintes de contact roue-rail élevées et des contraintes de cisaillement suffisamment importantes en raison du glissement entre la roue et le rail. La fissuration du congé de roulement est souvent régulièrement espacée et peut se produire sur des longueurs importantes de voie la ferrée (par exemple, toute la courbe) ou peut être trouvée en clusters. Dans ce dernier cas, elle est généralement associée à des perturbations de la géométrie de la voie ferrée.

Sur les chemins de fer de fret, la fissuration, lorsqu'elle se développe ressemble généralement aux échantillons (avec un contrôle par ressuage amélioré) illustrés à la figure 2.18, avec le congé de roulement du rail haut et le côté extérieur du rail bas les plus fortement affectés.

Un contrôle par ressuage est un type de contrôle non destructif utilisé pour détecter les défauts de surface d'un matériau. Le contrôle par ressuage utilise un liquide de ressuage qui s'écoule dans tous les défauts à la surface du matériau pour augmenter la visibilité des discontinuités de surface, ce qui les rend plus faciles à détecter et à mesurer.

Au fur et à mesure que la fissuration du congé de roulement progresse, les fissures s'allongent et s'enfoncent plus profondément dans le rail, ce qui peut finalement conduire à des piqûres et au défibrage à la surface du rail. La figure 2.19 montre des exemples des différentes étapes de la propagation des fissures dans les rails.

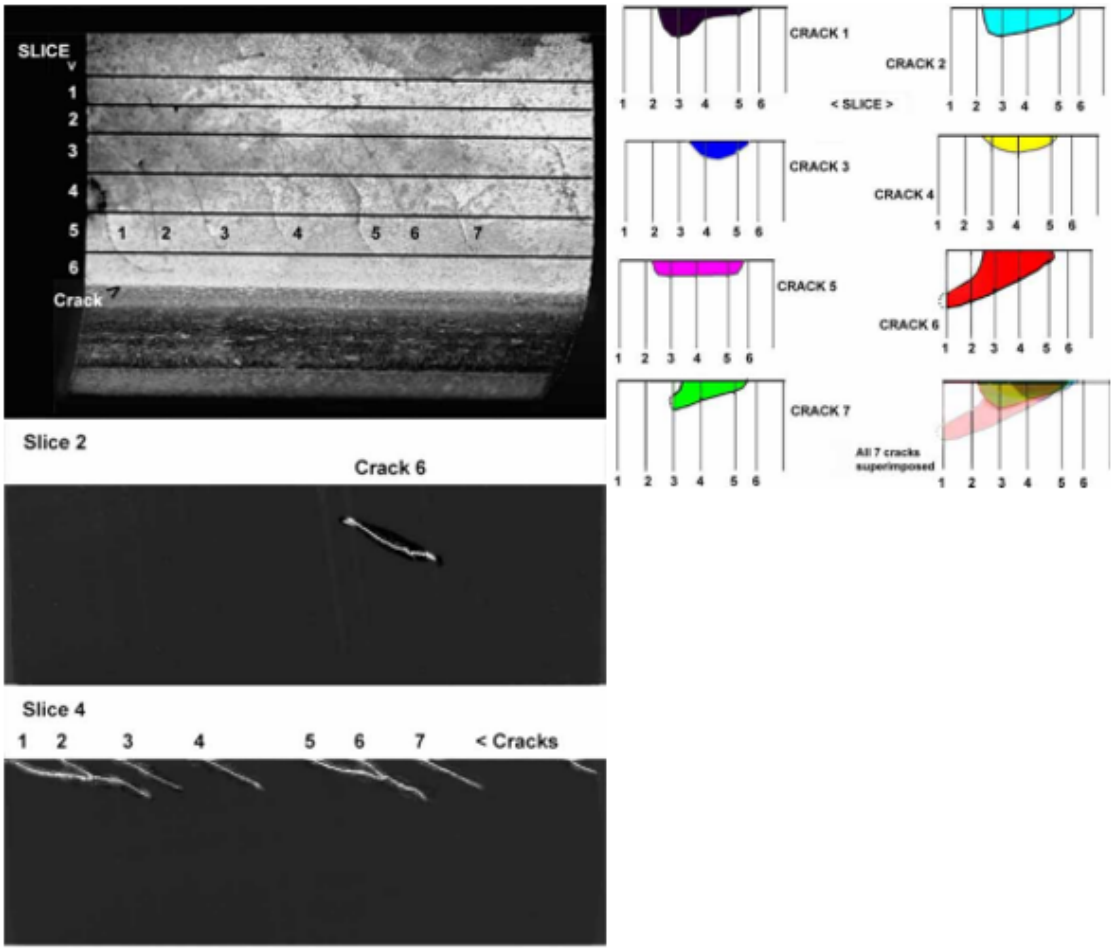


FIGURE 2.16 – Plusieurs sections verticales alignées axialement à travers une série de fissures de FCR ; les faces polies et les formes des fissures de deux sections sont montrées ainsi que les reconstructions schématiques des formes des fissures sur un plan transversal pour les sept fissures et les six sections. Sens de circulation probable de gauche à droite [156].

2.3.2 Défibrage de rail

Comme pour les roues, le défibrage des rails est l'enlèvement de matière dû :
- aux fissures de surface et/ou sous la surface reliées à d'autres fissures sous la surface, de sorte que le matériau au-dessus se détache du rail d'origine (Figure 2.20) ; ou
- à l'affaissement du congé de roulement en raison d'une charge excessive et d'une rupture par cisaillement le long d'une ligne de glissement (Figure 2.21). Bien que le défibrage dû à l'affaissement du congé de roulement se produise préférentiellement au niveau d'une zone d'inclusions d'alumine [158], même dans l'acier le plus propre, un trop grand nombre de charges élevées au congé de roulement entraînera sa déformation plastique le long d'une ligne de glissement [159]. Ce défaut est appelé défibrage profond.

Les rails hauts mal fixés qui tournent vers l'extérieur sous l'effet d'une charge (Figure 2.22A), les rails bien lubrifiés dont la forme du congé de roulement est soumise à des contraintes particulièrement élevées (Figure 2.22B) et même certains rails secs (Figure 2.22C) voient de gros morceaux de métal se détacher du congé de roulement. Le traitement le plus efficace de ce problème consiste à assurer la mise en œuvre et l'entretien

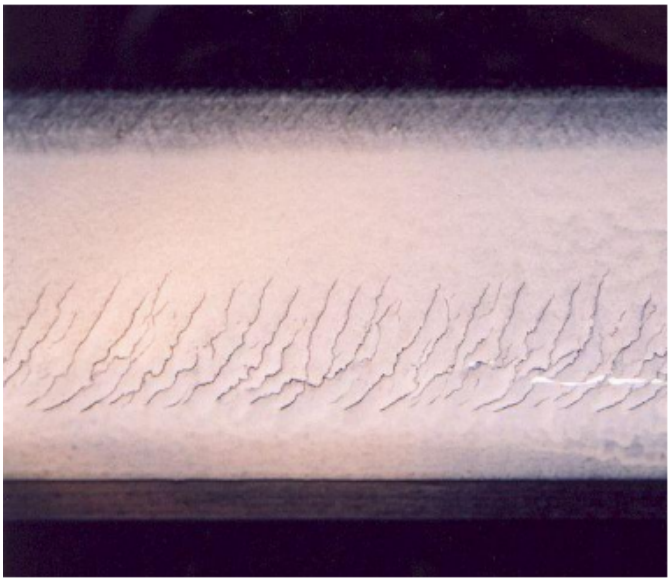


FIGURE 2.17 – Fissuration du congé de roulement bien définie due à l'exploitation de véhicules de voyageurs à grande vitesse [22].

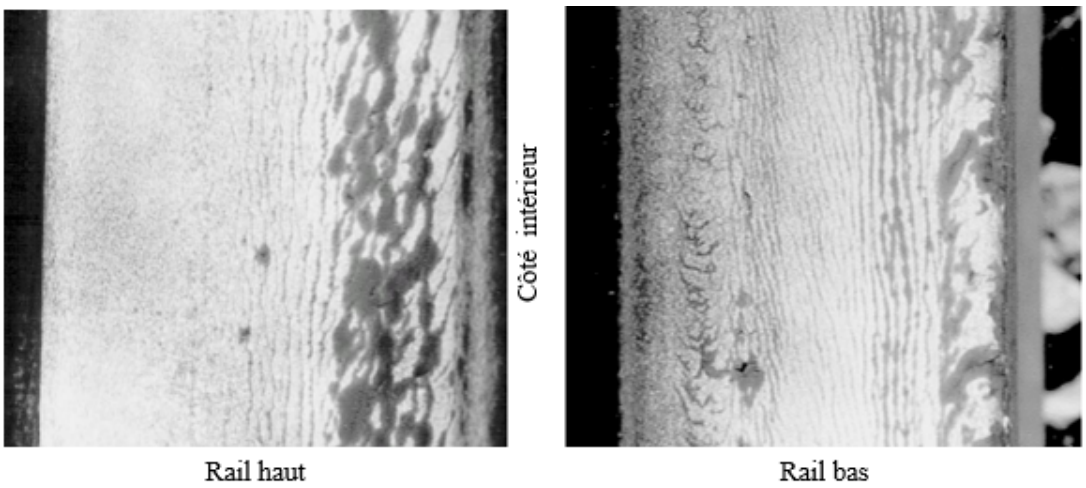


FIGURE 2.18 – Fissuration des rails haut et bas, Contrôle par ressuage amélioré [22].

de formes de rail appropriées qui éliminent la surcharge, en réduisant la contrainte pour chaque contact et en répartissant les contacts sur une plus grande partie du champignon du rail. La modélisation du système comme un quart d'espace a permis de constater, dans la pratique, il est nécessaire de minimiser le nombre de roues qui touchent le champignon de rail à moins de 9 mm de la face de congé de roulement pour éviter l'affaissement du congé de roulement.

Dans tous les cas, le défibrage se développe généralement sous le congé de roulement du rail haut et le plus souvent sur les voies ferrées à fort trafic. Toutefois, le défibrage a également été observé sur des voies en alignement avec des erreurs locales de nivellement transversal et sur des systèmes de transport urbain à faible charge par essieu dont le profil roue-rail est particulièrement mal adapté (Figure 2.23).

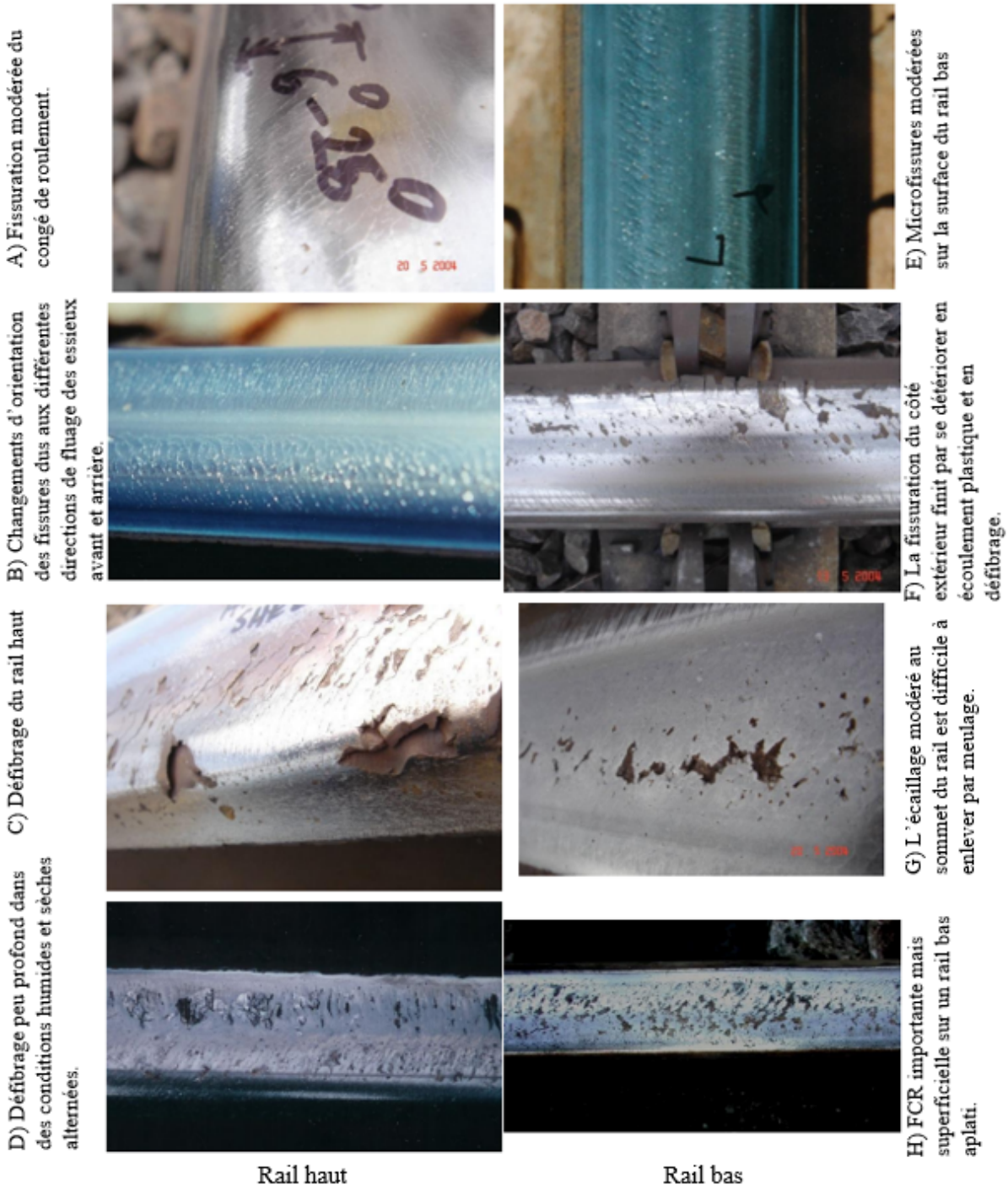


FIGURE 2.19 – Exemples des microfissures de surface du champignon (Fissuration du congé de roulement), de l'écaillage et du défibrage typiques de rail haut et bas [22].

2.3.3 Écaillage de rail

Comme sur une roue, un effet similaire se produit en raison de la rotation de la roue sur le rail. Une force de traction élevée peut laisser une couche mince plus ou moins continue de martensite sur la surface du rail, ce qui a été postulé comme le mécanisme causal des squats du rail. A l'échelle macroscopique, une brûlure de roue est une couche profonde de martensite qui, lors des passages de roue ultérieurs, développe tout un réseau de fissures de surface, dont chacune peut être à l'origine de la rupture de rail (Figure 2.24).

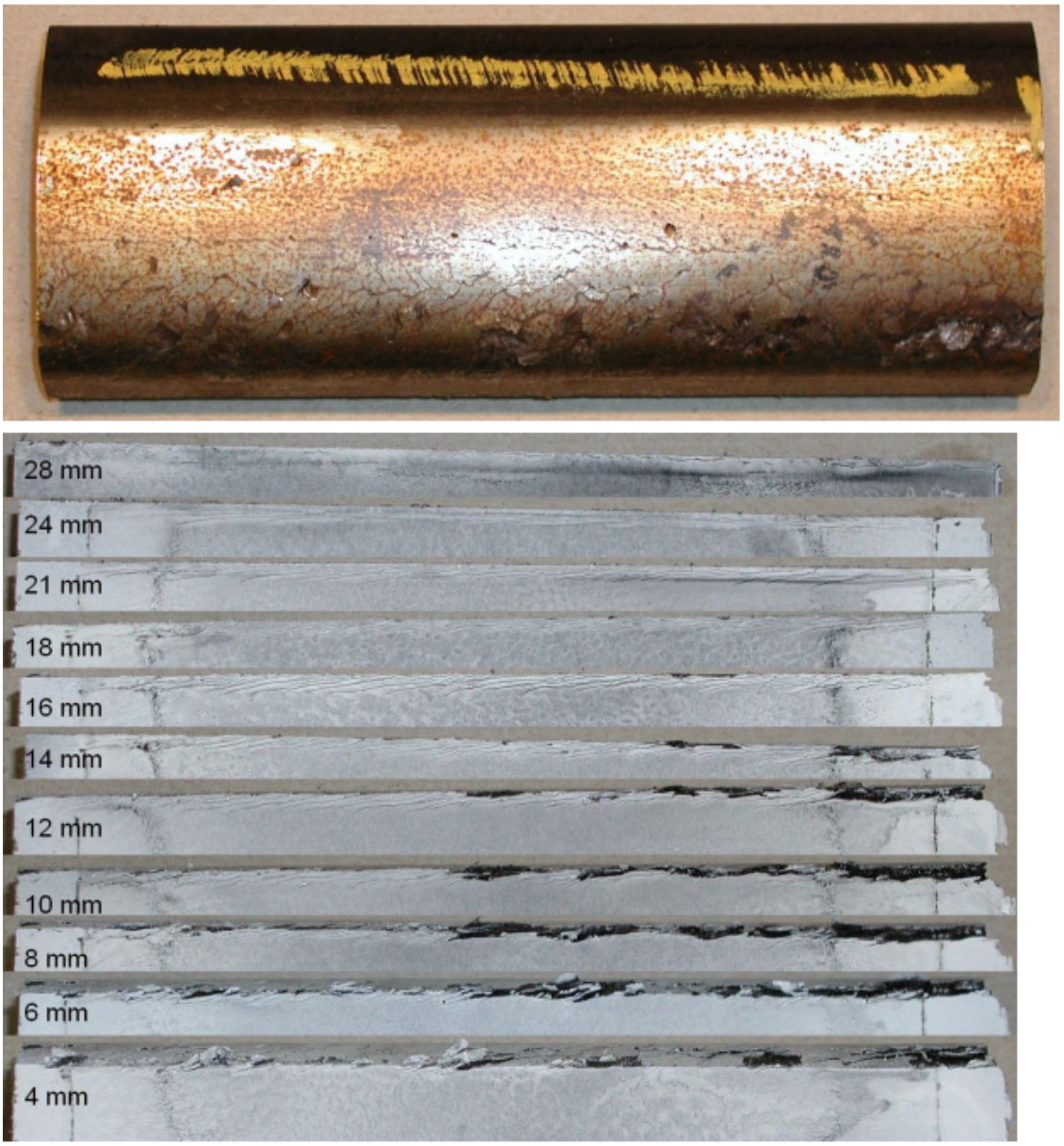
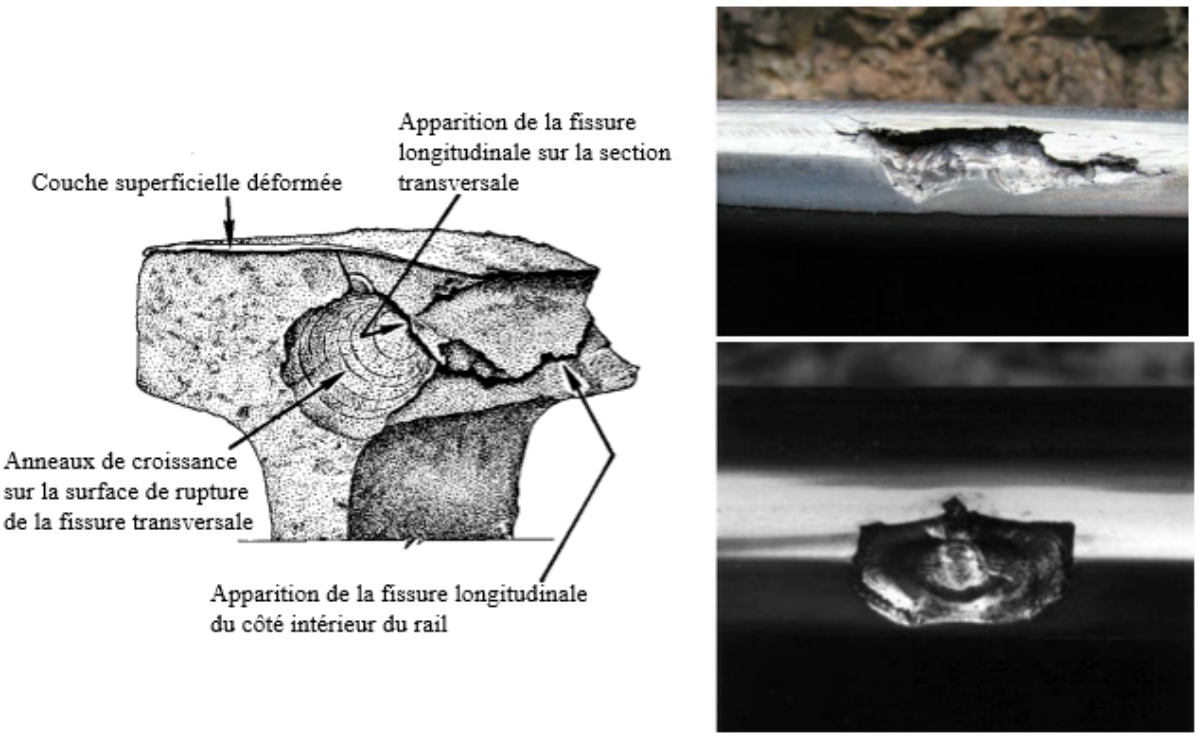


FIGURE 2.20 – Défibrage d'un rail : Sections longitudinales usinées verticalement (parallèlement à l'âme du rail) à des distances allant de 4 à 28 mm du côté intérieur du rail [22].

2.3.4 Défauts transversaux

Les défauts transversaux sont la cause de nombreuses ruptures de rails et de déraillements subséquents (Figure 2.25). Ces défauts sont initiés par le défibrage en présence d'inclusions métallurgiques, le plus souvent des longerons d'oxyde. Bien que le défaut puisse être initié par la FCR, le développement du défaut lui-même n'est pas un phénomène de contact de roulement. La fissure transversale se propage sous l'effet de la combinaison des contraintes de flexion dues aux charges des roues, des contraintes résiduelles dues à la fabrication et des contraintes thermiques dues à la contraction du rail en hiver [160] [161].
Parmi les types de défauts transversaux des rails, on peut trouver des types de défauts qui sont le résultat direct de la FCR et qui sont appelés fissures verticales du champignon de rail (Figure 2.26). Ces défauts sont souvent pris en compte dans les classifications



A) La section transversale d'un rail dont la microstructure a été améliorée montre un affaissement du congé de roulement.

B) Exemples de défibrage à partir de l'affaissement du congé de roulement.

FIGURE 2.21 – L'affaissement du congé de roulement peut conduire au défibrage profond avec de très gros morceaux de métal écaillés du rail [22].



A) La perte d'inclinaison du rail due à l'abrasion du siège de rail a entraîné une surcharge du congé de roulement.

B) Rail bien lubrifié avec un congé de roulement pointu

C) Affaissement du congé de roulement dans un environnement sec

FIGURE 2.22 – Exemples de l'affaissement du congé de roulement [22].

standard des chemins de fer.

2.3.5 Squats de rail

Les squats sont de petites fissures amorcées à la surface d'un rail qui peuvent causer l'écaillage du matériau. Comme les microfissures du champignon, les squats peuvent se

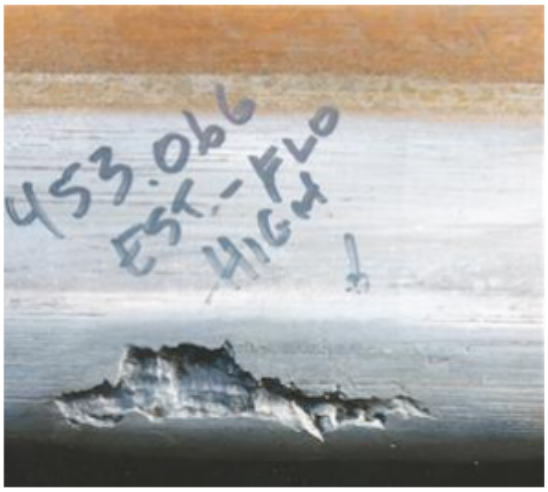


FIGURE 2.23 – Fatigue du congé de roulement sur un système de train léger en raison de l'aplatissement du rail avec une meuleuse de pierre à mouvement alternatif et de la surcharge du congé de roulement de rail [22].

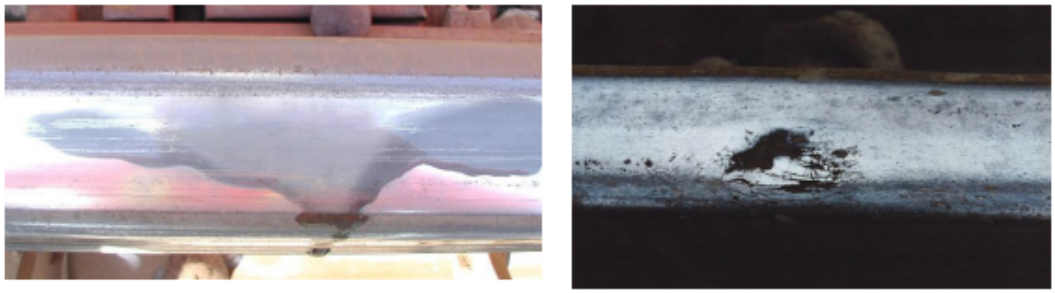


FIGURE 2.24 – A) De minces rayures de martensite sur la surface du rail en raison du taux de fluage élevé des roues sous forte traction. B) La rotation (patinage) d'une roue peut brûler une couche profonde de martensite dans le rail [22].

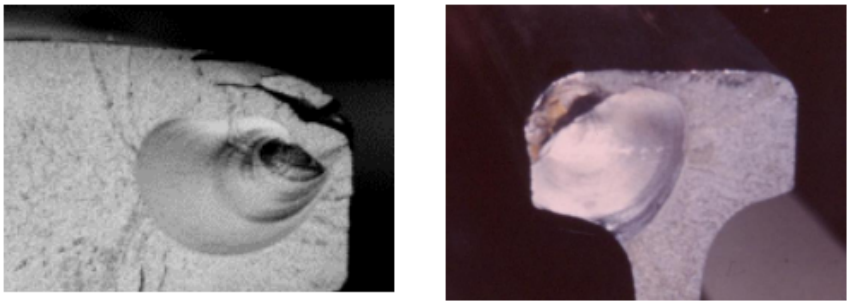


FIGURE 2.25 – Défauts transversaux amorcés par le défibrage profond, probablement à partir de l'affaissement du congé de roulement [22].

propager vers le bas dans le rail, ce qui peut mener à la rupture du rail. Les squats sont principalement causés par des irrégularités de la surface de rail, comme des soudures, des indentations, des brûlures des roues et des ondulations [162]. Un squat peut se caractériser par une configuration en forme d'onde derrière lui.

Le meulage préventif des rails s'est avéré être une mesure efficace pour contrôler les squats



FIGURE 2.26 – Fissuration verticale longitudinale du champignon de rail [22].

[24]. Cependant, de nombreux squats trouvés dans la littérature sont en fait un type de défaut différent, à savoir les *studs* (Figure 2.27) [162][163]. Un stud n'est pas exactement un défaut de FCR alors qu'un squat l'est. Les studs sont causés par un endommagement thermique de rail dû au patinage des roues. Le patinage des roues est dû aux différentes conditions de frottement entre le rail gauche et le rail droit. Lorsque l'une des roues glisse en raison d'une faible adhérence, l'autre roue glissera également parce que les roues sont interconnectées. L'endommagement thermique peut donc se produire sur le rail avec le frottement plus élevé.

Les principales différences entre les squats et les studs sont les suivantes [163] :
- Les squats s'amorcent du côté du congé de roulement de la bande active tandis que les *studs* s'amorcent au milieu de la bande active.
- La présence d'une couche de gravure blanche dure (WEL : White Etching Layer) n'est pas une condition nécessaire pour les squats alors qu'une WEL est observée dans tous les endroits où des studs ont été trouvés.
- Les squats se ramifient généralement vers le bas et peuvent former des défauts transversaux, alors qu'il n'y a aucune preuve que les studs puissent former des défauts transversaux.
- Les squats se trouvent dans des endroits à forte traction, tandis que les studs se trouvent dans des endroits où la traction et le freinage sont plus importants.
- Les squats se développent après un trafic beaucoup plus important (40 MTB) que les studs (10 MTB).

Le squat est donc un défaut de surface le plus souvent associé aux trains à grande vitesse et aux zones où l'effort de traction est élevé. Ce défaut se caractérise par une dépression peu profonde plus ou moins au centre du champignon de rail sur une voie en alignement droit et légèrement incurvée et dans les aiguillages. Cette dépression est le résultat de la fissuration sous la surface, de la réduction de la résistance du matériau et des dépôts de débris dans cette dépression, ce qui lui donne l'apparence d'une tache sombre.

Une coupe transversale du squat montre deux fissures se propageant dans des directions opposées : une fissure avant courte (dans le sens du déplacement) et une fissure arrière beaucoup plus longue [22], chacune se propageant à un angle d'environ 10 à 30° de l'horizontale (Figure 2.28B) [24]. L'intensité des contraintes à la pointe de la fissure arrière

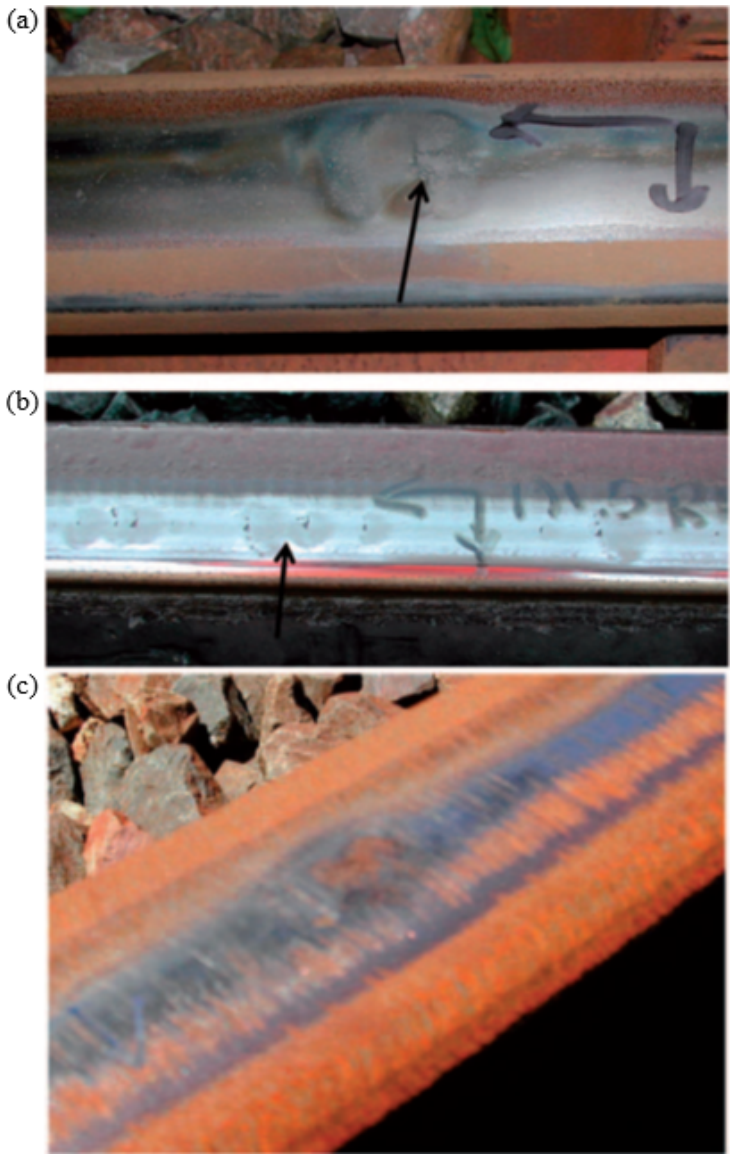
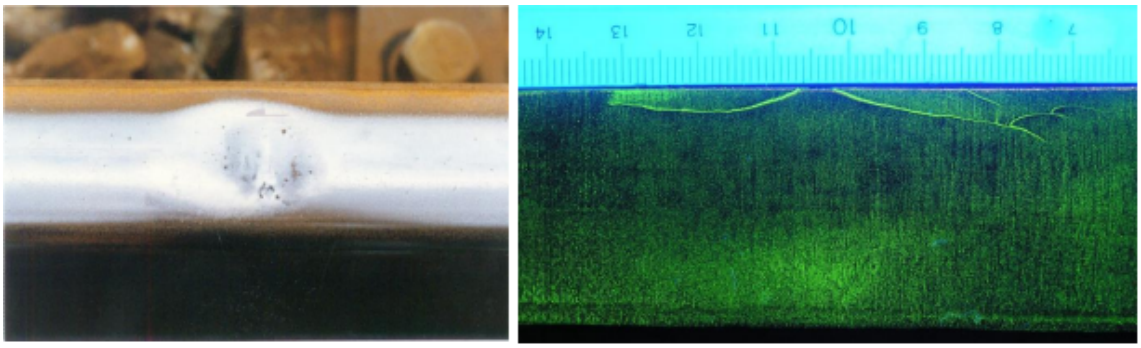


FIGURE 2.27 – *Studs* provenant de trois chemins de fer (les flèches sur les rails en (a) et (b) sont orientées dans le sens du trafic et vers le côté intérieur du rail, les flèches superposées sur les photos sont orientées vers le sommet de la fissure en forme de "V") [163].

étant supérieure à celle de la fissure avant pour les roues motrices [164] [165], la fissure arrière se propage plus longtemps et plus rapidement dans les zones où l'effort de traction est élevé. À partir de la fissure arrière, de nombreuses petites fissures ramifiées ont tendance à s'amorcer, dont l'une peut se tourner vers le bas dans le champignon de rail et provoquer une rupture transversale. Ces fissures sont particulièrement problématiques car, protégées par la longue fissure arrière, elles ne sont souvent pas détectées par les systèmes de mesure par ultrasons classiques.

Les causes des squats continuent à faire l'objet de débats, deux mécanismes différents étant actuellement proposés :
- Sur les chemins de fer japonais, une fine couche martensitique existe le long de larges tronçons de rail. On suppose que cela est associé aux niveaux élevés d'effort de traction



A) Squat de rail

B) Coupe transversale montrant la fissure avant la plus courte et la fissure arrière la plus longue

FIGURE 2.28 – A) Le squat apparaît comme une tache sombre sur le champignon de rail. B) En coupe transversale, on peut voir deux fissures principales : une fissure avant courte et une fissure arrière plus longue [22].

utilisés sur ces systèmes et au microglissement au niveau du contact roue-rail. La martensite fragile se fissure facilement et initie une fissure de surface qui se propage ensuite, en réponse aux forces de contact de roulement, à des fissures avant-arrière typiques des squats [24].
- En règle générale, un effort de traction élevé est une cause majeure de cisaillement superficiel excessif qui initie les fissures classiques de la FCR [22]. Ces fissures peuvent également initier des fissures de surface qui se développent ensuite en fissures avant et arrière (Figure 2.28B).

Dans tous les cas, le traitement a été le meulage préventif fréquent d'une fine couche de métal à la surface du rail afin d'enlever la couche superficielle la plus endommagée, là où les squats sont amorcés. Le meulage préventif fréquent s'est avéré être un traitement efficace sur le système Shinkansen [26].

Du point de vue de la détection et de la maintenance, Li et al. [162] ont constaté que la dimension et l'emplacement des squats peuvent être corrélés à certaines interactions dynamiques roue-rail (force et longueur d'onde), ce qui ouvre peut-être la voie à une détection précoce et à une maintenance préventive.

2.3.6 Écrasement du champignon

Il arrive que les fissures de FCR progressent vers le centre du champignon de rail et que, sous l'effet de l'usure de contact ultérieure au niveau des faces de la fissure et du cisaillement du matériau, cette zone de plus faible intégrité structurelle s'écrase sous l'effet des fortes charges. La perturbation verticale locale qui en résulte est ensuite soumise à une déformation supplémentaire et à un écoulement plastique sous l'effet des charges d'impact de plus en plus lourdes dues au passage des roues (Figure 2.29).

L'écrasement du champignon de rail mesure généralement environ 0.25 à 0.5 m de longueur. Il se caractérise par une augmentation de la fréquence et de la croissance des grandes fissures de surface et par un écoulement plastique sur un ou deux côtés de la surface de roulement. La concentration de fissures est généralement causée par une zone

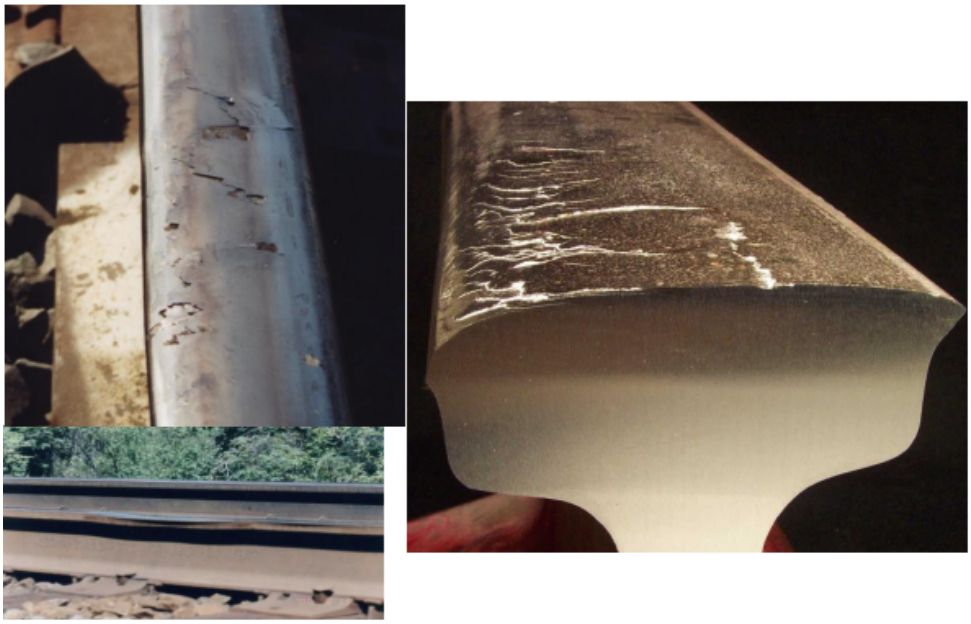


FIGURE 2.29 – Le défaut de l'écrasement du champignon est associé à l'affaissement et à la déformation de la face inférieure du champignon de rail en raison de fissures qui s'amorcent au milieu du congé de roulement et se propagent jusqu'au centre du rail [22].

de concentration des contraintes locale associée à un mauvais meulage des rails, à l'absence de meulage des rails, à des irrégularités de la voie ferrée, à un acier sale ou à une combinaison de tous ces facteurs. Le meulage peut prolonger la durée de vie d'un rail affecté par l'écrasement du champignon en enlevant le matériau endommagé ou en éloignant la bande de contact de la zone de concentration des contraintes [166]. L'écrasement est particulièrement problématique sur les rails plus anciens, qui présentent souvent une usure verticale importante, où le champignon peut s'effondrer entièrement. Le défaut de l'écrasement du champignon et son traitement ont déjà été étudiés [7].

2.4 Conclusions

Les roues et les rails contiennent naturellement des défauts de matériaux de formes et de types différents selon les procédés de fabrication. Ces défauts peuvent être visibles à la surface de roulement ou sous la surface. Les défauts de matériaux affectent la fatigue de contact de roulement des roues et des rails. Si plusieurs défauts sont proches les uns des autres, ils forment des amas et agissent comme un défaut majeur. Une région fortement sollicitée apparaît entre ces défauts. Ces défauts se trouvent généralement dans les zones de contact roue-rail, telles que la bande de roulement de roue et le boudin de roue, et le champignon de rail et le congé de roulement.

Sur les roues, les défauts peuvent être causés par l'indentation du ballast et le blocage temporaire (ou complet) des roues ou des conditions qui réduisent le frottement entre les roues et les rails. Ces derniers types de défauts "discrets" sont des méplats. Contrairement à ces derniers, il existe l'ovalisation qui est un défaut "non discret" qui affecte une grande partie de la roue et modifie sa forme de manière non locale. Les fissures de la surface de la roue peuvent être parallèles aux fissures du rail. Les forces de fluage résultantes peuvent

être utilisées pour déterminer l'orientation des fissures de surface. Ces forces de fluage agissent dans le plan de la zone de contact et sont liées au frottement entre la roue et le rail. Le défaut de type fissuration verticale de la jante de la roue est dû à l'écaillage ou au défibrage.

Sur les rails, il est important de distinguer les microfissures de surface du champignon de la fissuration du congé de roulement en fonction de la position des fissures visibles à la surface. Il existe donc une relation linéaire entre la longueur de la fissure visible et la profondeur de la fissure. Cette relation est valable pour les fissures visibles à la surface dont la longueur est comprise entre 20 et 29 mm. L'affaissement du congé de roulement peut entraîner un défibrage profond avec des écaillages de très grandes dimensions du métal des rails. Dans ce cas, des anneaux apparaissent sur la surface de rupture de la fissure transversale. La cause de nombreuses ruptures de rail et des déraillements qui en résultent est l'apparition de défauts transversaux. Le défaut d'écrasement du champignon de rail est associé à l'affaissement et à la déformation de la face inférieure du champignon de rail, en raison de fissures qui s'amorcent au milieu du congé de roulement et se propagent vers le centre du rail. Les squats sont de petites fissures amorcées à la surface d'un rail qui peuvent provoquer l'écaillage du matériau et se caractérisent par un modèle en forme d'ondes derrière eux. Les squats sont le plus souvent associés aux trains à grande vitesse et aux zones où l'effet de traction est important.

Que ce soit pour les roues ou les rails, l'écaillage entraîne une température élevée dans la zone de contact roue-rail lors du glissement, tandis que le défibrage est l'enlèvement de matière sur les surfaces de roulement.

Chapitre 3

Mécanismes d'amorçage et de propagation des fissures de FCR

3.1 Amorçage de fissures dû à la plasticité de surface

Lorsqu'un composant ferroviaire en contact de roulement est soumis à des applications répétées de charges de frottement élevées dues à la traction, au freinage, à la courbure, etc..., le matériau de surface se déforme plastiquement (Figure 3.1). Si la déformation se produit dans une direction dominante, la microstructure montrera des signes caractéristiques de cette déformation (Figure 3.2).

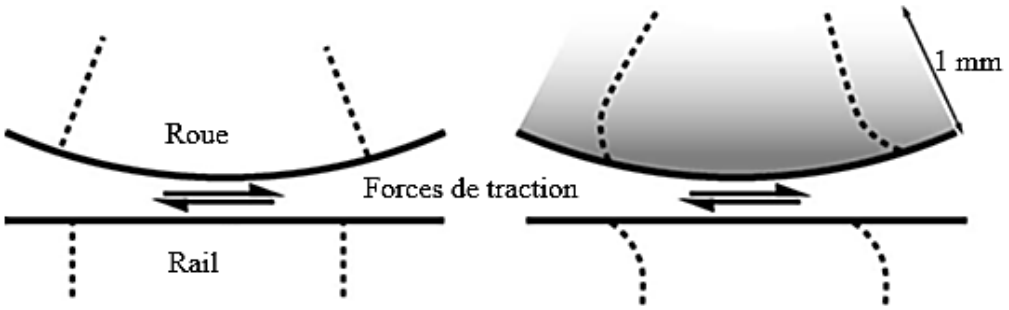


FIGURE 3.1 – Représentation schématique de la déformation plastique du matériau de surface dans une roue ferroviaire. Les lignes pointillées indiquent les plans du matériau avant et après la déformation [18].

Si l'écrouissage du matériau et les contraintes résiduelles ne sont pas suffisants pour empêcher une accumulation supplémentaire de la déformation plastique, des fissures finiront par se former lorsque la déformation à la rupture sera dépassée. Cette déformation à la rupture est bien supérieure à celle des essais de traction, la raison étant l'influence bénéfique des contraintes de compression [95]. Un tel mode de rupture est appelé effet de rochet et est fréquemment étudié dans des essais à deux disques bien qu'il ait également été étudié par des essais biaxiaux [167]. Il a été démontré que la déformation de rochet (déformation progressive) est une fonction non-linéaire de la pression de contact et du nombre de cycles de contact [168]. Dans le cas d'une charge de frottement à sens alterné due à une alternance de traction et de freinage, l'effet de rochet du matériau ne se produit pas de la même manière puisque les déformations plastiques se produisent dans les deux sens, ce qui fait que la déformation plastique cumulée est proche de zéro. La rupture sera

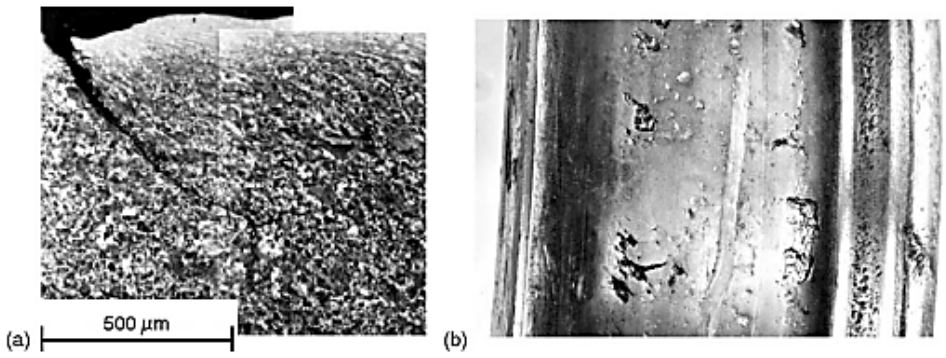


FIGURE 3.2 – (a) Microstructure déformée et propagation des fissures en contact de roulement. (b) Endommagement superficiel dû à la fatigue amorcée en surface [53].

plutôt causée par une fatigue oligocyclique. La fatigue oligocyclique et l'effet de rochet peuvent être considérés comme des mécanismes concurrentiels [21] [169].

La théorie de l'amorçage des fissures dû à la déformation plastique du matériau de surface est fortement étayée par des études métallographiques des surfaces fracturées (Figure 3.2a). Sur les rails, la fatigue amorcée en surface se produit généralement au niveau du congé de roulement, tandis que sur les roues, l'endommagement par fatigue en surface peut être réparti sur toute la bande de roulement (Figure 3.2b).

3.2 Propagation de fissures

Les fissures amorcées en surface se propagent initialement dans le matériau selon un angle faible, correspondant à la texture du matériau de surface déformé plastiquement, qui dévient rapidement dans une direction presque radiale. Dans les roues ferroviaires, les fissures dévient ensuite normalement (ou se ramifient) à nouveau et continuent à se propager dans une direction circonférentielle à des profondeurs d'environ 0.5 à 5 mm (Figure 3.3) [53]. La rupture finale se produit généralement sous forme d'une ramification de la fissure vers la surface en rompant un morceau du matériau de surface (Figures 3.2b et 3.3). Un mode de rupture plus rare est la propagation radiale vers le moyeu de fissures amorcées en surface. Un tel mode est favorisé par une charge thermique élevée [170].

Dans les rails, les fissures superficielles se propagent généralement sur une plus longue distance avant de dévier vers la propagation verticale. Il n'est pas rare non plus que les fissures superficielles continuent à se propager vers le bas jusqu'à ce qu'une rupture complète du rail se produise. Une telle rupture transversale est favorisée par des contraintes globales de flexion et de traction dans le rail, par exemple, en raison du refroidissement d'une voie ferrée soudée.

La ramification des fissures dans des éprouvettes soumises à des charges multiaxiales a étudiée [171]. La proposition qui en résulte est que la ramification des fissures des rails est régie par la variation de l'intensité de la contrainte effective et le degré de chevauchement entre les modes de chargement (compression et cisaillement). D'autres études expérimentales de la propagation des fissures sous charge de cisaillement sont rapportées dans la littérature [172]. Le contrôle du chevauchement des modes s'est avéré très important pour

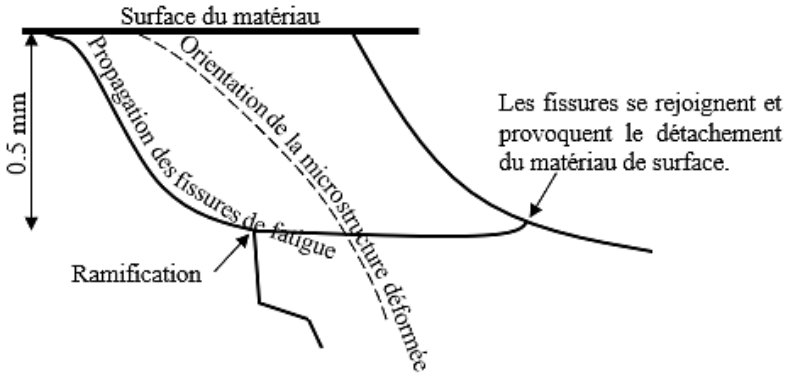


FIGURE 3.3 – Représentation schématique de la propagation des fissures de fatigue amorcées en surface dans les roues ferroviaires. Une fois amorcée, la fissure déviera dans une direction presque radiale. À une profondeur d'environ 0.5 mm, la fissure aura tendance à dévier (ou à se ramifier) vers une propagation circonférentielle. La rupture finale se produit généralement sous forme de détachement d'un morceau du matériau de surface lorsque les fissures dévient vers la surface [18].

la propagation des fissures en cisaillement.

En général, la propagation des fissures sous une charge de contact de roulement est fortement influencée par le frottement entre les faces de la fissure [173] [174]. Dans ce contexte, les surcharges de compression peuvent être néfastes en écrasant des aspérités des faces de la fissure et en réduisant ainsi le frottement entre les faces de la fissure [124].

3.2.1 Influence de la lubrification

Il existe différentes théories sur les mécanismes de propagation des fissures de surface. La plupart des théories mettent l'accent sur l'influence de la lubrification sur la propagation des fissures. La lubrification est ici utilisée dans un sens large incluant toutes les matières fluides qui peuvent pénétrer dans la fissure, par exemple l'eau, la graisse, l'huile, etc...

Trois mécanismes possibles pour expliquer le rôle de la lubrification ont été présentés [175] :
- La lubrification des faces de fissure qui réduit le frottement entre les faces de la fissure et augmente les forces motrices de la fissure. Cet effet a été confirmé par des simulations numériques [173] [176].
- L'influence d'un fluide forcé dans la fissure qui distribue la pression de contact agissant sur le fluide à l'embouchure de la fissure en une pression hydraulique sur les faces de la fissure. Cet effet empêchera également la fermeture de la fissure.
- L'influence d'un fluide piégé comme le montre la figure 3.4. Cet effet entraîne une augmentation considérable du facteur d'intensité de contrainte (FIC) en mode I.

Les résultats empiriques qui étayent l'influence de la lubrification comprennent :
- Des résultats expérimentaux concluant que la lubrification, précédée d'un certain nombre de cycles plus ou moins secs, est essentielle à la propagation des fissures superficielles [95] [116] [177] [178]. De plus, la propagation des fissures est ralentie ou non selon la viscosité du lubrifiant [179].

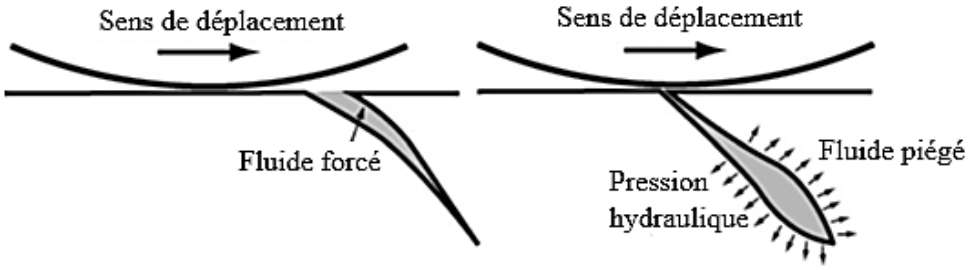


FIGURE 3.4 – Mécanisme de propagation de fissure par la pression d'un fluide piégé [18].

- La fatigue superficielle des rails est rare dans les tunnels [26] [178].
- Des grandes variations saisonnières des reprofilages de roues [104] [180].
- La croissance préférentielle dans le sens du mouvement. En effet, un contact se déplaçant de droite à gauche extraira l'eau de la fissure (Figure 3.4). De plus, la lubrification des faces de la fissure entraînera une dépendance de sens en raison de la modification de la séquence de chargement [175].
- La propagation des fissures superficielles est également plus fréquente sur la surface entraînée [178]. Cela peut être compris en notant que la traction appliquée à partir de la roue, qui est le corps supérieur à la figure 3.4, ouvrira les embouchures d'une fissure dans le rail, le corps inférieur à la figure 3.4, avant que la fissure ne pénètre dans la zone de contact, ce qui permet à la lubrification de se déverser dans la fissure. De la même manière, les fissures sur les roues seront fermées par la traction et ouvertes par un couple de freinage. Cet effet a également été démontré dans des simulations numériques [175].

Il convient de préciser que le rôle de la lubrification dans la propagation des fissures superficielles ne signifie pas que la lubrification doit être abandonnée. Au contraire, une bonne utilisation de la lubrification a pour effet bénéfique de réduire le frottement, ce qui réduira le risque d'amorçage de fissures, comprenant éventuellement la propagation de petites fissures, et réduira également les taux d'usure et le rayonnement du bruit.

3.2.2 Corrosion

Il est possible que la propagation de la fissure soit favorisée par la formation de rouille, qui s'est avérée se produire à la pointe de la fissure. Un tel mécanisme ne peut pas expliquer pourquoi les fissures se propagent dans une direction préférentielle ou l'influence de la traction et n'est pas actif lorsque la lubrification consiste par exemple en de la graisse ou de l'huile. Toutefois, pour les fissures profondes, où la pénétration du fluide jusqu'à la pointe de la fissure est peu probable, l'influence de la corrosion peut être intéressante. Cet effet n'a pas encore été étudié pour la FCR bien qu'il soit bien étudié pour la fatigue classique [18].

3.3 Aspérités de surface

Une explication de l'amorçage et de la propagation des fissures qui ne repose pas sur l'apparition de déformations plastiques et la propagation ultérieure sous l'influence de lubrifiants, a été proposée dans la littérature [181] [182]. Il a été proposé que les fissures s'amorcent et se propagent dans le champ de contraintes de traction qui est introduit sous

les aspérités.

Une surface du matériau qui semble lisse à l'échelle macroscopique présente des rugosités à l'échelle microscopique (Figure 3.5a). Une aspérité est une petite partie surélevée de la surface. Lorsque les deux surfaces sont pressées l'une contre l'autre, seules les aspérités les plus grandes seront initialement en contact. Au fur et à mesure que l'amplitude de la charge augmente, le contact s'étendra à des aspérités de plus en plus petites.

Cependant, même à des pressions plus élevées, des aspérités relativement grandes supporteront une plus grande partie de la charge que le matériau environnant. Cela peut être considérée comme une charge ponctuelle locale et peut provoquer l'amorçage de fissures coniques en raison de la contrainte radiale de traction entraînant le matériau à l'extérieur du contact (Figure 3.5b)[181] [182].

Le modèle d'aspérité est le plus utile lorsqu'il n'y a pas ou peu de déformation plastique à la surface puisque la déformation plastique de la surface tend à lisser la surface [116]. Les conditions de contact entièrement élastiques ne sont normalement pas le cas dans les applications ferroviaires, mais plutôt pour les engrenages et les contacts de roulements.

La lubrification supprime le contact entre les aspérités [183]. On peut se demander si les modèles d'aspérité expliquent pleinement l'influence empirique de la lubrification. En ce qui concerne la direction de croissance préférentielle, la propagation des fissures vers le contact avoisinant sera supprimée par la pression de contact globale. La traction ferroviaire introduira des contraintes supplémentaires qui seront en compression du côté menant et en traction du côté mené. Ceci explique l'influence de la traction par le modèle d'aspérité. Cependant, la caractéristique la plus utile des modèles d'aspérité est l'explication de l'effet de la rugosité de surface sur la durée de vie en fatigue [98] [184]. Il convient de noter que des effets similaires se produisent localement à l'échelle macroscopique dans les contacts entre les roues et les rails dont les surfaces sont endommagées, comme le montre la figure 3.2b.

3.4 Chargement thermique

La FCR peut être influencée par les contraintes thermiques dans le rail dues aux variations saisonnières de température. Lorsque le rail est soumis à des contraintes longitudinales dans le cas des longs rails soudés (LRS) (pas de joints), des températures supérieures à la température sans contrainte (ou neutre) conduisent à des contraintes de compression dans le rail. Cela a un effet positif sur la FCR car les faces des fissures sont pressées les unes contre les autres. Cependant, lorsque la température du rail est inférieure à la température neutre, les contraintes de traction ouvriront les faces des fissures dans le rail. L'influence des contraintes thermiques sur la FCR n'est généralement pas si grande mais elle peut avoir une influence substantielle dans la phase finale de fissuration.

L'amorçage et la propagation des fissures superficielles sont fortement influencées par la présence de charges thermiques [185]. Dans le cas des roues ferroviaires, la charge thermique est normalement due au freinage de la bande de roulement. Lorsque les freins sont appliqués, la température augmente, ce qui entraîne une baisse de la résistance à la fatigue du matériau [104] [186]. Les charges thermiques peuvent induire des contraintes de trac-

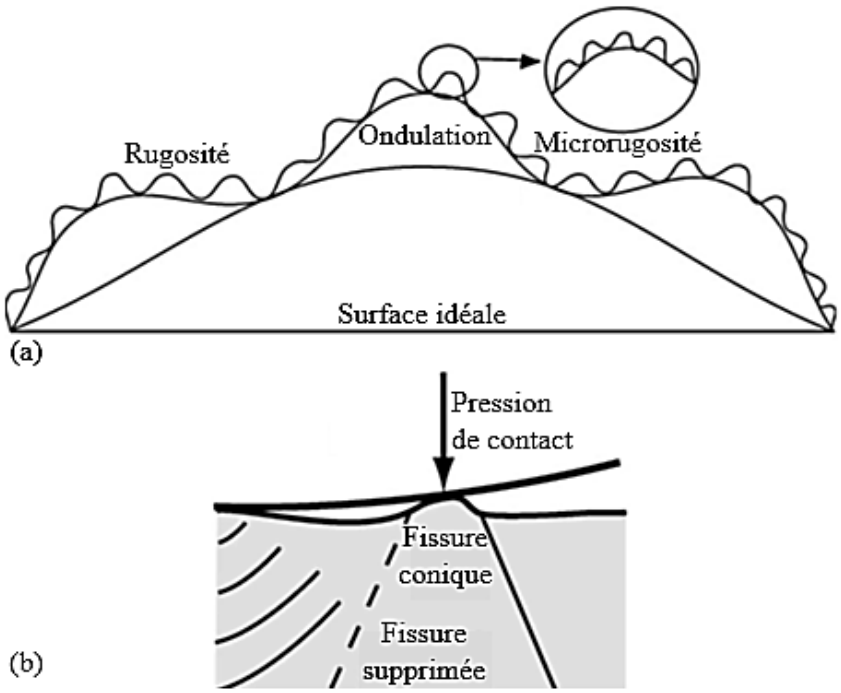


FIGURE 3.5 – (a) Rugosité d'une surface d'un matériau à différentes échelles. (b) Chargement d'une aspérité provoquant une fissure conique [18].

tion cycliques et résiduelles près de la surface de roulement de la roue, ce qui favorisera à la fois l'amorçage et la propagation précoce d'une fissure superficielle. Il convient de noter que les contraintes résiduelles dues à la charge thermique sont également influencées par la conception géométrique de la roue [187]. Lorsque la charge thermique est la principale cause de la fatigue, les fissures superficielles résultantes ont tendance à être radiales. Toutefois, le point d'amorçage de ces fissures n'est pas limité à la bande de roulement, mais varie et inclut même le bas du côté du boudin [188]. Pour les rails, l'endommagement thermique est plus rare, mais il peut se produire sous forme de brûlures de roue lorsque les roues glissent aux signaux d'arrêt [72]. Les brûlures de roue sont causées par le glissement de la roue sur la surface du rail. Les brûlures de roues sont généralement observées dans les pentes raides ou en cas de pluie. Parfois, lorsque la puissance de traction de la locomotive n'est pas suffisante pour transporter la charge du train, on observe un glissement des roues dû à l'augmentation de la température du rail, ce qui entraîne la fusion de la surface du rail.

La formation de martensite sur la bande de roulement de roue indique normalement un historique de températures antérieures suffisamment élevées pour austéniser le matériau au-dessus d'environ 700 °C [63] et un refroidissement rapide de la roue [189]. Cependant, la martensite peut également se former en raison d'un cisaillement rapide lors d'un impact [104]. Une martensite étendue est généralement causée par le blocage et le glissement de la roue en raison de freins gelés, de feuilles mortes sur la voie ferrée, etc. La formation de martensite plus localisée et d'autres endommagements thermiques peut être favorisée par la formation de points chauds, c'est-à-dire de points très localisés et fortement chauffés sur la bande de roulement. Une telle martensite localisée peut également se produire sur des roues à grande vitesse en raison d'un mauvais réglage du système de protection contre le glissement des roues [190].

La martensite et la zone affectée thermiquement (ZAT) environnante peuvent agir comme des points d'amorçage des fissures de fatigue. Ceci est encore confirmé par le fait que la formation de martensite comprend une expansion volumétrique qui formera des contraintes résiduelles de traction élevées sous la martensite [191]. La martensite fragile peut aussi se détacher de la roue en formant un méplat de roue. De tels méplats entraînent des charges verticales élevées qui peuvent causer des dommages secondaires à la roue, au rail, aux roulements, etc... Il est possible d'éviter les problèmes de martensite en introduisant des aciers bainitiques incapables de former de la martensite fragile [192].

3.5 Modèles d'amorçage de fissures

Plusieurs approches de modélisation de l'amorçage des fissures ont été proposées, notamment la déformation équivalente, les modèles de plan critique, la densité d'énergie, les modèles empiriques et leurs combinaisons. Ces approches sont décrites brièvement ci-dessous [25] :

- Déformation équivalente : cela suggère que l'amorçage de fatigue devrait être calculé sur le plan qui présente la variation de la déformation de cisaillement maximale. Cette approche a donné de bons résultats pour certaines conditions de chargement, mais elle est peu corrélée avec les résultats des essais de traction-torsion et d'autres cycles de chargement non proportionnel. Cette approche ne tient pas compte des contraintes moyennes hors du plan associées au chargement non proportionnel.

- Plan critique : le plan de rupture critique est identifié en fonction du mode de rupture prévu, du type de chargement et des propriétés du matériau. Il est possible de tenir compte de facteurs tels que les contraintes moyennes qui séparent les surfaces pendant la partie principalement en cisaillement du cycle de chargement. Malheureusement, les modèles de plan critique disponibles ne sont pas en mesure de prendre en compte de manière satisfaisante le durcissement du matériau. De plus, l'idée derrière les modèles de plan critique est que la rupture est causée par une fissure. La fissure s'amorce et se propage sur un plan, qui présente les conditions de contrainte-déformation les plus favorables pour l'amorçage ou la propagation de la fissure, ou les deux. Les plans qui subissent les contraintes et les déformations normales les plus élevées sont généralement de bons candidats pour un plan critique.

- Densité d'énergie : le processus de fatigue est lié au cisaillement plastique cyclique qui fonctionne par le mouvement des dislocations microscopiques. Cette approche fonctionne bien pour l'état de contrainte multiaxial dans lequel le travail plastique et la densité de déformation par cycle peuvent être évalués. Dans les modèles basés sur l'énergie, les paramètres calculés sont des quantités scalaires, et le plan critique d'amorçage des fissures ne peut pas être prévu. Cependant, les modèles de densité d'énergie, qui utilisent les produits de la contrainte et de la déformation, supposent que les fissures se propagent à l'emplacement et dans la direction des valeurs de densité d'énergie les plus élevées. Cette approche est largement utilisée dans les essais de traction en mode I dans lesquels il y a une contrainte moyenne positive. Une modification permet de l'appliquer à un système qui comprend une contrainte moyenne négative (de compression) telle qu'elle existe dans les contacts de roulement.

- Combinaison du plan critique et de la densité d'énergie : il a été démontré que cette approche s'adapte très bien aux données expérimentales de la durée de vie en fatigue et à l'orientation du plan de fissure. Cette approche a tendance à inclure au moins deux composantes distinctes, l'une représentant le cisaillement et l'autre la partie traction-compression du cycle. La réponse du matériau à ces paramètres est obtenue en appliquant un paramètre de matériau modificateur aux termes dont les caractéristiques sont obtenues à l'aide d'essais de caractérisation de base du matériau, tels que l'essai traction-torsion. On peut donner l'exemple du modèle de fatigue multiaxiale de Jiang et Sehitoglu [128].

- Modèles empiriques : Kapoor a développé un modèle de temps d'amorçage d'une fissure dû à l'effet de rochet uniquement [169]. Ce modèle est basé sur la déformation équivalente de rochet par cycle, qui a des composantes normales et de cisaillement, et un paramètre de matériau qui est évalué par des essais à double disque. Les résultats sont très sensibles à la valeur du paramètre empirique, qui est difficile à évaluer. De plus, le modèle ne peut être appliqué que dans les cas où l'on sait que la rupture se produit par l'effet de rochet. Pour la fatigue oligocyclique, un autre modèle doit être appliqué. La durée de vie en fatigue est alors régie par le modèle qui prédit le temps le plus court jusqu'à la rupture. Dans ce modèle, il est donc suggéré que la fatigue oligocyclique et l'effet de rochet sont des mécanismes indépendants et compétitifs de sorte que la rupture se produit par l'un d'entre eux qui correspond à une durée de vie plus courte.

3.6 Modèles de propagation de fissures

La propagation des fissures est définie comme un processus discontinu par étapes, qui correspond à la propagation observée sur le terrain. La direction et la vitesse de propagation des fissures dépendent de l'amplitude des contraintes de mode I, II et III, ainsi que de la résistance du matériau à la propagation (Figure 3.6). Le mode I est le mode d'ouverture en traction où la charge appliquée sépare les faces de la fissure. Le mode II est le mode de glissement dans le plan où les faces sont cisaillées vers l'arrière et vers l'avant et le mode III est le mode de cisaillement anti-plan où les faces sont cisaillées latéralement [123].

Il existe donc généralement trois phases dans la durée de vie d'une fissure de fatigue amorcée en surface. Après l'amorçage de la fissure, sa propagation est entraînée par l'effet de rochet dans la couche déformée plastiquement. Au fur et à mesure que la fissure devient plus longue et plus profonde, sa propagation est entraînée par le champ de contraintes dû à la charge répétée et est fortement influencée par le fluide pénétrant dans la fissure. Finalement, la fissure peut se propager vers le bas et la propagation est alors entraînée par des contraintes de flexion dans le rail, produisant des contraintes de traction dans le champignon de rail. Une rupture rapide peut se produire lorsque la fissure atteint une longueur critique. Toutes les fissures ne se propagent pas vers le bas dans le rail ; la plupart des fissures changent en fait leur direction vers la surface du rail. Si une fissure se propage, vers le bas ou vers le haut, elle sera influencée par les contraintes résiduelles de traction et la longueur de la fissure. Si les contraintes résiduelles de traction et la longueur de la fissure sont suffisantes pour dominer le seuil du mode I (ouverture en traction), la fissure se propagera probablement vers le bas. Cette suggestion est étayée par l'observation selon laquelle la rupture des rails se produit principalement pendant ou peu après la saison froide [193].

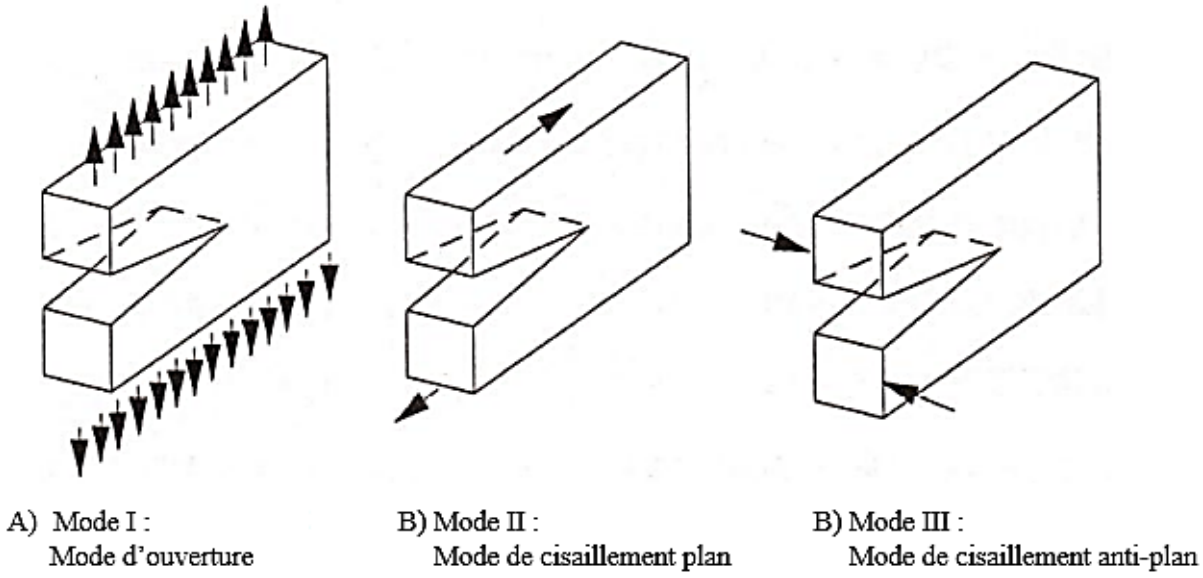


FIGURE 3.6 – La propagation des fissures se fait par une ou une combinaison de contraintes de mode I, de mode II et de mode III.

Il existe essentiellement deux approches différentes pour modéliser la propagation des fissures due à la FCR amorcée en surface. La première approche est une approche de la mécanique de la rupture où la propagation des fissures est explicitement modélisée. La deuxième approche est une approche de l'endommagement par fatigue où les fissures ne sont pas explicitement incluses. La fatigue est directement liée à la charge opérationnelle.

Dès que la charge de contact roue-rail est élevée, les forces de compression referment la fissure et la propagation de la fissure en mode I n'est plus possible. Cependant, la propagation de la fissure en mode I a lieu en raison de la pénétration du fluide dans la fissure. Lors du passage de la roue, un mécanisme de rupture par ouverture de fissure en mode I dominera à certaines étapes tandis que le mode II ou III dominera à d'autres étapes. Le mode dominant dépend également de la taille de la fissure.

Une fissure se propageant dans les rails est supposée subir le mode I (ouverture) et/ou le mode II (cisaillement) mais pas le mode III (torsion) [175]. Les fissures se propagent principalement à un angle de 15-30° par rapport à la surface. Lorsque la fissure atteint une longueur ou une profondeur critique, elle peut se ramifier vers la surface de sorte que le défibrage du matériau a lieu [194]. Toutefois, la fissure peut également se ramifier et se propager à un angle plus prononcé par rapport à la surface, c'est-à-dire que lorsque quelques fissures changent de direction selon un angle d'inclinaison de 90° par rapport à la surface du rail, cela entraîne la rupture du rail en un temps relativement court. Cette déviation se produit à une longueur de fissure où la variation d'intensité de contrainte en mode I peut atteindre le seuil à basse température et où les contraintes résiduelles de traction sont suffisamment importantes.

Selon la loi de propagation des fissures de Paris, la propagation d'une fissure sous chargement cyclique est la suivante [123] :

$$\frac{da}{dN} = C\Delta K^m \tag{3.1}$$

da/dN est la variation de la longueur de la fissure de fatigue par cycle de chargement (a est la longueur de la fissure et N est le nombre de cycles), C et m sont deux paramètres du matériau définissant respectivement la position et la pente de la droite de Paris. ΔK est la variation du facteur d'intensité des contraintes (FIC) définie comme suit :

$$\Delta K = K_{max} - K_{min} \tag{3.2}$$

K_{max} et K_{min} sont les facteurs d'intensité des contraintes maximum et minimum correspondant à la charge (ou à la contrainte) maximale et minimale.

Le facteur d'intensité des contraintes, K, est utilisé en mécanique de la rupture pour décrire l'état des contraintes à la pointe d'une fissure. Ce concept est généralement utilisé avec l'hypothèse que le matériau est homogène, et dans un régime élastique linéaire isotrope. Il est notamment utilisé en tolérance aux dommages pour fournir des critères de rupture. Le facteur d'intensité des contraintes peut également être étendu aux matériaux qui présentent une plasticité confinée à la pointe de la fissure. La valeur de K dépend de la géométrie de l'éprouvette, de la taille et de la position de la fissure (ou de l'entaille), et est proportionnelle à la charge appliquée et aux contraintes résiduelles. Dans sa formulation générique, le facteur d'intensité des contraintes s'écrit :

$$K = \sigma\sqrt{\pi a} f\left(a/W\right) \tag{3.3}$$

Où σ est la contrainte appliquée, et $f(a/W)$ est une fonction de la géométrie de l'éprouvette et du rapport entre la longueur de fissure, a, et la largeur de l'échantillon, W.
L'expérience montre que la vitesse de propagation d'une fissure n'est pas proportionnelle à la variation du facteur d'intensité des contraintes ΔK appliquée mais plutôt au facteur d'intensité des contraintes effectif ΔK_{eff} transmis à l'extrémité de la fissure.

Les facteurs d'intensité des contraintes pour une fissure se propageant dans un rail ont été déterminés dans la littérature et sont utilisés pour une loi de propagation des fissures [195]. Puisqu'il est prévu que les intensités des contraintes en mode I et II agissent sur la fissure lors du passage de la roue d'un contact, les deux modes doivent être pris en compte dans la loi de propagation des fissures :

$$\frac{da}{dN} = 0.000507\left(\Delta K_{eq}^{3.74} - 4^{3.74}\right) \tag{3.4}$$

$$\Delta K_{eq} = \sqrt{\Delta K_I^2 + \left[\left(\frac{614}{507}\right)\Delta K_{II}^{3.21}\right]^{\frac{2}{3.74}}} \tag{3.5}$$

Il existe différents paramètres d'entrée pour le modèle de prévision de la vitesse de propagation des fissures : la traction superficielle (coefficient de frottement), le coefficient de frottement entre les faces de la fissure, la pression de contact normale et l'angle de la force de traction résultante. Les études ont montré que la pression de contact normale a la plus grande influence sur la vitesse de propagation des fissures, mais aussi le coefficient de frottement entre les faces de la fissure a également une influence considérable. La principale conclusion de ces études est que lorsqu'on trace la vitesse de propagation des fissures en

fonction de la taille de la fissure, la courbe augmente d'abord pour les petites fissures puis diminue à mesure que la fissure se développe (Figure 3.7). Cela s'explique par le fait que lorsque la taille de la fissure dans un rail augmente, la charge de surface s'éloigne de la fissure (distance plus longue jusqu'à la pointe de la surface) [110].

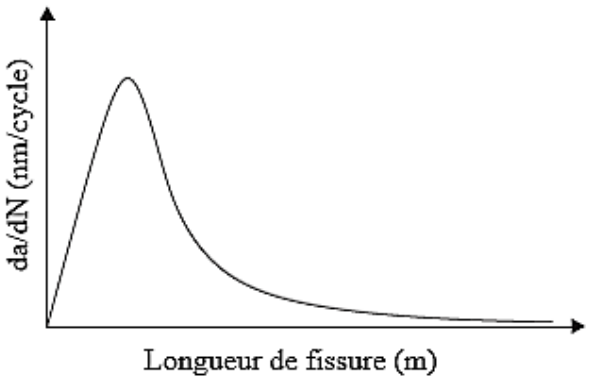


FIGURE 3.7 – Vitesse de propagation de fissure en fonction de la longueur de fissure [195].

L'approche de l'endommagement par fatigue [196] n'est valable que pour les petites fissures, car elle ne tient pas compte du fait que la vitesse de propagation des fissures est influencée par leur taille. En fatigue, il existe une relation (loi de Basquin) entre l'amplitude de la contrainte appliquée σ_a et le nombre de cycles à rupture N_f [123] :

$$\sigma_a = \alpha(N_f)^{\beta} \tag{3.6}$$

où α est est le coefficient de résistance à la fatigue et β est l'exposant de résistance à fatigue ou l'exposant de Basquin. α et β sont tous deux des paramètres du matériau. On peut supposer que la rupture correspond à une certaine longueur de fissure (ou à l'amorçage de fissure).

Ces paramètres du matériau (α et β) pour l'amorçage des fissures ont été déterminés par les résultats d'essais d'ajustement de courbe où la magnitude de la contrainte est le FI [197] :

$$FI = 1.78N_f^{-0.25} \ \forall \ FI > 0. \tag{3.7}$$

L'endommagement par fatigue pour un seul cycle de chargement (tour de roue i ou pour le rail, passage de roue i) pour une amplitude de contrainte σ_a est le suivant :

$$D_i = \frac{1}{N_f} \tag{3.8}$$

L'endommagement pour un cycle de chargement peut donc aussi s'écrire comme suit :

$$\sigma_a = \alpha(D_i)^{-\beta} \Rightarrow D_i = \left(\frac{\sigma_a}{\alpha}\right)^{-\frac{1}{\beta}} = \alpha'\sigma_a^{\beta'} = \frac{FI^4}{10} \tag{3.9}$$

Cependant, la magnitude des contraintes varie entre les tours/passages de la roue, puisque les conditions de contact sont différentes (différentes formes de roue-rail, vitesses, conditions d'adhérence, etc.). Une règle de cumul d'endommagement par fatigue, la règle de Palmgren-Miner, est donc nécessaire :

$$D = \sum_{i=1}^{k} D_i, \tag{3.10}$$

ce qui donne l'endommagement total après k cycles de chargement. $D = 1$ correspond à la rupture et est supposé correspondre à une certaine longueur de fissure. L'endommagement D a été défini comme les fissures macroscopiques visibles [197].

De plus, les fissures de FCR peuvent s'user. On parle alors d'une troncature de la longueur des fissures. Si l'on suppose qu'une certaine magnitude de l'endommagement par fatigue correspond à une certaine longueur de fissure, la longueur de fissure peut alors prédite. Dans ce cas, la troncature de la profondeur de fissure peut être incluse dans la prévision de la fatigue de contact de roulement. On suppose qu'il existe un rapport fixe r entre la longueur de la surface de la fissure ρ et la longueur de la fissure L (Figure 3.8) :

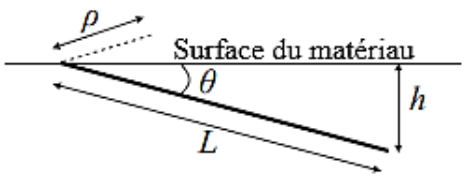


FIGURE 3.8 – Fissure de FCR amorcée en surface avec une embouchure de largeur ρ, de longueur L, de pente θ et de profondeur sous la surface h [196].

$$r = \frac{\rho}{L}, \quad 0.1 \leqslant r \leqslant 0.5 \tag{3.11}$$

Et :

$$\frac{\rho}{\rho_f} = \frac{D}{D_f}, \tag{3.12}$$

où ρ est une longueur de fissure arbitraire à la surface, D l'endommagement par fatigue correspondant et ρ_f et D_f sont respectivement une longueur de fissure critique à la surface et l'endommagement par fatigue correspondant prédéfinis. La fissure se propage le long d'une pente donnée θ dans le matériau. Avec ces hypothèses, un niveau d'endommagement D correspond à une propagation des fissures perpendiculaire à la surface de h.

La profondeur réelle de fissure sous la surface (h) peut maintenant être calculée pour un niveau d'endommagement D :

$$h = L \sin\theta = \frac{\rho}{r} \sin\theta = \frac{D}{D_f} \frac{\rho_f}{r} \sin\theta \tag{3.13}$$

Il est à noter que seules les conditions où $FI > 0$ sont considérées. La limite élastique est donc dépassée pour ces contraintes. L'utilisation de la fatigue oligocyclique au lieu de la fatigue à grand nombre de cycles serait donc plus appropriée mais, d'un autre côté, beaucoup plus exigeante en termes de calcul. La contribution des niveaux de contrainte inférieurs est beaucoup plus faible que la contribution des niveaux de contrainte supérieurs à la frontière de l'effet de rochet($FI > 0$). Les contraintes plus faibles sont donc ignorées dans le calcul de l'endommagement par fatigue total D.

3.7 Difficultés de modélisation de la propagation de fissures

Les difficultés de modélisation de la propagation des fissures de fatigue de contact dans les roues et les rails sont présentées comme suit [18] :

- La charge de contact de roulement provoque un état de contrainte multiaxial avec des composantes de contrainte déphasées et des directions de contrainte principales tournantes.
- Au fur et à mesure qu'elles s'allongent, les fissures soumises à une charge multiaxiale dévient normalement vers une propagation dominée par le mode I ou suivent un chemin faible dans la structure. Ce n'est pas le cas en FCR, en raison des fortes pressions de confinement sous le contact qui suppriment normalement toute déformation en mode I de la fissure en l'absence de fluides piégés, etc. Au lieu de cela, les fissures se propagent principalement en mode mixte II et III .
- Dans le cas d'un chargement prédominant en compression, la validité des modèles de fatigue classique peut être remise en question. À titre d'illustration, la loi de Paris prévoit une propagation de fissure nulle sous chargement en compression dans sa forme originale puisqu'elle utilise la variation du facteur d'intensité des contraintes en mode I.
- En raison du chargement en compression, le frottement entre les faces de la fissure contrôle la propagation de la fissure. Cependant, l'ampleur du frottement opérationnel entre les faces de la fissure est difficile à quantifier.
- Un effet similaire du chargement en compression est que la déflexion des faces de fissure augmente avec la longueur de la fissure et peut provoquer un blocage complet entre les faces de fissure pour une ou plusieurs parties de la fissure.
- Des surcharges occasionnelles peuvent légèrement accélérer la propagation des fissures, contrairement au comportement sous chargement en traction. Cela peut conduire à des prévisions de la durée de vie en fatigue non conservatives.

3.8 Modélisation de la propagation des fissures

L'utilisation de la mécanique de la rupture pour modéliser la propagation des fissures implique généralement d'abord de déterminer le champ de contraintes autour de la pointe de la fissure, appelé intensité des contraintes K_{IC}, puis d'introduire des données expérimentales des vitesses de propagation. Pour les contacts de roulement, ce processus est compliqué par le fait que l'état de contrainte est multiaxial et que le mode de propagation est mixte. Pour modéliser la propagation des fissures, il faut choisir entre une approche de fatigue oligocyclique ou de fatigue à grand nombre de cycles. Les différences sont résumées dans le tableau 3.1.

Les modèles de contraintes sous la surface en raison de la charge normale de la roue sur le rail peuvent être étudiés de plusieurs façons, avec des méthodes analytiques [198] ainsi qu'à l'aide d'approches numériques [199] [200] [201] [202] [203] [204]. En général, la mécanique de la rupture élastique linéaire est utilisée [155] [171] [201] [205] pour évaluer les facteurs d'intensité des contraintes de fissures qui incluent le chargement en mode mixte sous contact de roulement, le frottement entre les faces de la fissure et la présence de fluides piégés.

	Fatigue oligocyclique	Fatigue à grand nombre de cycles
Nombre de cycles à rupture	10^4	10^6
Rôle de la plasticité	régi par la quantité de l'écoulement plastique	pas de déformations plastiques (macroscopiques)
Paramètre modélisé	Déformation équivalente : - Critère de Morrow - Kandil, Brown et Miller - Jiang-Sehitoglu	Contrainte équivalente : - Critère de Sines - Crossland - Dang Van
Contrainte de cisaillement statique	affecte les performances en fatigue oligocyclique	n'a aucun impact

TABLEAU 3.1 – Comparaison des approches de fatigue oligocyclique et de fatigue à grand nombre de cycles pour la modélisation de la propagation des fissures [22].

Les contraintes de contact de roulement diminuent avec la profondeur dans la roue ou le rail, de sorte que dans le contact rail-roue sec, la propagation des fissures ne se produit que sur une profondeur de quelques millimètres. Dans le cas lubrifié ou humide, cette propagation peut s'étendre beaucoup plus loin. Cependant, au-delà de l'influence des contraintes de contact de roulement, où d'ailleurs les contraintes résiduelles de compression protectrices diminuent également, la propagation des fissures est entraînée par les contraintes de flexion ainsi que par les contraintes résiduelles et thermiques dans le rail.

La résistance à la propagation des fissures est régie par un certain nombre de paramètres du matériau tels que la dureté, la structure métallurgique et la ténacité à la rupture, qui sont considérés comme étant les plus importants lorsqu'on considère les problèmes de mécanique de contact [206].

3.9 Importance du piégeage du fluide

La présence de fluide à l'interface roue-rail joue un rôle important pour déterminer la vitesse de propagation des fissures. Des essais à double disque ont été effectués dans des conditions sèches et humides et ont montré qu'en présence d'eau, la profondeur des fissures augmente considérablement [207]. Des essais à grande échelle ont également montré que le fluide peut pénétrer dans les fissures [208]. L'une des explications de cette propagation des fissures accrue est que le fluide peut être piégé dans une fissure lorsque l'embouchure de la fissure se ferme, ce qui provoque une pression élevée à l'intérieur de la fissure sous la charge de roue (mécanisme de piégeage du fluide). En raison des forces de fluage longitudinales qui s'exercent sur la roue intérieure et le rail extérieur dans une courbe, les fissures sur la roue et le rail sont orientées de façon à ce que le fluide puisse être piégé à l'intérieur de la fissure (Figure 3.9). Cela est dû au fait que l'ouverture de la fissure entre en premier dans le contact, ce qui entraîne la fermeture de la fissure. Si l'orientation des fissures est dans la direction opposée en raison des forces de fluage sur la roue extérieure et le rail intérieur, le fluide sera plutôt expulsé des fissures.

Un autre effet est que la force de fluage exercée sur la roue intérieure ou sur le rail extérieur provoque l'ouverture de la fissure avant que la fissure n'entre en contact et que

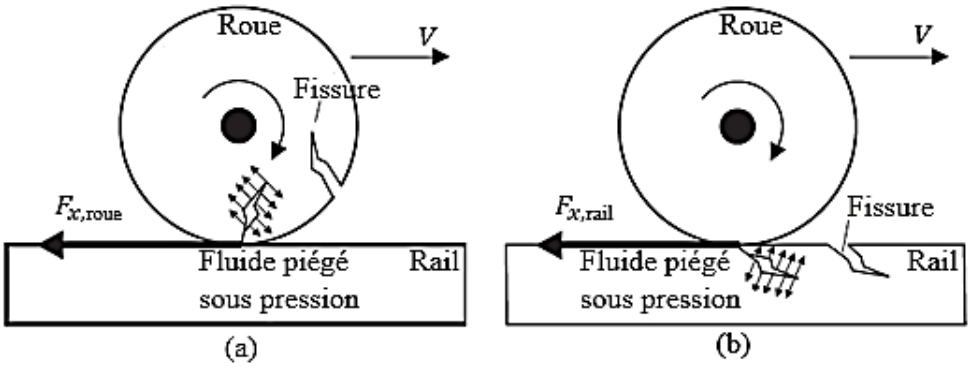


FIGURE 3.9 – Influence du fluide sur la propagation des fissures. (a) La force de fluage longitudinale sur la roue intérieure ($F_{x,roue}$) provoque le piégeage du fluide à l'intérieur d'une fissure sur la roue. (b) La force de fluage longitudinale sur le rail extérieur ($F_{x,rail}$) provoque le piégeage du fluide à l'intérieur d'une fissure sur le rail [115].

le fluide puisse donc facilement y pénétrer. Lorsque le fluide pénètre dans une fissure, il peut également lubrifier les faces de la fissure [175] et la fissure peut se propager facilement en mode cisaillement (mécanisme de lubrification du fluide). Des études montrent que la diminution du coefficient de frottement entre les faces de la fissure entraîne une augmentation spectaculaire de la vitesse de propagation des fissures prévue [195].

Le fluide peut également être forcé dans la fissure par la charge et écarter les faces de la fissure [209]. De cette façon, la pression de contact peut être transmise à l'embouchure de la fissure (mécanisme de pression hydraulique). De plus, la présence du fluide entraîne une diminution du frottement dans le contact roue-rail. Cela peut conduire à moins d'usure et les fissures peuvent être plus libres à se propager.

3.10 Conclusions

Dans la fatigue de contact de roulement des roues et des rails, l'amorçage de fissures peut être causée par la déformation plastique du matériau à la surface lors du freinage et de la traction. La déformation plastique a tendance à lisser la surface du matériau qui présente des aspérités. De plus, les fissures peuvent s'amorcer et se propager dans le champ de contraintes de traction qui s'introduit sous ces aspérités, le contact entre celles-ci pouvant être éliminé par la lubrification. Il s'est également avéré que la lubrification est essentielle pour la propagation des fissures de surface. Par contre, à la pointe de la fissure (fissures profondes) où la pénétration du fluide est peu probable, la propagation des fissures peut être favorisée par la formation de rouille.

La modélisation de l'amorçage des fissures dans les roues et les rails peut être efficacement effectuée par des approches combinant la densité d'énergie et le plan critique. Ces approches s'adaptent bien aux mesures expérimentales de la durée de vie en fatigue et de l'orientation du plan de fissure. Ces approches incluent les composantes de traction-compression et de cisaillement.

La modélisation de la propagation des fissures dues à la FCR des roues et des rails peut être réalisée par une approche de mécanique de la rupture où les fissures sont explicitement

incluses ; ou une approche de l'endommagement par fatigue où les fissures ne sont pas explicitement incluses.

Chapitre 4

Analyse de la tribologie du contact roue-rail

4.1 Introduction

L'interface roue-rail est la clé du problème du transport ferroviaire. À cette interface, le frottement doit être faible pour permettre le déplacement de charges lourdes avec peu de résistance. Cependant, le frottement doit être suffisant pour assurer l'effort de traction, l'effort de freinage et la direction du train. Les matériaux doivent être suffisamment solides pour résister aux forces verticales introduites par les charges très lourdes et à la réponse dynamique à l'interface roue-rail introduite par les accélérations verticales et latérales du véhicule induites par les irrégularités de la voie et des roues. Cependant, ni le taux d'usure ni le taux de rupture fragile ne doivent être si importants que les opérations rentables de transport ferroviaire soient menacées.

La capacité remarquable d'une roue en acier roulant sur un rail en acier à transporter une très lourde charge semblait presque un miracle lorsque les chemins de fer ont commencé à fonctionner. Bien sûr, à cette époque, les charges étaient faibles par rapport à celles d'aujourd'hui. L'augmentation des charges par essieu a été progressive mais constante pendant des décennies. Par la suite, la plate-forme et le ballast ont dû être améliorés, de même que les traverses et leurs attaches. Il était nécessaire d'augmenter la dureté des rails, d'améliorer la qualité des rails et, dans certains cas, d'introduire des rails à champignon trempé. Il était également nécessaire d'améliorer les roues et les systèmes de suspension des véhicules et d'augmenter la capacité et la fréquence des inspections afin de réduire les accidents et d'améliorer le service.

Ces exigences relatives à l'amélioration des matériaux, des conceptions et des pratiques étaient fondées sur l'expérience de terrain et la recherche. Quelle que soit la nature des problèmes, l'attention constante portée à la technologie des roues et des rails a fourni la base d'une augmentation continue des charges par essieu. Ces lignes directrices suggèrent des options pour améliorer les composants et les systèmes initiaux ainsi que des pratiques pour assurer, par le biais de l'entretien, l'efficacité continue du système roue-rail à supporter des charges de plus en plus lourdes.

La technologie d'une roue ferroviaire en acier roulant sur le rail convient parfaitement aux opérations de transport lourd et de charge par essieu élevée. Les propriétés uniques

du contact acier-acier entraînent une déformation minimale des deux corps en contact sous charge. Il en résulte un contact de roulement avec des pertes d'énergie minimales par frottement sur la zone de contact et par amortissement minimal dans le matériau des corps en contact. C'est pourquoi la résistance au roulement associée aux chemins de fer est si faible et permet le transport de gros tonnages.

La zone de contact est excessivement petite avec des contraintes de contact élevées correspondantes. En général, le contact se fait sur une zone de contact quasi-elliptique de la taille d'environ 1 cm^2 (Figure 4.1).

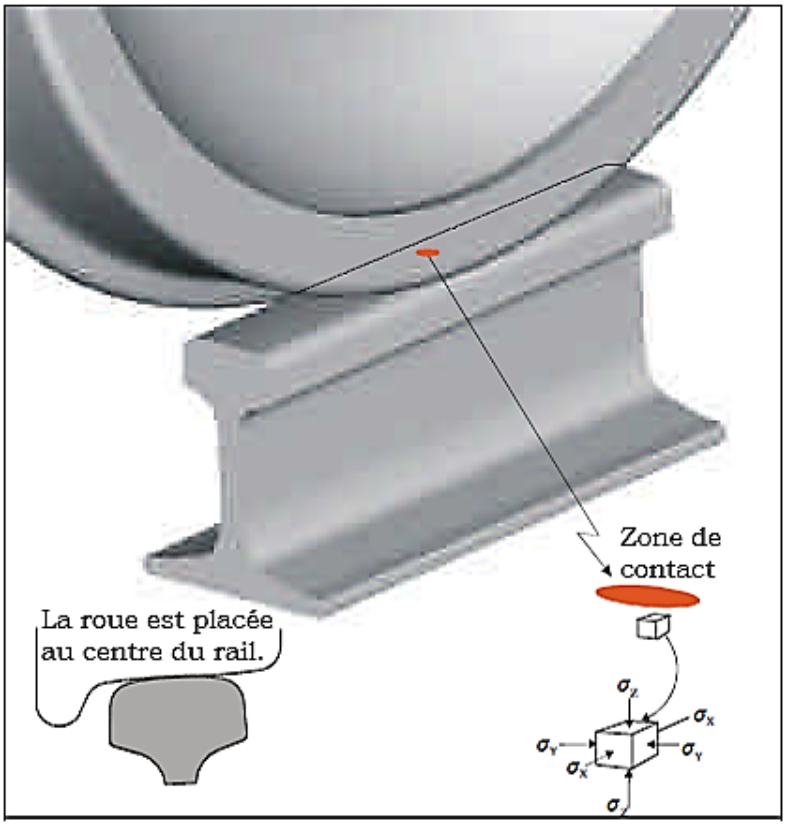


FIGURE 4.1 – Contact entre une roue et un rail : roue placée au centre de la voie [210].

Sous la zone de contact dans la roue ou dans le rail, l'acier est soumis à une pression énorme dans toutes les directions, car la pression de contact est soutenue par les pressions de réaction du matériau environnant de la roue ou du rail. Ce phénomène est illustré à la figure 4.1 par les flèches qui convergent vers un élément d'acier situé sous la zone de contact. C'est ce qu'on appelle un état de contrainte triaxial. Chacune des flèches de contrainte, comme illustré, exerce une pression presque égale sur l'acier, qui n'a aucune direction dans laquelle se déplacer ou écouler et peut supporter la charge. Dans ces conditions, et en utilisant des aciers à haute résistance, des charges par essieu dépassant les applications actuelles (jusqu'à 60 t ou plus) devraient être possibles.

4.2 Description du contact roue-rail

La position, l'amplitude et les conséquences du contact roue-rail varient en fonction des formes de profil et du degré de courbure de la voie. Le profil du rail à n'importe quelle position sur la voie doit se conformer à la combinaison de formes de roues neuves et usées qui entrent en contact avec le rail à cette position. Sur une voie en alignement droit, l'accent est mis sur la stabilité et, parfois, sur la protection contre l'écrasement du champignon ou les défauts du congé de roulement. La conception du rail bas doit minimiser les contraintes de contact et idéalement, améliorer la direction. La conception du rail haut doit fournir un relief suffisant pour éviter les défauts du congé de roulement, en particulier dans les systèmes à charge par essieu élevée, tout en favorisant la direction pour contrôler la FCR et l'usure.

Outre la réduction de la FCR du rail, une famille de profils de rail qui entrent en contact avec la roue à différentes bandes de roulement apportera un avantage significatif à la roue. Les profils de rail conçus pour répartir l'usure sur la roue ralentissent l'apparition d'un faux boudin ou d'une zone de concentration de contraintes géométriques (Figure 4.2) [211]. Un système correctement conçu de profils roue-rail qui contrôle les contraintes et l'usure permet d'obtenir des performances roue-rail durables, stables et optimisées. Il convient de noter que, puisque les profils des roues et des rails ne peuvent pas être modifiés instantanément, la transition entre les formes actuelles et les nouvelles formes doit être correctement prise en compte lors de la conception du profil et ensuite gérée lors de la mise en œuvre.

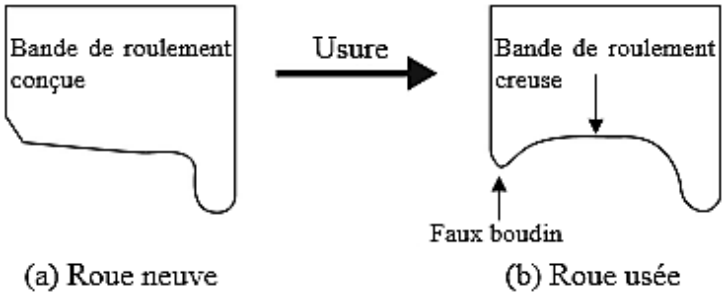


FIGURE 4.2 – Roue neuve et roue usée avec un faux boudin dû à l'usure.

4.3 Gestion des profils roue-rail

4.3.1 Profils de roue

Malheureusement, il est vrai que certains profils roue-rail sont généralement médiocres car ils offrent un contact non conforme à deux points contre la plupart des rails hauts usés et présentent donc une mauvaise direction et des vitesses de glissement élevées, ce qui exacerbe à la fois la fatigue et l'usure.

La conception d'un profil de roue pour un chemin de fer doit correspondre aux caractéristiques du matériel roulant (suspension, charge par essieu, vitesse) et de la voie (pourcentage de courbes, courbure maximale, écartement de la voie, métallurgie).

Un profil de roue optimal conçu pour le système apportera les avantages suivants :
- Amélioration de la direction dans les courbes pour réduire les forces verticales et latérales, la FCR et l'usure. Le chemin de fer Cartier a réduit le défibrage des roues de 60 % en adoptant un profil de roue personnalisé [22]. Le chemin de fer canadien Pacifique a augmenté la durée de vie des roues de 18 % en utilisant la forme de roue améliorée [212].

Le contrôle des forces de fluage a été réalisée en adaptant la capacité de courbure du profil de roue (conicité) aux exigences de courbure. Un profil de roue conçu pour les chemins de fer britanniques [143], appelé *WRISA2* et maintenant *P12*, a montré une amélioration considérable en ce qui concerne le diagramme d'accommodation (Figure 4.3), non pas tant en réduisant les contraintes de contact, mais plutôt en améliorant la courbure pour réduire les forces de fluage roue-rail.

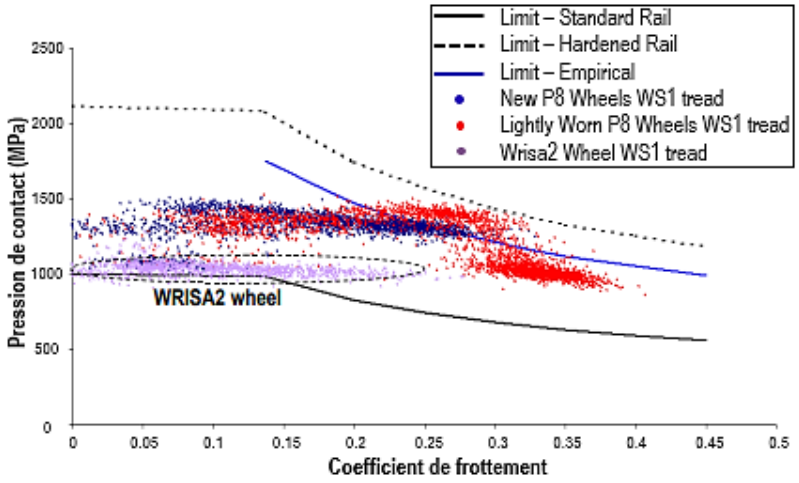


FIGURE 4.3 – Le diagramme d'accommodation résume les conditions de contact de trois profils de roue différents par rapport à la même forme de rail lors de la négociation d'une courbe d'insuffisance de dévers élevée de 1500 m de rayon. Les points situés à gauche et en bas sont les moins endommagés [213].

Outre la réduction de la fatigue du rail, d'autres avantages ont été intégrés à la forme de la roue, notamment :
- Amélioration de la stabilité et réduction de la chasse en fournissant une pente de bande de roulement appropriée sur la bande de roulement en alignement pour contrôler la conicité efficace dans la voie en alignement droit [214].
- Réduction de l'endommagement du côté extérieur de la roue et du rail bas en raison d'un taux d'usure plus faible de la bande de roulement et d'un léger roulement du côté extérieur du profil pour minimiser le creusement.

La mise en œuvre d'un nouveau profil peut être réalisée avec un effort supplémentaire modeste en effectuant une rotation pendant le cycle de tournage régulier. Un nouveau profil de roue finit par s'user jusqu'à prendre une forme qui est régie par les profils des rails sur lesquels elle passe. De profils de rail peu adaptés ou des aciers peu résistants limitent les avantages qu'une roue peut obtenir par elle-même. Cependant, lorsqu'elle est mise en œuvre avec des profils de rail adaptés, les avantages sont multipliés. Le meulage des profils de rail dans les voies en alignement droit et les courbes, qui réduit le creusement

et aide à maintenir la forme conçue de la roue tout au long de sa durée de vie, maximisera les performances d'un profil de roue amélioré.

L'approche du pummelling peut également être appliquée à l'analyse et à la conception de profils de roues. Dans la littérature, un exemple de son utilisation sur le système ferroviaire à grande vitesse d'Amtrak pour modéliser l'usure sur diverses formes de roues neuves et usées, a été donné [215].

4.3.2 Profils du rail

Il s'est avéré que les profils des roues et des rails ont un impact direct sur les contraintes de contact et la direction, et donc sur la FCR. La forme à laquelle les rails sont meulés a été un processus évolutif. Au tout début du meulage des rails, l'accent était mis sur le retrait de l'ondulation du champignon de rail, ce qui avait effet d'équarrir le champignon de rail, de l'aplatir progressivement et de lui donner un congé de roulement pointu. Cela correspondait bien à la forme qui se développe naturellement en raison de l'écoulement plastique, de la fatigue de contact de roulement et de l'usure (Figure 4.4).

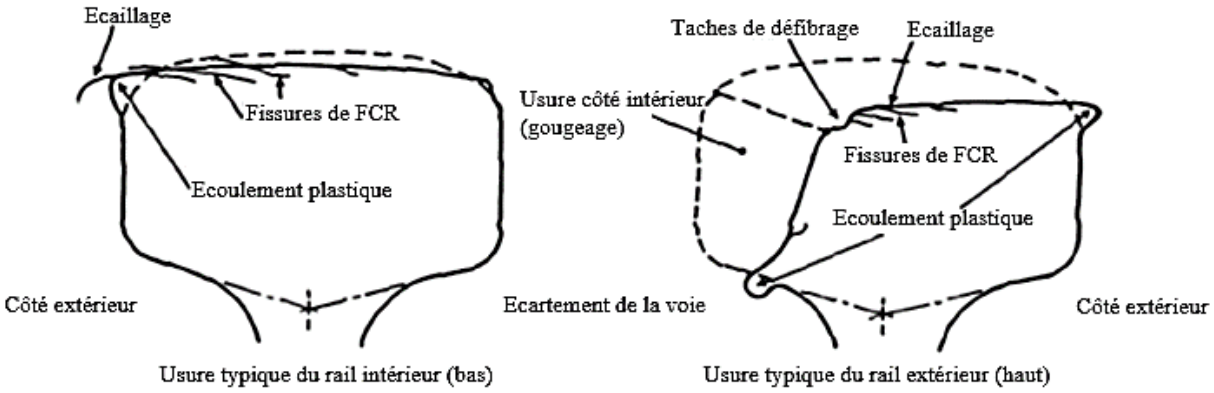


FIGURE 4.4 – Les changements caractéristiques de profil de rail qui se produisent en raison des conditions de contact entre la roue et le rail [216].

Les angles fixes des moteurs des meuleuses de rails signifiaient en fait que la même forme était appliquée à tous les rails. Des travaux en Australie en 1978 ont montré qu'en appliquant intentionnellement des formes de rail asymétriques au rail meulé dans les courbes pour déplacer la bande de contact du rail haut vers le congé de roulement et la bande de contact du rail bas vers le côté extérieur, on pouvait exploiter la différence de rayon de roulement disponible avec les roues coniques [31]. Cela a permis d'améliorer la capacité des essieux montés à négocier les courbes et de réduire le contact latéral, en particulier dans les courbes peu prononcées. Il s'est également avéré que le déplacement du contact vers l'extérieur dans les voies en alignement droit réduit la tendance à la coupe latérale périodique des rails causée par la chasse de la caisse des véhicules ferroviaires. Peu après, Speno a introduit une meuleuse de rails qui permettait de régler les angles de la meule depuis l'intérieur de la cabine. Le meulage de profil était devenu une possibilité réaliste. Une technique rapidement adoptée consistait à soulager le côté extérieur du rail bas, car il a été prouvé lors des essais que cela réduisait le taux de développement d'ondulation de 40 %, simplement en minimisant le contact avec le faux boudin des roues creuses [217].

Une stratégie défensive a évolué en Amérique du Nord, où l'on a constaté que des bandes de contact plus serrées protégeaient les rails contre les roues excessivement usées et faisaient passer la charge par l'axe de l'âme du rail, réduisant ainsi la charge excentrique du rail.

Un autre développement important dans le domaine du meulage des rails est né de l'observation empirique selon laquelle les cas de défibrage profond et de défauts transversaux, fréquemment associés à l'écaillage du congé de roulement, étaient considérablement réduits grâce au relief profond du congé de roulement du rail haut. Dans le cas des rails au carbone standard, l'acier finissait par refluer pour combler l'espace entre la base du boudin de roue et le congé de roulement du rail, tandis que dans le cas des aciers de qualité supérieure, un contact fort en deux points subsistait pendant un certain temps, ce qui entraînait des taux d'usure élevés de la face intérieure du rail. Cette pratique augmentait la charge latérale, mais était généralement efficace pour atténuer le risque de défauts du congé de roulement.

Une stratégie mise au point par les chemins de fer nationaux du Canada consistait simplement à meuler davantage de métal sur le rail à l'endroit où les fissures étaient apparues et à laisser le champignon de rail à un rayon spécifié. Au cours de plusieurs cycles, le traitement soigneux et fréquent d'un rail légèrement fissuré finissait par faire évoluer la forme du rail vers une forme qui ne présentait aucune concentration de fissures. Comme philosophie générale, cette procédure a du mérite. Au moment du meulage du rail, la forme idéale du champignon de rail présentait une répartition uniforme de fines microfissures sur la bande de roulement, sans bande localisée de fissures plus importantes. Dans cette forme, tout le matériau du rail supportait sa part de la contrainte appliquée par les roues qui passaient. Cette pratique exigeait que des superviseurs de meulage de rails expérimentés effectuent une inspection préalable et postérieure de la voie à tous les endroits du système ferroviaire pour s'assurer de son succès, car le taux d'endommagement de surface pouvait varier énormément sur de petites distances en fonction de la courbure, de la pente, des conditions de frottement, de la métallurgie, de la charge par essieu, de l'insuffisance de dévers et des caractéristiques du véhicule. Les chemins de fer étaient à la recherche d'une procédure plus générale pour assurer la qualité de la forme dérivée des rails.

La première étape vers une procédure de meulage généralisée permettant de contrôler la fatigue de surface des rails a été développée en 1991. Après avoir observé comment les profils de rails usés se développaient naturellement en service et avoir superposé les profils de roues usées sur ces rails, un ensemble de huit modèles de rails à utiliser sur les systèmes de transport lourd nord-américains a été présenté [218]. En commençant par le modèle en alignement droit, les quatre modèles de rail haut prévoient un retrait de métal (relief) de plus en plus important du congé de roulement de rail, par pas de 0.5 mm, tandis que les trois modèles de rail bas prévoient un relief de plus en plus important du côté extérieur (Figure 4.5).

Les différents degrés de relief permettent d'utiliser cette famille de modèles pour un large éventail de caractéristiques de la voie, y compris un écartement des rails large (ou voie large), la rotation dynamique du rail sur une voie à crampons et différentes duretés de rail. Les huit modèles du CNRC (Conseil National de Recherches du Canada) sont devenus la norme de facto pour le meulage en Amérique du Nord.

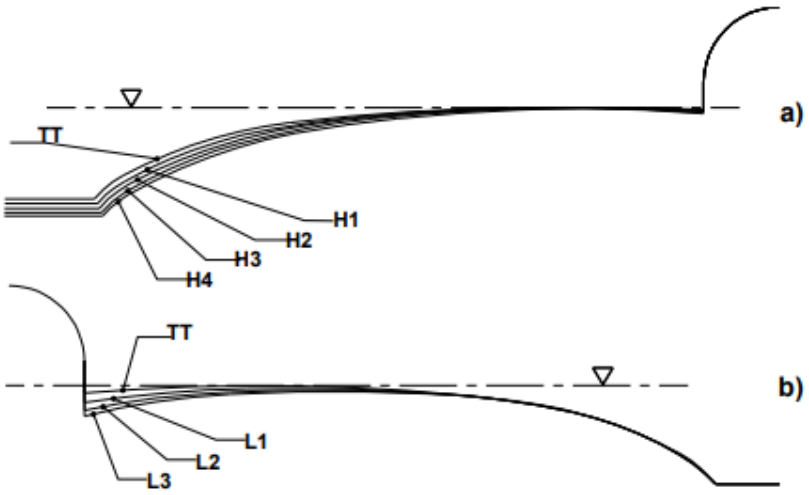


FIGURE 4.5 – Ensemble complet de huit profils de 200 mm du CNRC : TT est le modèle de rail en alignement droit, alors que a) H1 à H4 sont des modèles de rail haut avec un relief du congé de roulement de plus en plus important et b) L1 à L3 sont des modèles de rail bas avec un relief du côté extérieur de plus en plus important [22].

Les chemins de fer nord-américains ont constaté que le meulage préventif fréquent, par exemple, à des intervalles de 8 à 12 MTB dans les courbes prononcées, des modèles de rails d'environ 200 mm du CNRC réduisait la nécessité d'un décolletage sévère du côté extérieur du rail bas et du congé de roulement du rail haut, qui était auparavant nécessaire pour compenser les changements de profil de la figure 4.5 qui entraînaient des conditions de contact à fortes contraintes. Par conséquent, les rails qui sont fréquemment meulés peuvent utiliser des profils de rail qui correspondent plus étroitement aux profils typiques de roues usées, qui à leur tour sont souvent spécifiques au type de suspension, à la charge par essieu, au pourcentage de courbes de la voie, à l'insuffisance de dévers, etc. Les roues qui roulent, par exemple, sur une ligne de charbon dédiée au transport lourd auront presque certainement une forme différente de celle des roues d'un wagon intermodal à grande vitesse et à double empilement. Il est nécessaire d'affiner considérablement les formes de profils de rails lorsqu'on essaie de les faire correspondre aux distributions spécifiques de profil de roues spécifiques et aux caractéristiques des voies et des véhicules.

4.4 Contrôle des forces

La force au niveau du contact roue-rail affecte non seulement la charge normale dans la zone de contact mais aussi la position relative de la roue sur le rail et donc la géométrie du contact. Les perturbations de la géométrie de la voie sont souvent les positions des amas de fissures de FCR sur le rail, alors qu'en même temps, les roues et les bogies peu performants sont associés à une faible durée de vie des roues et on peut raisonnablement supposer qu'ils causent des dommages concomitants à la voie. L'identification et la surveillance des sections de voie, des véhicules et des roues soumises à des forces élevées facilitent la maintenance proactive et, le cas échéant, le retrait des composants problématiques.

4.4.1 Simulation de la dynamique des véhicules

La qualité des modèles d'interaction roue-rail ne cessant de s'améliorer, il est de plus en plus utile de les appliquer aux prévisions de fatigue et d'usure. Les effets de la géométrie de la voie, des profils des roues et des rails, du frottement et de diverses caractéristiques des bogies peuvent être facilement qualifiés. Avec une meilleure caractérisation de la performance des matériaux et des techniques d'accumulation des contraintes à la surface des roues et des rails, les prévisions crédibles des taux d'endommagement qui en découlent amélioreront les efforts visant à optimiser les processus de maintenance et la durée de vie des roues et des rails.

4.4.2 Système d'inspection du contact roue-rail

Un système d'inspection a été développé en Amérique du Nord pour l'analyse à grande échelle de l'interaction roue-rail [219]. Le système WRCI (Wheel Rail Contact Inspection) effectue une analyse de contact en temps réel entre une collection embarquée d'environ 200 profils de roue représentatifs et des profils de rail collectés à des intervalles d'environ 3 m. La localisation est suivie à l'aide d'un GPS. L'écartement et la courbure de la voie sont également pris en compte dans l'analyse. Les mesures de conicité et de conformité qui peuvent être utilisées pour évaluer la stabilité et les contraintes, respectivement, présentent un intérêt particulier.

4.4.3 Contrôle non destructif des rails

La mesure par ultrasons des défauts internes des rails est un outil efficace et de longue date pour gérer les risques liés à la fatigue des rails. Par exemple, une ligne de fret de 40 MTB est généralement inspectée deux ou trois fois par an. Les lignes à fort trafic, telles que les lignes de charbon de 140 MTB en Amérique du Nord, peuvent être inspectées tous les mois. En Australie, dans les systèmes à charge par essieu la plus élevée, les inspections sont encore plus fréquentes et ont lieu chaque semaine.

Les voitures de mesure par ultrasons et par induction roulent généralement à une vitesse d'environ 40 à 72 km/h, bien que certaines roulent désormais à 100 km/h. Comme le véhicule s'arrête souvent pour les vérifications manuelles requises, la vitesse moyenne est souvent bien plus faible. D'autres méthodes non destructives d'inspection des défauts de surface, comprennent le contrôle par particules magnétiques, par ressuage [3] et par courants de Foucault [220].

Les nouvelles technologies explorées pour améliorer l'inspection des défauts de surface et sous la surface comprennent [1] :
- les courants de Foucault à basse fréquence,
- l'analyse des signaux par le réseau neuronal,
- les ondes guidées longitudinales [221], et
- l'excitation laser des systèmes ultrasonores qui permet d'utiliser des sondes sans contact [222].

4.5 Frottement roue-rail

Les forces tangentielles résultant du mouvement relatif entre la roue et le rail sont décrites comme des forces d'adhérence, qui accélèrent, freinent et guident le véhicule [223] [224]. Ces forces agissent dans des zones de contact roue-rail extrêmement petites (environ 1 cm^2), mais ont une influence considérable sur la mécanique du contact roue-rail et la dynamique du véhicule [225]. Le frottement est le lien qui relie les forces tangentielles et normales à l'interface roue-rail [226] [227]. La modélisation du frottement est une condition préalable au calcul de l'adhérence roue-rail.

Zakharov et al. [38] ont étudié l'influence du coefficient de frottement sur la valeur maximale de la contrainte de cisaillement et sa position à l'intérieur de la roue. Ces auteurs ont montré que l'augmentation du coefficient de frottement entraîne :
- une augmentation de la zone d'adhérence au niveau de la zone de contact,
- une augmentation de la valeur maximale de la contrainte de cisaillement,
- un déplacement de la zone d'écoulement plastique de la profondeur vers la surface pour un coefficient de frottement de 0.35 à 0.4,
- une augmentation de la contrainte de traction avec une valeur maximale à la limite de la zone de contact opposée à la direction du mouvement et à la limite latérale en cas de fluage latéral.

Au cours des dernières décennies, plusieurs modèles de frottement ont été développés et appliqués aux calculs d'adhérence roue-rail. Le modèle de Coulomb est le premier et le plus ancien modèle de frottement utilisé dans le calcul de l'adhérence roue-rail, remontant à la théorie du contact bidimensionnel de Carter et Fromm dans les années 1920 [228] [229]. Cependant, l'histoire du modèle de Coulomb remonte à plusieurs siècles, aux travaux d'Amontons et de Coulomb. En 1699, le physicien français Amontons a établi une loi de frottement de manière expérimentale [230].

Au XVIIIe siècle, après de nouvelles recherches basées sur les travaux d'Amontons, Coulomb a proposé une loi de frottement [231]. La principale caractéristique de la loi de Coulomb est que le coefficient de frottement est constant et ne change pas en fonction de facteurs variables tels que la vitesse, la pression de contact, etc. Des recherches ultérieures ont révélé une différence significative entre le comportement réel du frottement et celui décrit par la loi de Coulomb. Plusieurs modèles de frottement dépendant de la vitesse ont alors été développés pour décrire avec précision le frottement en descente et calculer l'adhérence.

4.5.1 Gestion du frottement

L'effet considérable du frottement sur les taux d'amorçage et de propagation des fissures a été souligné dans la littérature. En outre, le frottement affecte les charges latérales de l'essieu monté et les forces de direction, affectant ainsi l'attitude de l'essieu monté par rapport à la voie. En outre, le frottement a des répercussions sur la sécurité : un frottement insuffisant entraîne le glissement des roues [232], la brûlure des roues sur les rails, de longues distances de freinage et le blocage des trains [233], tandis qu'un frottement excessif contribue à la chasse [234], au chevauchement des roues [22] et aux déraillements dus par renversement des rails [235].

Le frottement entre un acier propre et un autre acier propre est d'environ 0.3 [236]. Cependant, la zone de contact roue-rail est tout sauf propre, car les deux surfaces sont recouvertes de divers films et dépôts. Si le frottement n'est pas géré activement mais laissé aux aléas de la nature, le coefficient de frottement peut varier énormément, d'un minimum proche de zéro à un maximum d'environ 0.7 (Figure 4.6).

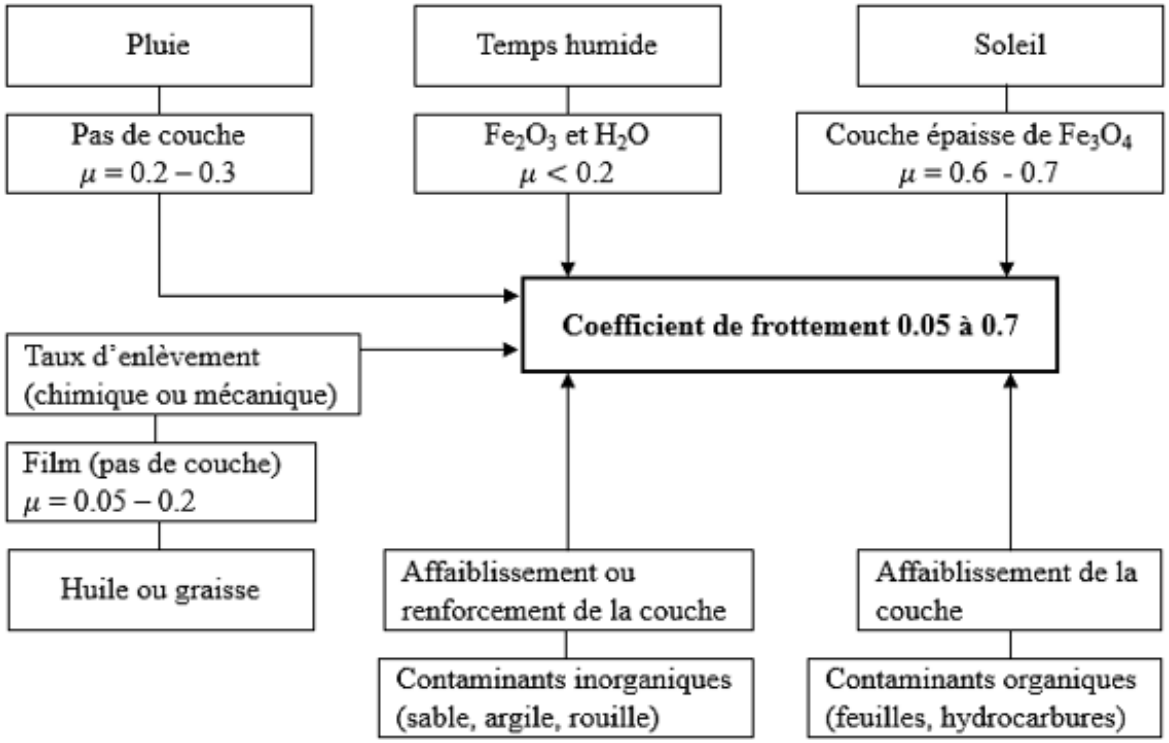


FIGURE 4.6 – Le coefficient de frottement à l'interface roue-rail non gérée peut varier considérablement, de 0.05 à 0.7 [22].

Bien que les tractions puissent être gérées en contrôlant le fluage grâce à de meilleurs profils et à des bogies flexibles ou orientables, la modification des propriétés de la couche interfaciale s'est avérée être une approche très efficace pour contrôler les forces roue-rail et l'endommagement qui en découle.

La gestion du frottement consiste à contrôler les niveaux de frottement pour obtenir les valeurs les plus appropriées aux exigences de l'exploitation (Figure 4.7).
- Au niveau du contact entre le congé de roulement de rail et le boudin de roue, les niveaux de glissement sont généralement très élevés, ce qui, en l'absence de film protecteur, peut entraîner des taux d'usure catastrophiques. Des films lubrifiants peu coûteux sont généralement appliqués.
- Au niveau du sommet de rail, il est nécessaire d'assurer un frottement suffisant pour la traction et le freinage des trains. Pour ce faire, on utilise un modificateur de frottement.

4.5.2 Lubrification

La lubrification du congé de roulement de rail et du boudin de roue peut réduire l'usure du congé de roulement et du boudin de 95 à 100 % [233]. La lubrification peut également

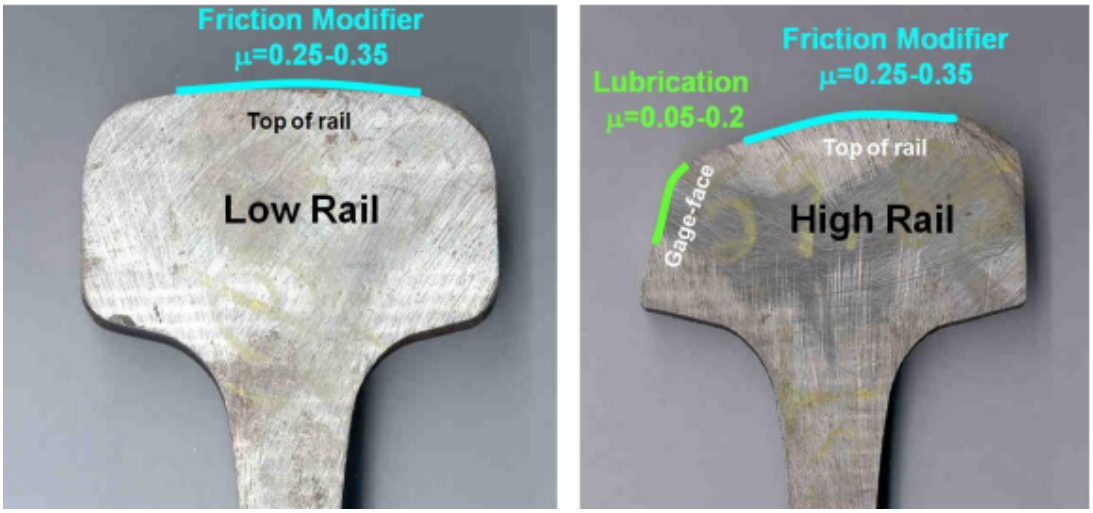


FIGURE 4.7 – La gestion du frottement fait intervenir deux interfaces différentes (champignon-bande de roulement et congé de roulement-boudin) avec des exigences différentes pour chacune d'elles [22].

contribuer à réduire l'amorçage de la FCR en réduisant les tractions. Cependant, la lubrification du congé de roulement diminue le moment de direction qui peut être développé par un essieu monté et augmente l'angle d'attaque de l'essieu avant dans les courbes [22]. L'augmentation importante du fluage latéral et de la force latérale qui en résulte augmente l'usure du champignon de rail intérieur, l'amorçage de FCR sur les surfaces supérieures du rail haut et du rail bas, et la formation du défibrage profond sur le congé de roulement du rail haut. D'une manière générale, la contamination par la graisse ou l'huile des fissures de surface existantes augmente encore la propagation de FCR [177], bien que sur un rail propre, les tractions réduites retardent la formation de fissures [237]. Un équipement peu performant ou un mauvais réglage des lubrificateurs peut également entraîner la migration de la graisse vers le champignon de rail, compromettant ainsi la traction et le freinage. La lubrification de la face intérieure de rail, en empêchant l'usure du congé de roulement, combinée à des cycles de meulage beaucoup plus longs, a entraîné un défibrage profond du congé de roulement sur les rails de qualité supérieure [238]. Par conséquent, la lubrification de la face intérieure de rail, dont le taux d'application de la graisse est adapté au type de graisse, à l'équipement de distribution et à l'état de la voie doit être utilisée conjointement avec un programme de meulage préventif des rails qui permet de retirer régulièrement le métal du congé de roulement de rail.

4.5.3 Contrôle du frottement au champignon - bande de roulement

Bien que le but de la lubrification soit de minimiser le frottement, le contrôle du frottement fait référence à un processus de manipulation des caractéristiques de la couche interfaciale afin de fournir un coefficient de frottement intermédiaire. À une valeur de 0.3-0.35, les modificateurs de frottement assurent un frottement suffisant pour la traction et le freinage des trains, mais pas trop élevé au point de favoriser la FCR et d'augmenter le risque de problèmes de sécurité. Les avantages du contrôle du frottement au champignon de rail ont été démontrés pour le bruit [239], la suppression de l'ondulation [240], la force latérale et la réduction de l'usure du rail [44] [241] [242]. En ce qui concerne la FCR, les

travaux de Stock et al., qui ont utilisé un banc d'essai à grande échelle, ont montré que la gestion du frottement réduit considérablement les taux de formation de FCR pour les aciers européens 260 HB standard et 350 HB à champignon trempé (Figure 4.8) [242].

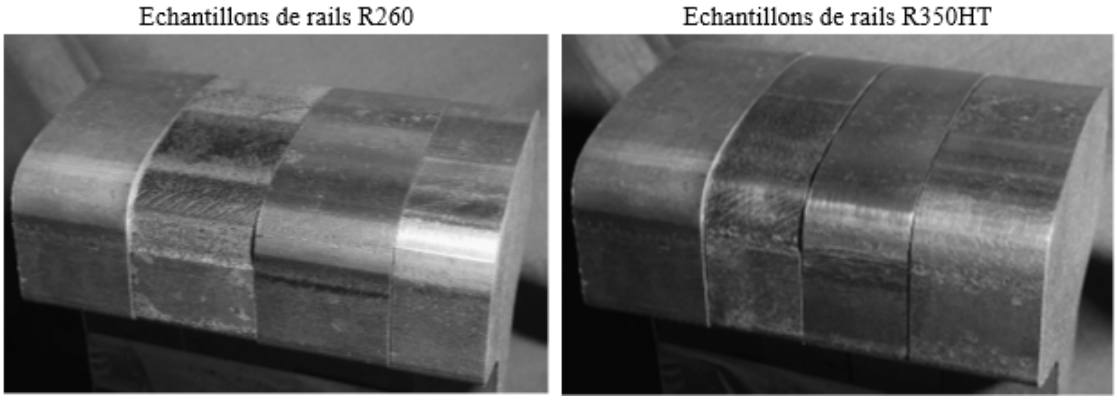


FIGURE 4.8 – Effet de la gestion du frottement sur la FCR et l'usure - Résultats de bancs d'essai à grande échelle, de gauche à droite : nouveau profil 60E1, *sec* après 10^5 passages de roue, modificateur de frottement avec 10^5 passages de roue, et modificateur de frottement avec $4{\times}10^5$ passages de roue [242].

Il existe un certain nombre d'approches pour gérer le frottement, notamment les produits en bâton solide (Figure 4.9 gauche) et les produits liquides (Figures 4.9 droite et 4.10). Un dispositif à jet, essentiellement une ponceuse de haute technologie, a été mis au point au Japon pour injecter un produit modificateur de coefficient de frottement granulaire dans la zone de contact roue-rail [243].



FIGURE 4.9 – Produits modificateurs de frottement sous forme de bâton solide et fluides développés par Kelsan technologies pour le contrôle du frottement roue-rail : (A gauche) Les bâtons modificateurs de frottement appliquent des produits directement sur la surface de roulement de la roue. (A droite) Les systèmes en voie distribuent un produit à la surface de roulement du rail qui est capté par la roue et dispersé le long du rail [22].

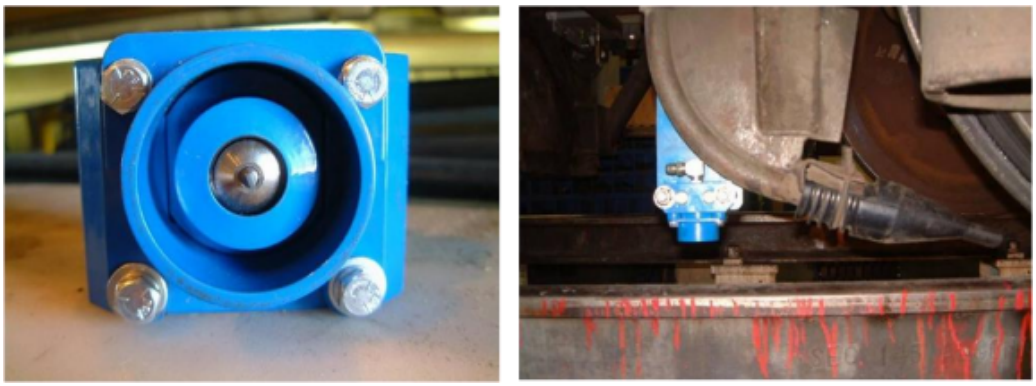


FIGURE 4.10 – Une buse de pulvérisation utilisée pour distribuer de couches minces des modificateurs de frottement Kelsan vers le champignon de rail, généralement à partir d'une locomotive. Une même approche est adoptée par Timken pour appliquer leur modificateur de frottement TracGlide sur le champignon de rail à partir d'une locomotive [22].

4.5.4 Meulage des rails

Le meulage des rails est un procédé bien établi pour réduire le taux de développement de la FCR et pour enlever le métal de la surface endommagée (ou fissurée).

Les trois fonctions principales du meulage des rails sont les suivantes :
1. Enlèvement du métal de la surface déjà fissurée et endommagée. Il y a trois raisons à cela :
I. Enlèvement des fissures avant qu'elles ne se propagent profondément dans le champignon et ne causent plus de dommages tels que le défibrage et la rupture des rails.
II. Amélioration de la capacité du contrôle par ultrasons lorsque les signaux ne peuvent pas traverser les fissures.
III.Le matériau fissuré a une faible résistance et aboutit à une détérioration continue du profil.
En mode préventif, l'objectif est de retirer une fine couche de matériau de surface fortement déformé qui n'est peut-être pas encore fissuré mais qui risque de l'être dans un avenir très proche.
2. Reprofilage du rail pour obtenir le profil transversal souhaité. Cette forme idéalement optimale est nécessaire pour effectuer le contrôle et la gestion des performances du contact roue-rail telles que les contraintes de contact, la direction et la stabilité.
3. Correction des défauts de surface mineurs tels que les squats mineurs et les brûlures de roue, l'ondulation du rail et les soudures par immersion.

Les meilleures pratiques liées aux intervalles de meulage et à la quantité de métal à retirer à chaque cycle sont en constante évolution. Bien qu'il y ait un consensus sur le fait que le meulage prolonge la durée de vie des rails [244] [245], le compromis entre le coût d'un meulage fréquent et l'augmentation de la durée de vie des rails est souvent débattu.

4.5.5 Modification de frottement

Le coefficient de frottement en ce qui concerne l'exploitation ferroviaire se divise en trois catégories générales :
- frottement faible : 0.2 ou moins,

- frottement intermédiaire : 0.2 à 0.4, et
- frottement élevé : 0.4 ou plus.

Il est clairement avantageux de contrôler le frottement par l'application de modificateurs de frottement au contact roue-rail, bien que le processus doive être soigneusement géré. L'objectif de la gestion du frottement est de maintenir les niveaux de frottement dans le contact roue-rail pour donner [210] :
- un faible frottement au niveau du contact entre le boudin de roue et le congé de roulement de rail ;
- un frottement intermédiaire au niveau du contact entre la bande de roulement de roue et le champignon de rail, en particulier pour les bogies de fret ;
- un frottement élevé au niveau du contact entre la bande de roulement de la roue et le champignon de rail pour les locomotives, notamment en cas de problèmes de perte d'adhérence.

Les conditions idéales de frottement dans ces régions de contact pour les rails hauts et bas sont présentées à la figure 4.11 [246]. Elles sont similaires aux valeurs citées pour le chemin de fer Canadien Pacifique [247].

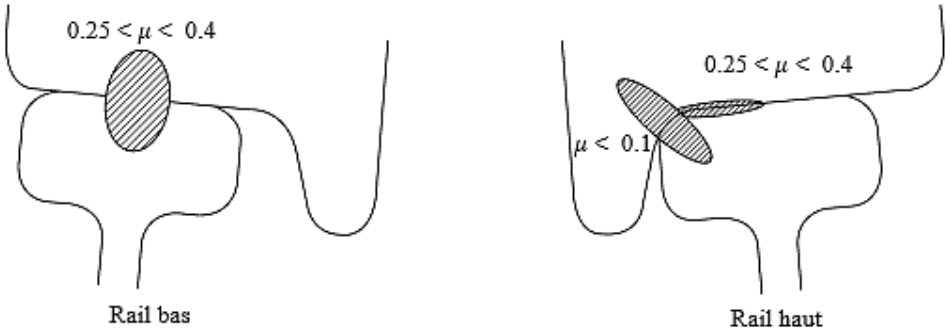


FIGURE 4.11 – Coefficients de frottement idéaux au contact roue-rail [246].

La gestion du frottement est un concept qui permet, par une sélection rigoureuse de matériaux spécifiques (modificateurs de frottement), de développer des couches qui obtiennent les caractéristiques de frottement roue-rail souhaitées. Des modificateurs de frottement peuvent être appliqués au contact roue-rail pour générer les coefficients de frottement requis. Ces modificateurs peuvent être divisés en trois catégories [248] :
- les modificateurs de frottement à faible coefficient (lubrifiants), utilisés pour donner des coefficients allant jusqu'à 0.1 à l'interface boudin de roue-congé de roulement de rail ;
- les modificateurs de frottement à coefficient élevé, avec des coefficients de frottement intermédiaires de 0.2 à 0.4, utilisés dans les applications entre la bande de roulement de roue et le champignon de rail ;
- les modificateurs de frottement à coefficient très élevé (améliorateurs de frottement), utilisés pour augmenter l'adhérence à la fois pour la traction et le freinage.

Les modificateurs de frottement à faible coefficient peuvent être des solides, des liquides (huile) ou des graisses. La principale application de ces modificateurs de frottement est la réduction du frottement et de l'usure et la prévention du grippage au niveau des contacts entre le boudin de roue et le congé de roulement de rail, en particulier dans les courbes,

où les conditions de contact peuvent être assez sévères. Cette réduction est clairement bénéfique pour les économies d'énergie et la maintenance des équipements. L'action des lubrifiants consiste à transporter des produits chimiques (additifs) vers le contact. Ceux-ci réagissent chimiquement avec la surface et forment une couche superficielle facile à cisailler qui peut également empêcher le contact direct métal - métal, et donc prévenir le grippage. Le choix approprié du lubrifiant est important car la quantité et le type de lubrification appliquée affectent le taux d'usure et le mécanisme d'usure actif [249].

Des économies de carburant d'environ 30 % par rapport à des conditions sèches ont été rapportées pour des mesures effectuées sur les pistes d'essai [250]. D'autres études réalisées sur le terrain ont montré des améliorations d'un ordre de grandeur similaire [251] [252]. Des essais en laboratoire [249] [253] et sur le terrain [254] ont tous montré les avantages de la lubrification au niveau du contact roue-rail pour réduire l'usure. La piste d'essai d'Alvsjo [237] en est un bon exemple : la surface usée de rail pour le cas lubrifié représentait environ un sixième de la surface usée pour le cas non lubrifié.

La lubrification du contact roue-rail avec des modificateurs de frottement à faible coefficient peut poser des problèmes si elle est mal gérée. Si la lubrification est excessive et que le lubrifiant migre sur le champignon de rail, il peut y avoir une perte d'adhérence qui peut entraîner un glissement de roue et une perte de freinage. Des interférences avec la détection des défauts par ultrasons ont été signalées sur des sites excessivement lubrifiés [246]. La lubrification excessive peut également entraîner une augmentation de la propagation des fissures de FCR sur le congé de roulement de rail [48]. Cela se produit soit parce que la pressurisation des fissures entraîne une croissance accrue, soit parce que l'usure réduite signifie que les fissures sont moins tronquées. Cependant, les résultats d'essais à grande échelle de courbes serrées montrent qu'une lubrification bien entretenue peut réduire à la fois le taux d'usure et la vitesse de propagation des fissures de surface [237].

Les modificateurs de frottement à coefficient élevé sont généralement des produits liquides qui contiennent des particules ayant des propriétés physiques différentes [255]. Après application au pinceau ou par pulvérisation, ils sèchent sous forme d'un film mince destiné à modifier la contrainte de cisaillement de surface et donc à maintenir le coefficient de frottement dans une variation comprise entre 0.2 et 0.4. Souvent, ces produits visent également à augmenter le coefficient de frottement lorsque la vitesse de glissement augmente, au contraire de ce qui se passe naturellement (Figure 4.12). La diminution du coefficient de frottement peut provoquer le crissement et les ondulations de rail. Des essais sur le terrain avec ces produits confirment qu'ils peuvent réduire le niveau de bruit [240] [256] et la résistance au roulement [257] [258]. Cependant, ils présentent l'inconvénient d'affecter l'isolation des rails et de causer des problèmes de signalisation [259] et de n'être efficaces que pour un nombre limité de passages de roues.

Le principal modificateur de frottement à coefficient très élevé utilisé sur les réseaux ferroviaires du monde entier est le sable. Bien que l'application de sable soit efficace et facile, elle peut causer des problèmes complexes et coûteux pour le matériel roulant et l'infrastructure de la voie. Il a été démontré que le sable augmente considérablement les taux d'usure des matériaux des roues et des rails [261]. Gallardo et Lewis [262] ont montré comment le sable peut être utilisé pour éliminer la couche noirâtre formée par les feuilles broyées et ainsi rétablir le niveau d'adhérence. Une autre approche pour rétablir

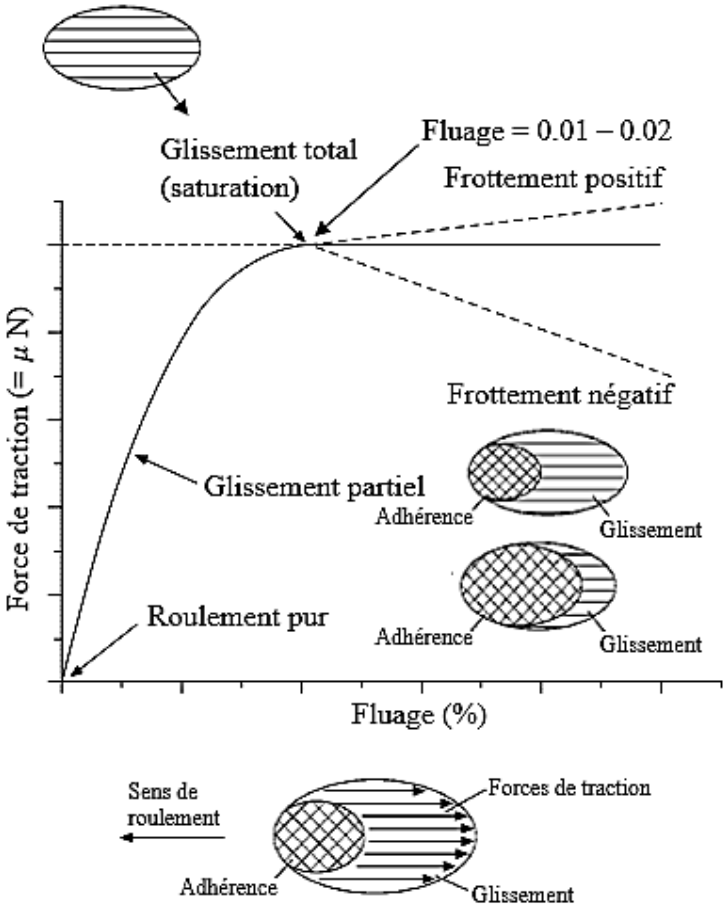


FIGURE 4.12 – Comportement du modificateur de frottement [260].

l'adhérence consiste à nettoyer les rails. Pour cela, plusieurs méthodes ont été développées, notamment l'utilisation de jets d'eau à haute pression et le sablage au sandite (un mélange de sable et de particules d'oxyde d'aluminium). Toutes ces méthodes nécessitent des trains d'entretien. Ces trains sont très peu nombreux et il peut être difficile pour eux d'accéder à la voie. En outre, même s'il n'y a pas de vestiges visibles du revêtement dur, noir et glissant après le nettoyage par jets d'eau à haute pression, l'amélioration du coefficient de frottement peut être insignifiante. Les essais réalisés dans le réseau local de Stockholm en 2005 ont utilisé une pression d'eau de 800 bars et une température d'eau de 30° C. Les mesures effectuées avec un tribomètre manuel avant et après l'utilisation de jets d'eau à haute pression montrent que le coefficient de frottement n'augmente que de 0.05 à 0.1 [260].

Des modificateurs de frottement à coefficient positif très élevé, qui améliorent le coefficient de frottement jusqu'à une valeur comprise entre 0.4 et 0.6, sont également disponibles sous forme de composants solides qui présentent des caractéristiques physiques différentes en fonction de leur finalité. Les composants actifs peuvent être incorporés dans une matrice polymère, et ensuite formés en un bâton rectangulaire de matériau qui peut être appliqué directement sur la bande de roulement de roue. Lorsque le matériau du bâtonnet est transféré sur la roue, la résine s'oxyde sous l'effet des températures élevées à l'interface roue-rail et laisse un film mince du modificateur de frottement sec sur la roue. Certains des inconvénients des modificateurs de frottement à coefficient très élevé sont les mêmes

que pour les modificateurs de frottement à coefficient élevé, c'est-à-dire qu'ils peuvent affecter l'isolation des rails, causant des problèmes de signalisation, et ne sont efficaces que pour un nombre limité de passages de roues [263].

4.6 Conclusions

Le contact entre une roue en acier et un rail en acier est un élément crucial du transport ferroviaire. Les irrégularités des roues et des rails se produisent dans une petite zone de contact relativement elliptique d'environ 1 cm^2, soumise à des pressions plus élevées. Ces irrégularités sont favorisées par des vitesses et des charges par essieu plus élevées. La stabilité des véhicules ferroviaires dépend de la conception des profils des roues et des rails sur les voies en alignement droit et dans les courbes. Ces profils ont une influence considérable sur les contraintes de contact et la direction, et donc sur la FCR. C'est pourquoi le reprofilage des roues et des rails par le biais d'un processus de meulage préventif fréquent est nécessaire pour rétablir les profils corrects des roues et des rails et pour assurer et maintenir la qualité de ces composants ferroviaires.

Il est nécessaire de bien gérer les forces au niveau du contact roue-rail car ces forces affectent la charge normale appliquée et la géométrie du contact, c'est-à-dire la position relative d'une roue sur un rail. La qualité des modèles d'interaction roue-rail, tels que les modèles de prévision du taux d'endommagement crédibles, peut améliorer les efforts visant à optimiser les processus de maintenance et la durée de vie des roues et des rails. Les analyses à grande échelle de l'interaction roue-rail, comme le système WRCI (Wheel Rail Contact Inspection) et la mesure par ultrasons des défauts internes des rails, sont également des outils efficaces pour gérer les risques associés à la FCR des roues et des rails.

Les forces tangentielles dues au mouvement relatif entre une roue et un rail sont des forces d'adhérence qui accélèrent, freinent et guident les véhicules ferroviaires. Le frottement relie ces forces et les forces normales à l'interface roue-rail. En outre, le frottement a un effet considérable sur les taux d'amorçage et de propagation des fissures, d'où la nécessité de gérer le frottement en appliquant des modificateurs de frottement au contact roue-rail. Il existe trois types de modificateurs de frottement :
- Modificateur de frottement à faible coefficient ($\mu < 0.1$) : lubrifiant.
- Modificateur de frottement à coefficient élevé ($0.2 \leq \mu \leq 0.4$) : généralement un produit liquide.
- Modificateur de frottement à coefficient très élevé : sable. Ce modificateur est utilisé pour augmenter l'adhérence tant en traction qu'en freinage.

Le but de la gestion du frottement est de maintenir les niveaux de frottement dans le contact roue-rail pour donner :
- les valeurs de $\mu < 0.1$ au niveau du contact entre le boudin de roue et le congé de roulement de rail, et ;
- les valeurs de $0.25 < \mu < 0.4$ au niveau du contact entre la bande de roulement de roue et le champignon de rail.

Chapitre 5

Prévision de la durée de vie en FCR

5.1 Introduction

La procédure d'analyse de l'amorçage des fissures de fatigue de contact de roulement et de prévision de la durée de vie en fatigue est développée dans cette étude. Un modèle bidimensionnel éléments finis d'une roue ferroviaire avec ou sans défaut est utilisé pour obtenir les historiques de contrainte et de déformation en tenant compte des effets des forces tangentielles dues au frottement au niveau du contact roue-rail. Un modèle de matériau élastoplastique avec une loi de comportement du matériau combinant un écrouissage isotrope et un écrouissage cinématique non linéaire est adopté. Les résultats de l'analyse par éléments finis sont combinés avec le modèle de fatigue multiaxiale de Jiang-Sehitoglu qui est basé sur une approche de densité d'énergie et de plan critique. Ce modèle de fatigue permet de prévoir la durée de vie de l'amorçage des fissures de fatigue.

5.2 Modèle de fatigue de Jiang-Sehitoglu

Pour l'analyse de la durée de vie, il faut comprendre les différentes approches de la fatigue :
- La fatigue à grand nombre de cycles est un type de fatigue causé par de petites déformations élastiques sous un grand nombre de cycles de chargement avant que la rupture ne se produise [264].
- La fatigue oligocyclique se caractérise par une amplitude de contrainte élevée et une faible fréquence. Dans ce cas, la contrainte produit à la fois des déformations élastiques et plastiques. Ces dernières sont particulièrement importantes dans les zones présentant des discontinuités géométriques ou des zones de concentration de contraintes. En raison de grandes déformations plastiques par fatigue oligocyclique, la rupture se produit au cours d'un nombre réduit de cycles par rapport à la rupture par fatigue à grand nombre de cycles [265].

Comme d'autres ruptures, la fissure de fatigue oligocyclique est généralement amorcée dans de petites zones de concentration de contraintes et de déformations. Le critère de rupture par fatigue oligocyclique peut être une fissure macroscopique d'une certaine longueur ou profondeur ou une rupture complète d'une roue ou d'un rail.

Il est connu que lors d'un problème de contact de roulement, en particulier dans le cas d'un contact roue-rail, la roue est soumise à des charges multiaxiales et non proportionnelles.

Par conséquent, une approche combinée basée sur la densité d'énergie et le plan critique pour le problème de la fatigue oligocyclique proposée par Jiang et Sehitoglu est utilisée pour prévoir la durée de vie en fatigue d'une roue ferroviaire. Cette approche dépend fortement de l'état de contrainte, du niveau de chargement et du type de matériau. Dans ce critère, on considère que les composantes normale et de cisaillement de la contrainte et de la déformation sur le plan critique contribuent à l'endommagement du matériau [128].

Le critère de fatigue de Jiang-Sehitoglu a été utilisé pour évaluer le nombre de cycles à rupture N_f nécessaire à l'amorçage de fissures de fatigue dans la section de roue ferroviaire. Le paramètre de fatigue FP proposé par ces auteurs est une somme pondérée des énergies associées aux sollicitations de traction-compression ($\langle\sigma_{max}\rangle\ \Delta\varepsilon_p$) et de cisaillement ($\Delta\tau\ \Delta\gamma_p$). Ce paramètre de fatigue est donné par la relation suivante :

$$FP = \langle\sigma_{max}\rangle \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} + J\Delta\tau\Delta\gamma_p \tag{5.1}$$

avec σ_{max}, où $\langle . \rangle = \max(., 0)$, la contrainte normale maximale sur le plan de fissure, $\Delta\tau$ la variation de la contrainte de cisaillement dans le plan de fissure. $\Delta\varepsilon_p$ et $\Delta\gamma_p$ sont respectivement l'amplitude de la déformation plastique en traction-compression au plan de fissure et l'amplitude de la déformation plastique en cisaillement dans le plan de fissure.

Le premier terme du paramètre de fatigue FP correspond à la composante de traction de l'endommagement en mode I - mode d'ouverture. Le deuxième terme correspond à la composante de cisaillement de l'endommagement en mode II - mode de cisaillement dans lequel J est un paramètre de pondération. La valeur de J a été fixée à 0.2 comme dans d'autres études [119] [128] [266].

Le plan critique, également appelé plan de fissure, correspond au plan pour lequel la valeur du paramètre de fatigue est maximum, FP_{max}. Le nombre de cycles à rupture N_f relatif à cette valeur est déterminé à l'aide des résultats de la fatigue oligocyclique généralisée aux contraintes de traction-compression et de cisaillement en supposant que les éléments soumis à des charges cycliques ont la même réponse qu'une éprouvette soumise à des charges de fatigue oligocyclique.

Le paramètre de Smith, Watson et Topper est un modèle basé sur l'endommagement induit sur le matériau et les propriétés inhérentes déterminées à partir d'essais de fatigue oligocyclique. La détermination de ce paramètre est en fait due au rapport de contraintes, $R = -1$, qui est un critère d'énergie [267]. Le modèle de prévision de la durée de vie en fatigue par amorçage de fissure d'une roue ferroviaire est basé sur une combinaison de la relation de Smith-Watson-Topper et du paramètre de fatigue maximum de Jiang-Sehitoglu et est donné par la relation suivante :

$$FP_{max} = \frac{\sigma_f^2}{E}(2N_f)^{2b'} + \sigma_f\varepsilon_f(2N_f)^{b'+c'} \tag{5.2}$$

Le tableau 5.1 présente les valeurs des paramètres du matériau que nous avons utilisés dans les simulations numériques. Le calcul de N_f est effectué à l'aide du logiciel de calcul MATLAB à partir de la relation 5.2.

Les historiques de contrainte et de déformation pour tous les points d'intégration concernés sont collectées à partir de l'analyse par éléments finis à chaque incrément de temps

$E(GPa)$	ν	b'	c'	$\varepsilon_f(\%)$	$\sigma_f(MPa)$
210	0.29	-0.089	-0.559	10.3	936

TABLEAU 5.1 – Propriétés mécaniques de l'acier pour les roues ferroviaires [268].

pendant le cycle stabilisé.

Les contraintes et les déformations normales et de cisaillement sont déterminées sur un plan du matériau avec un angle d'orientation α par rapport à l'axe 1 (Figure 5.1).

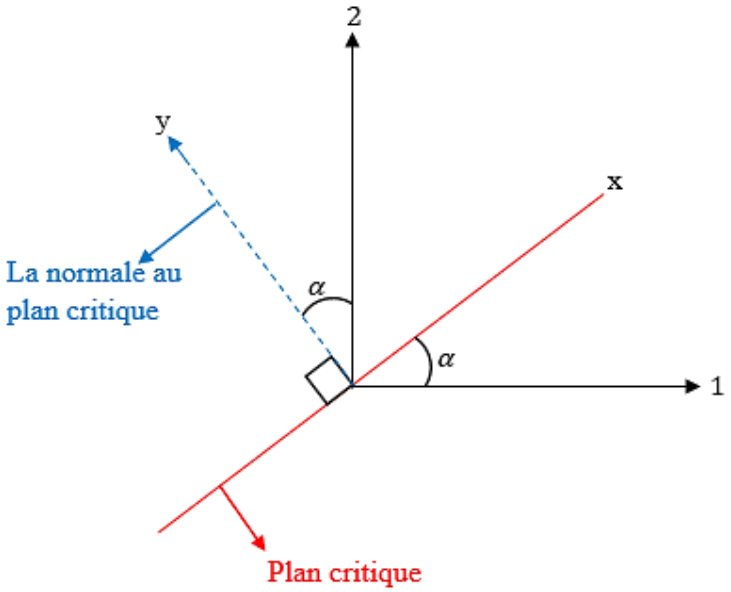


FIGURE 5.1 – Définition d'un angle d'orientation α de plan critique pour le calcul du paramètre de fatigue maximum FP_{max}.

En faisant varier l'angle d'orientation α de chaque plan du matériau, les contraintes normale et de cisaillement peuvent être calculées sur tout plan dans un élément de la section de roue à l'aide des équations suivantes [269] :

$$\begin{aligned}
\sigma_{xx} &= \sigma_{11}\,\cos^2\alpha + \sigma_{22}\,\sin^2\alpha + 2\tau_{12}\,\cos\alpha\,\sin\alpha \\
\sigma_{yy} &= \sigma_{11}\,\sin^2\alpha + \sigma_{22}\,\cos^2\alpha - 2\tau_{12}\,\cos\alpha\,\sin\alpha \\
\tau_{xy} &= -\sigma_{11}\,\cos\alpha\,\sin\alpha + \sigma_{22}\cos\alpha\,\sin\alpha + \tau_{12}(\cos\alpha^2 - \,\sin\alpha^2)
\end{aligned} \tag{5.3}$$

De même, les composantes de la déformation en fonction de l'angle α peuvent être exprimées comme suit :

$$\begin{aligned}
\varepsilon_{xx} &= \varepsilon_{11}\,\cos^2\alpha + \varepsilon_{22}\,\sin^2\alpha + 2\gamma_{12}\,\cos\alpha\,\sin\alpha \\
\varepsilon_{yy} &= \varepsilon_{11}\,\sin^2\alpha + \varepsilon_{22}\,\cos^2\alpha - 2\gamma_{12}\,\cos\alpha\,\sin\alpha \\
\gamma_{xy} &= -\varepsilon_{11}\,\cos\alpha\,\sin\alpha + \varepsilon_{22}\cos\alpha\,\sin\alpha + \gamma_{12}(\cos^2\alpha - \,\sin^2\alpha)
\end{aligned} \tag{5.4}$$

La contrainte normale maximale est définie par $\sigma_{\max} = \max(\sigma_{yy})$.

La variation de la contrainte de cisaillement sur chaque plan du matériau est la différence entre les contraintes de cisaillement maximales et minimales et se calcule comme suit :

$$\Delta\tau = \max(\tau_{xy}) - \min(\tau_{xy}) \tag{5.5}$$

Où $\max(\tau_{xy})$ et $\min(\tau_{xy})$ sont les contraintes de cisaillement maximales et minimales sur le plan α.

De même, les variations de la déformation normale et de la déformation de cisaillement sur chaque plan du matériau sont données par les équations suivantes :

$$\Delta\varepsilon = \max(\varepsilon_{yy}) - \min(\varepsilon_{yy}) \tag{5.6}$$
$$\Delta\gamma = \max(\gamma_{xy}) - \min(\gamma_{xy}) \tag{5.7}$$

Ces expressions de la contrainte normale maximale sur le plan de fissure, de la variation de la déformation normale sur le plan de fissure, de la variation de la contrainte et de la déformation de cisaillement sur le plan de fissure peuvent être déterminées explicitement sur les courbes de contrainte-déformation obtenues à partir de simulations numériques (Figure 5.2). Les variations $\Delta\varepsilon_p$ et $\Delta\gamma_p$ indiquées sur cette figure sont mesurées sur les enregistrements dans l'élément le plus endommagé. $\Delta\varepsilon_p$ et $\Delta\gamma_p$ sont utilisées dans le calcul du paramètre d'endommagement en fatigue $\mathrm{FP}_{\max}$.

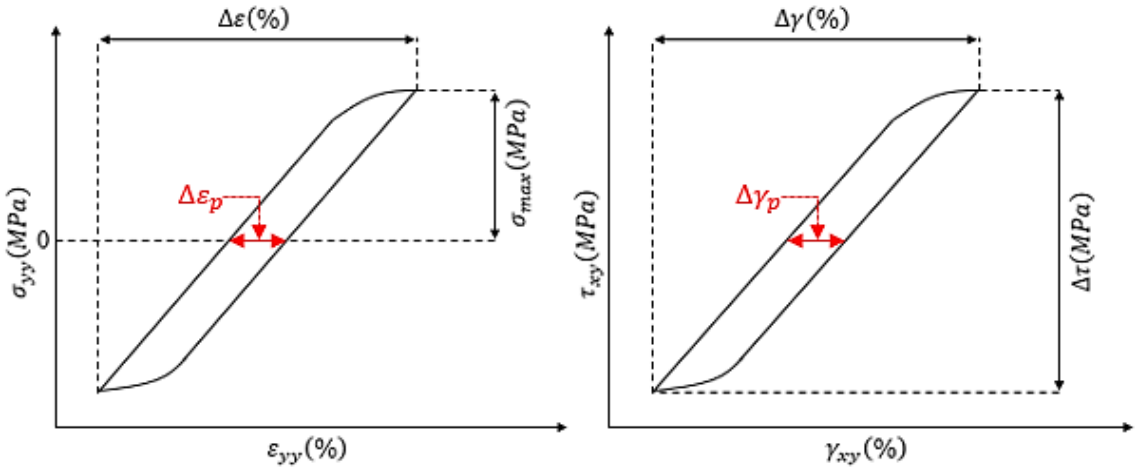


FIGURE 5.2 – Procédure pour déterminer les contraintes et les déformations qui contribuent au calcul de l'endommagement par FCR. Ces valeurs minimales et maximales des contraintes et des déformations sont calculées au cours du dernier cycle de chargement.

5.3 Modèle de plasticité

5.3.1 Charge - décharge

En traction uniaxiale, la déformation plastique n'évolue que si une fonction de charge $f = 0$ et que le point de charge est en permanence sur le seuil. Ce n'est que lorsque le matériau est déchargé, que le point de charge quitte la surface de charge et que la

contrainte devient inférieure à ce seuil ($f < 0$), que le comportement est élastique et que la déformation plastique est constante. Cela reste également valable dans des conditions multiaxiales. La traduction de ces observations constitue le critère de charge-décharge. En effet, on observe généralement que les déformations plastiques n'apparaissent que pour certains états de contrainte ; cette condition se traduit par le critère de plasticité au moyen de la fonction de charge f qui dépend du tenseur des contraintes de Cauchy σ et de l'état d'écrouissage :

- Le comportement est élastique si :

$$f < 0 \text{ ou } f = 0 \text{ et } \frac{\partial f}{\partial \sigma} : \dot{\sigma} \leq 0 \tag{5.8}$$

- Le comportement est élastoplastique si :

$$f = 0 \text{ et } \frac{\partial f}{\partial \sigma} : \dot{\sigma} > 0 \tag{5.9}$$

Pour le comportement plastique, l'évolution du critère est telle que l'état de contrainte actuel est toujours sur la surface de charge, ce qui est exprimé par la condition de cohérence :

$$\dot{f} = 0 \tag{5.10}$$

où $\dot{f}$ est la dérivée temporelle de f.

La condition de cohérence exprime que lors d'une variation de la contrainte qui provoque une déformation plastique, il y a inévitablement une évolution de l'écrouissage afin de conserver continuellement $f = 0$. D'autre part, la variation de la contrainte peut entraîner le point représentatif de l'état de chargement vers l'intérieur du domaine. C'est alors le cas de la décharge élastique, caractérisée par $\dot{f} < 0$. Dans ce cas, aucun écoulement plastique ne peut se produire : le comportement est élastique et on a $\dot{\varepsilon}^{pl} = 0$.

En résumé :

$$\boxed{\begin{array}{l} f < 0 \longrightarrow \text{ comportement élastique} \\ f = 0 \text{ et } \dot{f} = 0 \longrightarrow \text{ écoulement plastique} \\ f = 0 \text{ et} \dot{f} < 0 \longrightarrow \text{ décharge élastique} \end{array}} \tag{5.11}$$

Le modèle d'écrouissage cinématique est utilisé pour simuler le comportement plastique du matériau soumis à des charges cycliques. Ce modèle peut être utilisé dans toute procédure utilisant des éléments avec des degrés de liberté de déplacement. Ce modèle nécessite l'utilisation de l'option d'élasticité linéaire pour définir la partie élastique de la réponse du matériau.

Le modèle d'écrouissage cinématique utilisé pour modéliser le comportement du matériau soumis à des charges cycliques est un modèle de plasticité indépendant de la pression. Le modèle d'écrouissage cinématique linéaire peut être utilisé avec la surface de charge de Von Mises ou Hill. Le modèle de l'écrouissage isotrope et cinématique non-linéaire ne peut être utilisé qu'avec la surface de charge de Von Mises. La surface de charge indépendante de la pression et est décrite par la fonction :

$$f(\sigma - X) - R - \sigma^0 = 0 \tag{5.12}$$

où σ est le tenseur des contraintes, R une variable scalaire d'écrouissage isotrope, X une variable tensorielle d'écrouissage cinématique aussi appelée contrainte interne, σ^0 la limite d'élasticité et $f(\sigma - X)$ est le potentiel de la contrainte équivalente de Von Misès par rapport à la contrainte interne X. Le potentiel de la contrainte équivalente de Von Mises est définie par :

$$f(\sigma - X) = \sqrt{\frac{3}{2}(S - X') : (S - X')} \tag{5.13}$$

où S est le déviateur du tenseur des contraintes, défini par $S = \sigma + pI$, où p est la pression hydrostatique et I est le tenseur identité et $X^{'}$ est le déviateur du tenseur de contraintes internes.

5.3.2 Loi d'écoulement plastique - Règle de normalité

La modélisation est basée sur la décomposition additive du tenseur vitesse de déformation en une partie élastique $\dot{\varepsilon}^{el}$ et une partie plastique $\dot{\varepsilon}^{pl}$. Cette dernière est calculée par la loi d'écoulement plastique qui implique le potentiel de déformation plastique. Ce potentiel est identifié à partir de la fonction de charge f.

Le modèle d'écrouissage cinématique suppose un écoulement plastique associé :

$$\dot{\varepsilon}^{pl} = \dot{\bar{\varepsilon}}^{pl} \frac{\partial f}{\partial \sigma}, \tag{5.14}$$

où $\dot{\varepsilon}^{pl}$ est le tenseur vitesse de déformation plastique et $\dot{\bar{\varepsilon}}^{pl}$ est la vitesse de déformation plastique équivalente. Ce qui exprime que la vitesse de déformation plastique est normale à la surface de charge au point de charge σ.

L'évolution de la déformation plastique équivalente est obtenue à partir de l'expression suivante :

$$\sigma^0 \dot{\bar{\varepsilon}}^{pl} = \sigma : \dot{\varepsilon}^{pl}, \tag{5.15}$$

ce qui donne $\dot{\bar{\varepsilon}}^{pl} = \sqrt{\frac{2}{3}\dot{\varepsilon}^{pl} : \dot{\varepsilon}^{pl}}$ pour la plasticité isotrope de Von Mises. L'hypothèse d'écoulement plastique associé (lorsque la fonction de charge est quadratique et que l'écrouissage cinématique est linéaire) est acceptable pour un matériau soumis à une charge cyclique tant que les détails microscopiques, tels que l'emplacement de l'écoulement plastique se produisant à la rupture en raison de charges de fatigue cycliques, ne présentent pas d'intérêt.

Dans le cas associé, notons que $\frac{\partial f}{\partial \sigma}$ est le gradient de la fonction de charge f par rapport à la contrainte σ et représente donc la normale à la surface de charge $f(\sigma, X, R) = 0$ dans l'espace des contraintes. On dit alors que l'écoulement plastique est normal ou que l'évolution de la déformation plastique est donnée par la règle de normalité, où l'on s'attend à ce que la vitesse de déformation plastique soit normale à la surface de charge dans l'espace des contraintes. La règle de normalité découle des mécanismes physiques qui sont à la base de la plasticité des métaux, du glissement et des mouvements de dislocation.

5.3.3 Lois d'écrouissage

Ce modèle de Chaboche-Lemaitre est développé dans le manuel Abaqus [270]. En général, le domaine d'élasticité évolue de manière complexe : il peut se déplacer, changer de taille, tourner et même changer de forme ou se distordre dans le processus de déformation plastique. Outre la distorsion et la rotation du domaine, deux variables sont nécessaires pour décrire la translation et le changement de taille de ce domaine dans l'espace des contraintes : la première X est tensorielle et représente le centre du domaine d'élasticité, la deuxième R est scalaire et représente la variation de sa taille. Ces deux variables sont liées aux variables internes et choisies pour décrire l'écrouissage.

Le modèle d'écrouissage cinématique linéaire a un module d'écrouissage constant et le modèle combinant l'écrouissage isotrope et l'écrouissage cinématique non-linéaire a des composantes d'écrouissage isotrope et d'écrouissage cinématique non-linéaire.

Lorsque l'on mesure expérimentalement la surface de charge d'un matériau, on peut constater qu'en présence de déformations plastiques, elle subit une expansion, une translation et une distorsion [271]. Les deux premières modifications sont respectivement représentées par l'écrouissage isotrope et l'écrouissage cinématique. Pendant la phase de traction, le matériau s'écrouit, c'est-à-dire qu'il durcit, augmentant ainsi la contrainte d'écoulement. Le matériau est ensuite déchargé jusqu'à ce que la contrainte soit nulle. Vient ensuite la phase de compression qui fait apparaître l'effet Bauschinger. Ce phénomène se manifeste par une diminution de la limité d'élasticité. La prise en compte d'un seul type d'écrouissage, qu'il s'agisse d'écrouissage isotrope ou d'écrouissage cinématique, dans le modèle de plasticité ne permet pas de prendre en compte ce phénomène.

La loi d'écrouissage isotrope définit l'évolution de la variable R au cours du trajet de déformation et représente l'évolution de la taille du domaine d'élasticité avec la déformation plastique. La loi d'écrouissage cinématique définit l'évolution de la variable X et représente la manière dont se déplace le domaine d'élasticité, dans l'espace des contraintes en fonction du trajet de déformation plastique subi par le matériau.

L'écrouissage cinématique correspond à la translation de la surface de charge. La variable X est de nature tensorielle : elle indique la position actuelle de la surface de charge.

5.3.3.1 Modèle d'écrouissage cinématique linéaire de Prager

La loi d'évolution de ce modèle consiste en une composante d'écrouissage cinématique linéaire qui décrit la translation de la surface de charge dans l'espace des contraintes à travers la contrainte interne X. Cette loi d'évolution est décrite par l'expression suivante :

$$\dot{X} = C\frac{1}{\sigma^0}(\sigma - X)\dot{\bar{\varepsilon}}^{pl} \tag{5.16}$$

où C est le module d'écrouissage cinématique. Dans ce modèle, la contrainte équivalente définissant la taille de la surface de charge σ^0 reste constante, $\sigma^0 = \sigma|_0$, où $\sigma|_0$ est la contrainte équivalente définissant la taille de la surface de charge à déformation plastique nulle.

La combinaison de l'écrouissage isotrope et de l'écrouissage cinématique linéaire est largement suffisante pour les cas où le chargement étudié est quasi monotone et implique des variations de contraintes quasi proportionnelles (chargement quasi proportionnel). En revanche, en cas de chargements cycliques, ces théories simples d'écrouissage sont insuffisantes. L'écrouissage cinématique linéaire ne permet pas de décrire correctement l'effet de rochet, ni l'effet de relaxation de la contrainte moyenne ; de plus il ne donne qu'une description limitée de l'effet Bauschinger et des boucles d'hystérésis. Quant à l'écrouissage isotrope, les seuls cycles stabilisés auxquels il peut conduire à des contraintes imposées sont parfaitement adaptés, sans écoulement plastique.

La combinaison de l'écrouissage isotrope et de l'écrouissage cinématique linéaire permet de rendre compte d'un certain durcissement cyclique mais ne soulève pas les inconvénients indiqués ci-dessus. En particulier, en état stabilisé, l'influence de l'écrouissage isotrope doit disparaitre et on retrouve un cycle d'hystérésis avec écrouissage cinématique linéaire. Les prochains paragraphes permettent d'améliorer considérablement la description du comportement cyclique en introduisant la non-linéarité de l'écrouissage.

5.3.3.2 Modèle d'écrouissage isotrope et cinématique non-linéaire d'Armstrong Frederick

L'inconvénient de la loi de Prager (proportionnalité entre $\dot{\varepsilon}^{pl}$ et $\dot{X}$) est dissipé par un terme de rappel $-\gamma X\dot{\bar{\varepsilon}}^{pl}$ introduisant un effet de mémoire évanescente du trajet de déformation. Ce terme de rappel est souvent qualifié de "restauration dynamique" puisqu'il est homogène de degré 1 par rapport au temps. On suppose généralement que le tenseur X est nul dans l'état initial [271].

La loi d'évolution du modèle est constituée de deux composantes : une composante d'écrouissage cinématique non-linéaire qui décrit la translation de la surface de charge dans l'espace des contraintes à travers la contrainte interne X et une composante d'écrouissage isotrope qui décrit la variation de la contrainte équivalente définissant la taille de la surface de charge σ^0 en fonction de la déformation plastique.

La composante d'écrouissage cinématique est définie comme étant une combinaison additive d'un terme purement cinématique et d'un terme de rappel qui introduit la non-linéarité. La loi d'écrouissage est donc définie par :

$$\dot{X} = C\frac{1}{\sigma^0}(\sigma - X)\dot{\bar{\varepsilon}}^{pl} - \gamma X\dot{\bar{\varepsilon}}^{pl}, \tag{5.17}$$

où C et γ sont des paramètres caractéristiques du matériau. C est le module d'écrouissage cinématique initial et γ détermine la vitesse à laquelle le module d'écrouissage cinématique diminue avec l'augmentation de la déformation plastique. La loi d'écrouissage cinématique peut être séparée en une partie déviatorique et une partie hydrostatique ; seule la partie déviatorique a un effet sur le comportement du matériau. Lorsque C et γ sont nuls, le modèle est réduit à un modèle d'écrouissage isotrope. Lorsque γ est nul, on retrouve la loi d'écrouissage linéaire.

Le comportement d'écrouissage isotrope du modèle définit l'évolution de la taille de la surface de charge σ^0 en fonction de la déformation plastique équivalente $\bar{\varepsilon}^{pl}$. Cette évolution peut être introduite en utilisant la loi exponentielle simple :

$$\sigma^0 = \sigma|_0 + Q_\infty(1 - e^{-b\bar{\varepsilon}^{pl}}) \tag{5.18}$$

où $\sigma|_0$ est la limite d'élasticité à déformation plastique nulle et Q_∞ et b sont des paramètres du matériau. Q_∞ est la variation maximale de la taille de la surface de charge, et b définit la vitesse à laquelle la taille de la surface de charge change au fur et à mesure que la déformation plastique se développe. Lorsque la contrainte équivalente définissant la taille de la surface de charge reste constante ($\sigma^0 = \sigma|_0$), le modèle se réduit à un modèle d'écrouissage cinématique non-linéaire.

L'évolution des composantes d'écrouissage isotrope et cinématique est illustrée sur la figure 5.3 pour le chargement unidirectionnel et sur la figure 5.4 pour le chargement multiaxial.

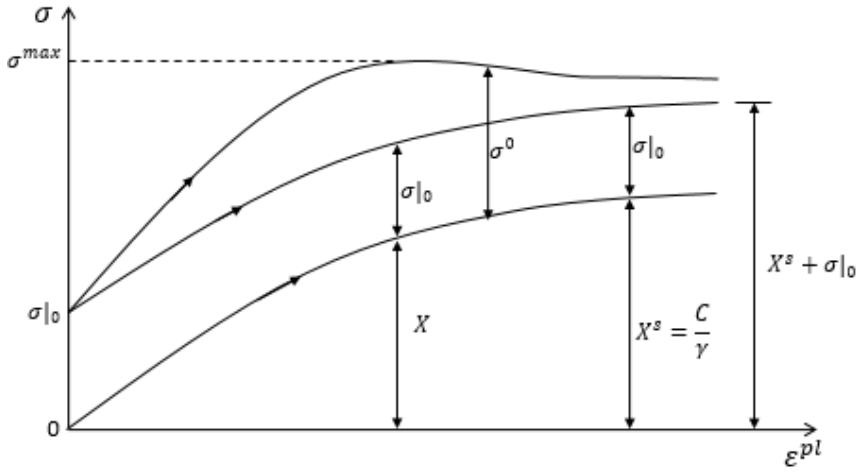


FIGURE 5.3 – Représentation unidirectionnelle d'un modèle d'écrouissage isotrope et cinématique non-linéaire [270].

La loi d'évolution de la composante d'écrouissage cinématique implique que la contrainte interne est contenue dans un cylindre de rayon $\sqrt{2/3}X^s = \sqrt{2/3}C/\gamma$, où X^s est la valeur de X à saturation (grandes déformations plastiques). Cela implique également que tout point de contrainte doit se trouver à l'intérieur d'un cylindre de rayon $\sqrt{2/3}\sigma^{max}$ puisque la surface de charge reste limitée. Pour une grande déformation plastique, tout point de contrainte est contenu dans un cylindre de rayon $\sqrt{2/3}(X^s + \sigma^s)$, où σ^s est la contrainte équivalente définissant la taille de la surface de charge à une grande déformation plastique. Pour la composante isotrope, σ^s est la dernière valeur donnée pour définir la taille de la surface de charge et est donnée par :

$$\sigma^s = \sigma|_0 + Q_\infty \tag{5.19}$$

5.3.4 Prévision du comportement de matériau

Le centre de la surface de charge se déplace dans l'espace des contraintes en raison de la composante d'écrouissage cinématique. De plus, lorsque le modèle d'écrouissage isotrope et cinématique linéaire est utilisé, le domaine de la surface de charge peut se dilater ou se contracter en raison de la composante isotrope. Ces caractéristiques permettent de modéliser la déformation plastique du matériau soumis à des cycles de chargement, entraînant

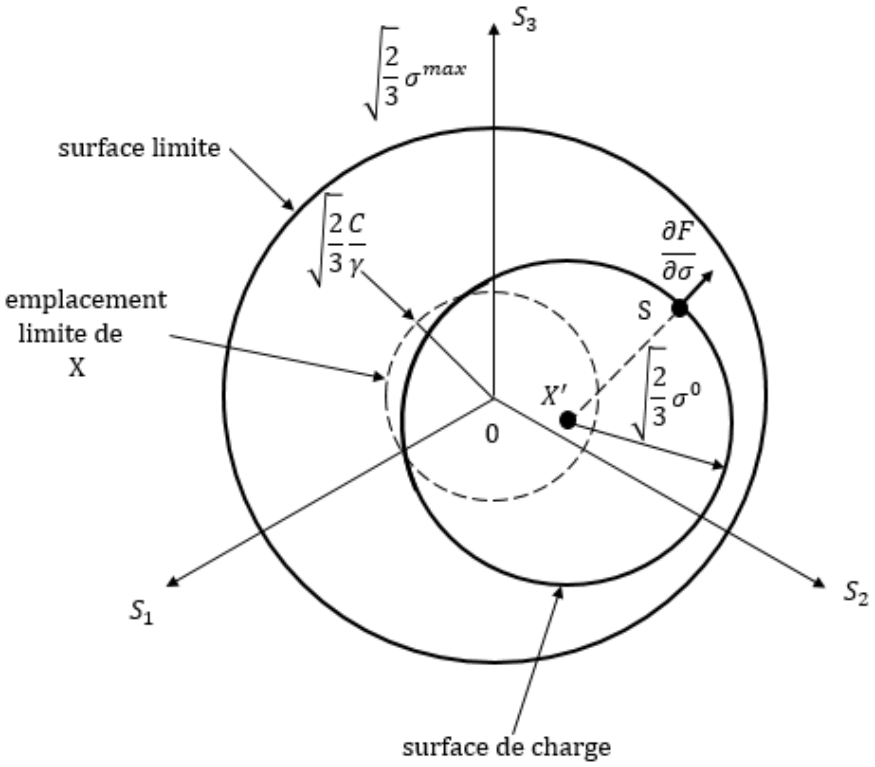


FIGURE 5.4 – Représentation tridimensionnelle d'un modèle d'écrouissage isotrope et cinématique non-linéaire [270].

une déformation plastique importante et éventuellement une rupture par fatigue oligocyclique. Ces modèles représentent les phénomènes suivants :

- Effet Bauschinger : cet effet est caractérisé par une réduction de la limite élastique lors de l'inversion de la charge après qu'une déformation plastique se soit produite lors du chargement initial. Ce phénomène diminue au cours de la poursuite du cyclage. La composante d'écrouissage cinématique linéaire prend en compte cet effet mais une composante non linéaire améliore la forme des cycles. L'écrouissage isotrope ne convient donc pas à la description de cet effet. C'est pour cette raison que l'on introduit un écrouissage cinématique à travers une variable X qui intervient dans la fonction de charge en se soustrayant à la contrainte. L'effet de cette variable est d'opérer une translation de la surface de charge dans l'espace des contraintes.

- Accommodation plastique : Ce phénomène est caractérisé par des contraintes ou déformations symétriques. Les matériaux mous ou recuits ont tendance à durcir vers une limite stable et les matériaux initialement durcis ont tendance à se ramollir. La composante d'écrouissage cinématique seule permet de prévoir l'accommodation plastique après un cycle de contraintes. La combinaison de la composante isotrope conjointement avec la composante cinématique non linéaire permet de prévoir la rupture après plusieurs cycles. La figure 5.5 illustre le comportement d'un matériau qui durcit sous des cycles de déformation symétriques.

- Effet de rochet : Les cycles de contraintes asymétriques entre les limites prescrites provoquent l'effet de rochet progressif dans la direction de la contrainte moyenne (Figure

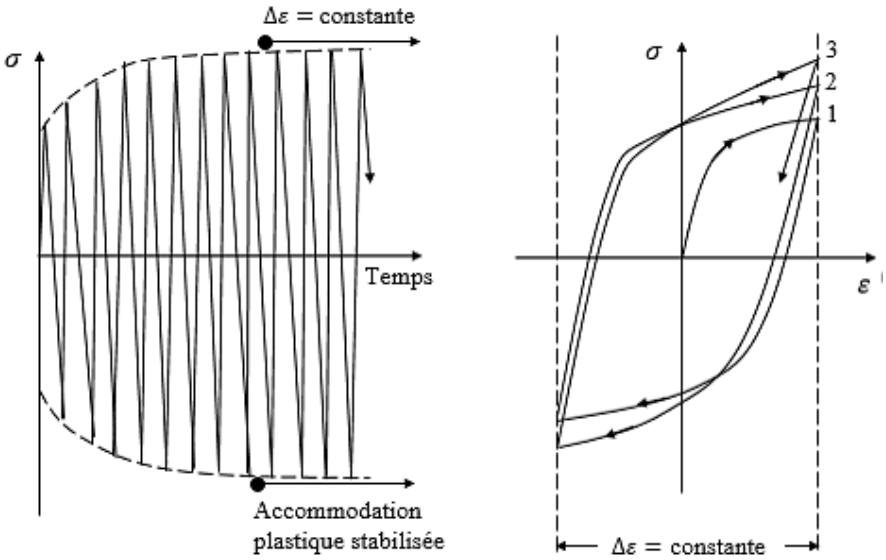


FIGURE 5.5 – Accommodation plastique [270].

5.6). En général, l'effet de rochet transitoire est suivi d'une stabilisation telle que la déformation de rochet nulle pour les contraintes moyennes faibles, tandis qu'une augmentation constante de la déformation de rochet accumulée est observée pour les contraintes moyennes élevées. La composante d'écrouissage cinématique non linéaire, utilisée sans la composante d'écrouissage isotrope, prévoit une déformation de rochet constante. La prévision de l'effet de rochet est améliorée par l'ajout d'un écrouissage isotrope, auquel cas la déformation de rochet peut diminuer jusqu'à ce qu'elle devienne constante.

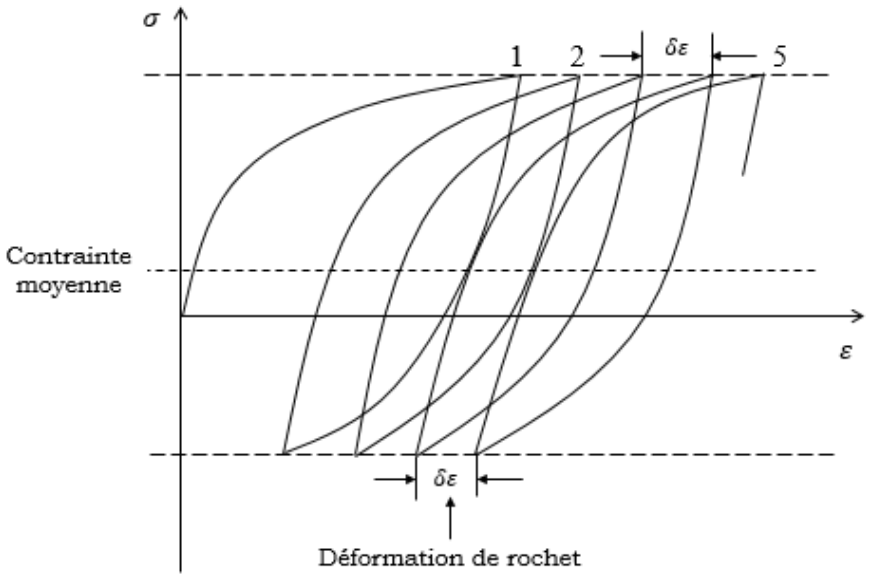


FIGURE 5.6 – Effet de rochet [270].

- Relaxation de la contrainte moyenne : Ce phénomène est caractéristique d'une expérience de déformation asymétrique, comme l'illustre sur la figure 5.7. Lorsque le nombre de cycles augmente, la contrainte moyenne tend vers zéro. La composante d'écrouissage cinématique non linéaire du modèle d'écrouissage isotrope et cinématique non-linéaire ex-

plique ce comportement.

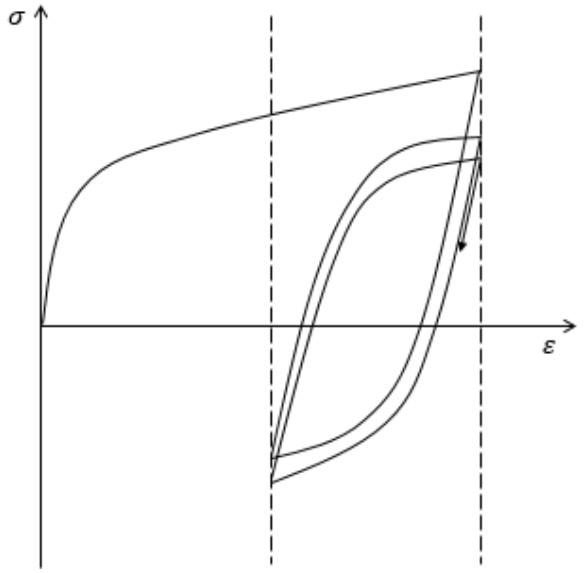


FIGURE 5.7 – Relaxation de la contrainte moyenne [270].

5.3.5 Limites des modèles

Le modèle cinématique linéaire est un modèle simple qui ne donne qu'une première approximation du comportement des matériaux soumis à un chargement cyclique. Le modèle d'écrouissage isotrope et cinématique non-linéaire peut fournir des résultats plus précis dans de nombreux cas impliquant un chargement cyclique mais il présente toujours les limites suivantes :

- L'écrouissage isotrope est le même dans toutes les variations de déformation. Cependant, les observations physiques indiquent que le taux d'écrouissage isotrope dépend de la valeur de la variation de déformation. De plus, si le matériau est soumis à des cycles à deux variations de déformation différentes, l'une suivie de l'autre, la déformation du premier cycle affecte l'écrouissage isotrope du second cycle. Ainsi, le modèle n'est qu'une approximation grossière du comportement cyclique réel. Il doit être calibré en fonction de la taille prévue des cycles de déformation importants dans les applications.

- Le même comportement d'écrouissage cyclique est prévu pour les cycles de chargement proportionnel et non proportionnel. Les observations physiques indiquent que le comportement d'écrouissage cyclique des matériaux sous chargement non-proportionnel peut être très différent du comportement uniaxial à une amplitude de déformation similaire.

5.4 Utilisation et calibrage de modèle d'écrouissage cinématique

Le modèle d'écrouissage cinématique linéaire aborde le comportement de l'écrouissage avec un taux d'écrouissage constant. Ce taux d'écrouissage doit être adapté au taux d'écrouis-

sage moyen mesuré en cycles stabilisés sur une variation de déformation correspondant à celui attendu dans l'application. Un cycle stabilisé est obtenu en effectuant des cycles sur une variation de déformation fixe jusqu'à ce qu'un état d'équilibre soit atteint, c'est-à-dire jusqu'à ce que la courbe contrainte-déformation ne change plus de forme d'un cycle à l'autre. Le modèle non linéaire, plus général, donne de meilleures prévisions mais nécessite un calibrage plus détaillé.

5.4.1 Modèle d'écrouissage cinématique linéaire

Les données provenant d'un demi-cycle de traction ou de compression unidirectionnel doivent être linéarisées car ce modèle simple ne peut que prévoir un écrouissage linéaire. Les données sont généralement basées sur des mesures de comportement stabilisé dans des cycles de déformation couvrant une variation de déformation correspondant à la variation de déformation attendue dans l'application. Les deux paires de données permettant de définir ce comportement linéaire sont : la limite élastique à déformation plastique nulle $\sigma|_0$ et la limite élastique σ à une valeur finie de la déformation plastique, ε^{pl}. Le module d'écrouissage cinématique linéaire C est déterminé à partir de la relation :

$$C = \frac{\sigma - \sigma|_0}{\varepsilon^{pl}}. \tag{5.20}$$

Ce modèle ne donne des résultats physiquement raisonnables que pour des déformations relativement petites (moins de 5%).

5.4.2 Modèle d'écrouissage isotrope et cinématique non linéaire

L'évolution de la contrainte équivalente définissant la taille de la surface de charge σ^0 en fonction de la déformation plastique équivalente $\bar{\varepsilon}^{pl}$ définit la composante d'écrouissage isotrope du modèle. Cette composante d'écrouissage isotrope peut être définie par une loi exponentielle. Il n'est pas nécessaire de définir si la surface de charge reste fixe tout au long du chargement.

L'écrouissage isotrope peut être introduit en spécifiant la contrainte équivalente définissant la taille de la surface de charge σ^0 en fonction de la déformation plastique équivalente $\bar{\varepsilon}^{pl}$. La manière la plus simple d'obtenir ces données est de réaliser une expérience cyclique contrôlée par une déformation symétrique avec une variation de la déformation $\Delta\varepsilon$. Le module d'élasticité du matériau étant grand par rapport à son module d'écrouissage, cette expérience peut être interprétée approximativement comme des cycles répétés sur la même variation de la déformation plastique $\Delta\varepsilon^{pl} \approx \Delta\varepsilon - 2\sigma_1^t/E$, où E est le module d'Young du matériau (Figure 5.8). La contrainte équivalente définissant la taille de la surface de charge à déformation plastique équivalente nulle est $\sigma|_0$, pour le point de contrainte de traction maximale, elle est obtenue en isolant la composante cinématique de la limite élastique comme suit :

$$\sigma_i^0 = \sigma_i^t - X_i \tag{5.21}$$

Pour chaque cycle i, où $X_i = (\sigma_i^t + \sigma_i^c)/2$. Puisque le modèle prévoit approximativement la même valeur de la contrainte interne dans chaque cycle à un niveau de déformation particulier, $X_i \approx (\sigma_1^t + \sigma_1^c)/2$. La déformation plastique équivalente correspondant à σ_i^0 est :

$$\bar{\varepsilon_i}^{pl} = \frac{1}{2}(4i-3)\Delta\varepsilon^{pl} \tag{5.22}$$

Les paires de données $(\sigma_i^0, \bar{\varepsilon_i}^{pl})$, incluant la valeur $\sigma|_0$ à déformation plastique équivalente nulle, peuvent être spécifiées. Les valeurs définissant la taille de la surface de charge doivent être fournies pour toute la variation de la déformation plastique équivalente à laquelle le matériau peut être soumis.

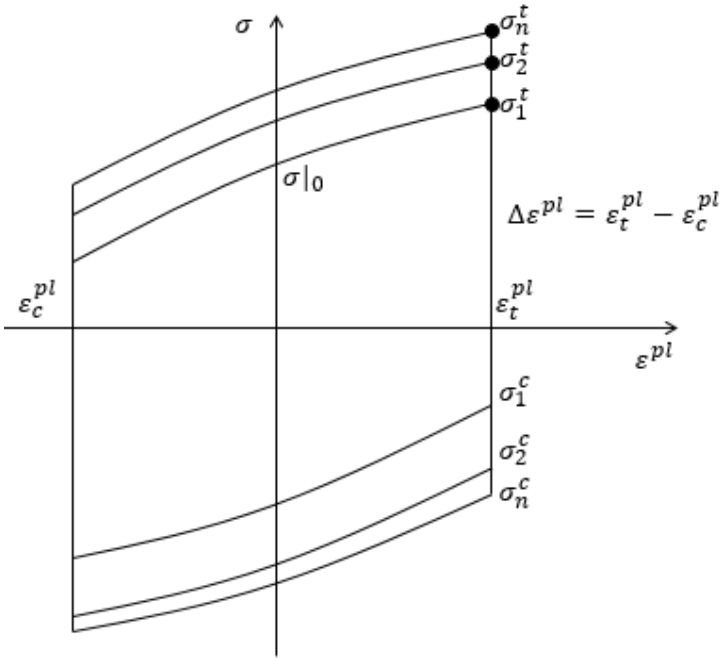


FIGURE 5.8 – Expérience de cycle de déformation symétrique [270].

Pour obtenir des données précises d'écrouissage cyclique, telles que celles nécessaires aux calculs de fatigue oligocyclique, les calculs doivent être effectués à une variation de déformation, $\Delta\varepsilon$, qui correspond à la variation de déformation attendue dans l'analyse parce que le modèle de matériau ne prévoit pas de différence dans le comportement d'écrouissage isotrope à différentes variations de déformation.

Les paramètres du matériau C et γ peuvent être basés sur des données de contrainte-déformation obtenues à partir du premier demi-cycle d'une expérience de traction ou de compression unidirectionnelle (Figure 5.9). Cette approche est généralement adéquate lorsque la simulation ne comporte que quelques cycles de chargement.

Pour chaque point $(\sigma_i, \varepsilon_i^{pl})$, une valeur de X_i est obtenue à partir de l'expression suivante :

$$X_i = \sigma_i - \sigma_i^0, \tag{5.23}$$

où σ_i^0 est la taille de la surface de charge à la déformation plastique correspondante ou la limite élastique initiale.

L'intégration de la loi d'évolution de la contrainte interne sur un demi-cycle donne l'expression suivante :

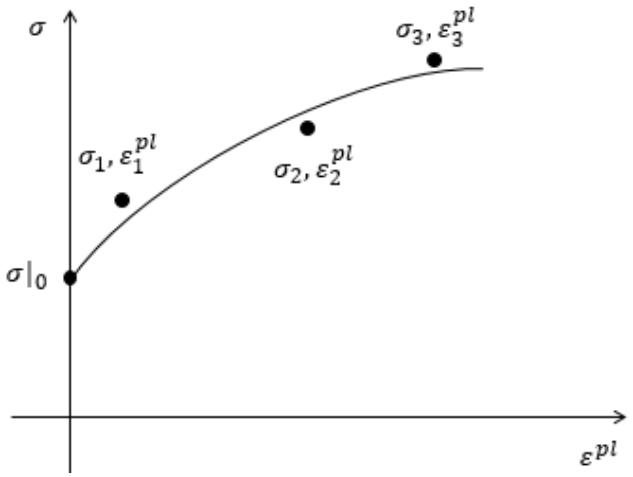


FIGURE 5.9 – Demi-cycle de contrainte-déformation [270].

$$X = \frac{C}{\gamma}(1 - e^{-\gamma\varepsilon^{pl}}), \tag{5.24}$$

qui sert à calibrer C et γ.

Les données de contrainte-déformation peuvent être obtenues à partir du cycle stabilisé d'une éprouvette soumise à des cycles de déformation symétriques. Un cycle stabilisé est obtenu en soumettant l'échantillon à une variation de déformation fixe $\Delta\varepsilon$ jusqu'à ce qu'un état d'équilibre soit atteint ; c'est-à-dire jusqu'à ce que la courbe contrainte-déformation ne change plus de forme d'un cycle à l'autre. Un tel cycle stabilisé est illustré à la figure 5.10.

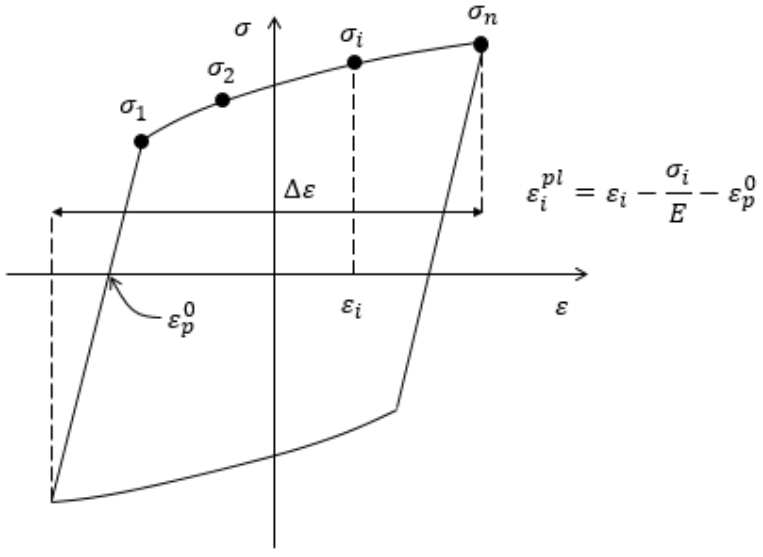


FIGURE 5.10 – Courbe de contrainte-déformation pour un cycle stabilisé [270].

Chaque paire de données $(\sigma_i, \varepsilon_i^{pl})$ doit être spécifiée avec l'axe de déformation décalé vers ε_p^0, de sorte que

$$\varepsilon_i^{pl} = \varepsilon_i - \frac{\sigma_i}{E} - \varepsilon_p^0, \tag{5.25}$$

et, donc, $\varepsilon_1^{pl} = 0$.

Pour chaque paire $(\sigma_i, \varepsilon_i^{pl})$, les valeurs de X_i sont obtenues à partir de l'expression suivante :

$$X_i = \sigma_i - \sigma^s, \tag{5.26}$$

où $\sigma^s = (\sigma_1 + \sigma_n)/2$ est la taille stabilisée de la surface de charge.

L'intégration de la loi d'évolution des contraintes internes de ce cycle de déformation uniaxiale, avec une correspondance exacte pour la première paire de données $(\sigma_1, 0)$, donne l'expression suivante :

$$X = \frac{C}{\gamma}(1 - e^{-\gamma\varepsilon^{pl}}) + X_1 e^{-\gamma\varepsilon^{pl}}, \tag{5.27}$$

qui permet le calibrage des paramètres C et γ.

On doit spécifier la contrainte équivalente définissant la taille de la surface de charge à déformation plastique nulle ainsi que l'évolution de la contrainte équivalente en fonction de la déformation plastique équivalente. Sinon, on supposera qu'il n'y a pas d'écrouissage cyclique et que la contrainte équivalente définissant la taille de la surface de charge est constante et égale à $(\sigma_1 + \sigma_n)/2$ (ou la moyenne de ces quantités sur plusieurs variations de déformation lorsque plusieurs variations de déformation sont fournies). Comme cette taille correspond à la taille d'un cycle saturé, il est peu probable que cela fournisse des prévisions précises du comportement réel, en particulier dans les cycles initiaux.

5.5 Conditions initiales

Dans certains cas, nous devons étudier le comportement d'un matériau qui a déjà subi un certain écrouissage. Dans ces cas, on doit définir des conditions initiales pour la déformation plastique équivalente, $\bar{\varepsilon}^{pl}$, et pour la contrainte interne X. Lorsque le modèle d'écrouissage isotrope et cinématique non linéaire est utilisé, la condition initiale de la contrainte interne X doit satisfaire :

$$\sqrt{\frac{3}{2}X' : X'} \leq C/\gamma \tag{5.28}$$

La condition initiale de la contrainte interne n'a pas de limites lorsque le modèle d'écrouissage cinématique linéaire est utilisé.

Les paramètres du matériau apparaissant dans le modèle de plasticité de Chaboche utilisés dans cette thèse sont présentés dans le tableau 5.2.

$\sigma\|_0$ (MPa)	Q_∞ (MPa)	b	C (MPa)	γ
543	22.8	0.47	6490	0.81

TABLEAU 5.2 – Paramètres du matériau pour les roues ferroviaires [272].

Deuxième partie

Modélisation et simulation numérique par éléments finis

Chapitre 6

FCR d'une roue ferroviaire sans défaut

6.1 Introduction

Pour assurer la sécurité et réduire les coûts de maintenance des roues ferroviaires en acier, il est nécessaire d'évaluer leur durée de vie en FCR en tenant compte de l'amorçage des fissures, qui est une période plus longue par rapport à celle de la propagation des fissures. En effet, les contraintes et les déformations ont été analysées dans une section de roue ferroviaire, en particulier dans une zone proche de la surface de contact où les gradients de contraintes sont très prononcés. Les calculs sont effectués à l'aide du logiciel de calcul Abaqus. Nous avons évalué l'impact de la fatigue en utilisant le paramètre de fatigue multiaxiale de Jiang-Sehitoglu pour estimer la durée de vie en fatigue de la roue ferroviaire. Il s'est avéré que le niveau de chargement et de frottement peut influencer la répartition des contraintes et des déformations, l'endommagement et la durée de vie des roues ferroviaires.

Les ruptures de roues, causées par la propagation de fissures de FCR, peuvent se manifester violemment et endommager les rails, les traverses, les suspensions et les roulements. Dans des cas rares, des déraillements peuvent se produire et causer des dommages corporels. Aussi, l'étude de la FCR des roues présente un grand intérêt.

La FCR se manifeste par des fissures amorcées en surface ou sous la surface. Ce dernier type de fissures est particulièrement favorisé par la présence de défauts macroscopiques dans le matériau. Nous avons supposé un matériau sans défaut dans les premières approximations pour prédire l'amorçage de la FCR. D'autre part, il s'est également avéré que les niveaux d'impact de la fatigue estimés pour un contact géométrique *parfait* entre une roue et un rail, et pour un matériau sans défaut, ne sont pas suffisants à eux seuls pour expliquer les ruptures par FCR [61] [119]. C'est en effet l'augmentation des contraintes, générée par un mauvais contact géométrique, ou la diminution de la résistance du matériau, liée à des défauts du matériau, qui sont à l'origine de l'amorçage des fissures de fatigue.

L'amorçage des fissures de fatigue se produit lorsque la charge de contact dépasse une certaine limite et que des déformations plastiques cycliques et des contraintes résiduelles apparaissent. Ces déformations cycliques ne sont pas complètement réversibles et s'accumulent, donnant lieu, pour des charges élevées, à l'effet de rochet qui contribue à l'écaillage de la surface de roulement des roues et conduit à l'endommagement des roues et des rails. Des modèles de prévision de la durée de vie en FCR ont été proposés dans le cas de la

fatigue oligocyclique et de l'effet de rochet en partant d'un matériau initialement sans défaut et homogène [266] [273].

Kabo et Ekberg [129] ont observé des répartitions de contraintes et de déformations différentes entre le chargement en traction uniaxiale et le chargement par contact de roulement, en particulier à proximité d'un défaut. Ces différences ont montré que les méthodes semi-empiriques, basées sur une charge de traction uniaxiale, ne peuvent être appliquées à un contact de roulement [274].

L'objectif de ce chapitre consiste tout d'abord à valider le modèle numérique du contact roue-rail en utilisant la théorie du contact de Hertz, en négligeant le frottement et en fixant une charge. Ensuite, nous avons étudié l'influence du niveau de chargement, tout en faisant varier le coefficient de frottement, sur la durée de vie de la roue ferroviaire. Pour cela, nous avons réalisé une modélisation numérique bidimensionnelle par éléments finis d'une section de roue ferroviaire, en négligeant dans un premier temps la présence de défauts dans la roue. De plus, notre attention s'est particulièrement portée sur la construction du diagramme d'accommodation, communément appelé en anglais *shakedown map*.

6.2 Modélisation d'une section de roue sans défaut

Les simulations numériques par éléments finis ont été effectuées à l'aide du logiciel Abaqus Standard. Nous avons donc modélisé une section de roue ferroviaire sans défaut par une structure bidimensionnelle de 200×100 mm^2. La section de la roue est donc soumise à une charge normale F appliquée par une pression de contact hertzienne en mouvement. Pour modéliser la charge mobile appliquée par le rail sur la roue, une subroutine DLOAD a été utilisée. Cette subroutine permet de définir l'évolution spatiale et temporelle de la charge distribuée. Nous avons choisi des éléments finis de type CPE8R : éléments quadrilatéraux à huit nœuds à intégration réduite, en supposant un état de déformations planes et un contact roue-rail dans une voie en alignement droit. En effet, en considérant une section d'une roue ferroviaire comme un demi-plan, le champ de déplacement est tel qu'il est indépendant de la coordonnée axiale du point et que sa composante axiale est nulle, on dit alors que l'on a affaire à un état de déformations planes. Pour les conditions aux limites, nous avons fixé le déplacement selon l'axe x : $u_x = 0$ sur les bords gauche et droit et le déplacement selon l'axe y : $u_y = 0$ sur le bord bas, comme le montre la figure 6.1.

Pendant un cycle de chargement (qui correspond à un tour de roue), c'est-à-dire de $0s$ à $1s$, la charge se déplace sans ou avec frottement selon un sens de roulement bien défini. Il s'est avéré qu'une représentation exacte devrait prendre la roue et le rail comme infiniment grands. Nous avons considéré deux cas dans cette thèse : contact entre deux cylindres à axes parallèles (ou contact entre un cylindre et un plan), comme c'est le cas de la bibliographie [119] [272] et contact entre deux cylindres à axes perpendiculaires qui correspond mieux à la configuration d'un contact roue-rail. Das ce dernier cas, la surface de contact est de forme elliptique alors qu'elle est linéique lorsque les cylindres en contact sont à axes parallèles.

Dans le cas d'un contact roue–rail, les hypothèses de la théorie de Hertz sont assez souvent vérifiées. Les dimensions de la zone de contact (a et b sont souvent inférieures à 10 mm) restent négligeables par rapport aux rayons de courbure de la roue et du rail respective-

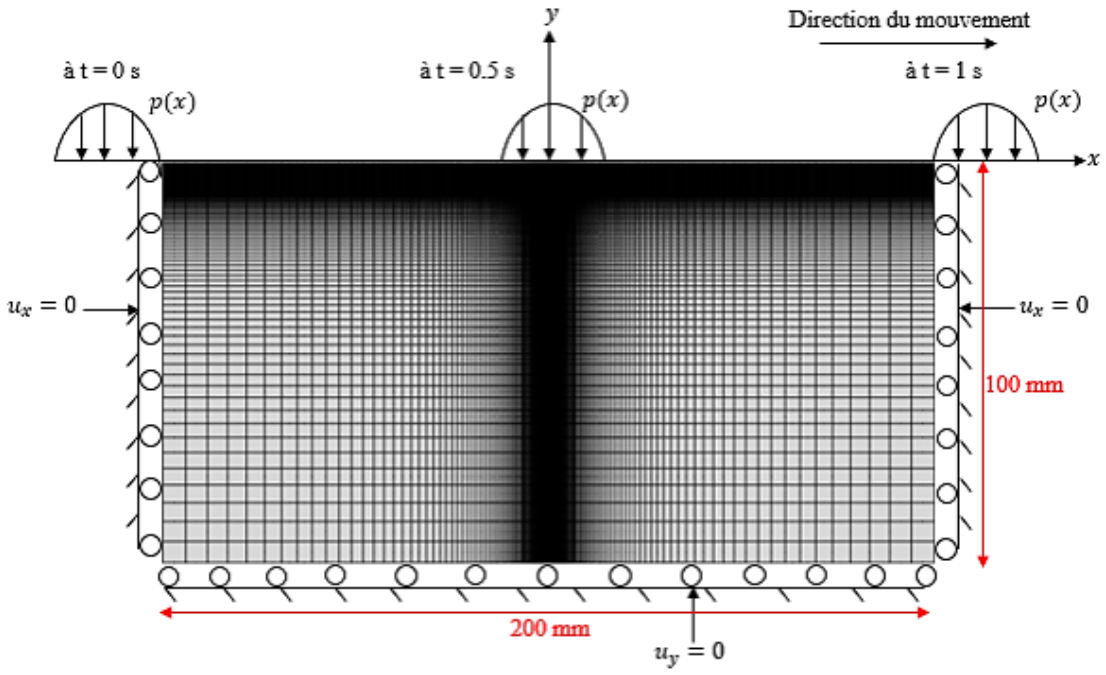


FIGURE 6.1 – Modèle 2D d'une section de roue ferroviaire sans défaut soumise à une pression de contact hertzienne en mouvement.

ment 0.3 et 0.445 m. La pression maximale de Hertz ainsi calculée est souvent proche de 1 GPa.

6.2.1 Théorie du contact de Hertz

En première approximation, on a supposé que le contact roue-rail est similaire à un contact entre un cylindre et un plan, qui est linéique. Dans ce cas, la pression de contact est distribuée de manière semi-elliptique le long de la longueur de contact $2a$ et mobile le long de la direction x sous chargement normal. La pression de contact est donnée par la théorie du contact de Hertz [78] et est exprimée par la relation suivante :

$$p(x,t) = p_0\sqrt{1 - \frac{[x - x_0(t)]^2}{a^2}} \quad \forall x \in [x_0 - a, x_0 + a] \tag{6.1}$$

où

$$x_0(t) = -\frac{L}{2} + Vt, \tag{6.2}$$

Sinon,

$$p(x,t) = 0 \tag{6.3}$$

et p_0 est la pression de contact maximale qui est donnée par l'expression suivante :

$$p_0 = \sqrt{\frac{FE^*}{\pi R}} \tag{6.4}$$

et a est une demi-longueur de la zone de contact, exprimée par la relation suivante :

$$a = \sqrt{\frac{FR}{\pi E^*}} \tag{6.5}$$

où F est une force normale par unité de longueur, R le rayon idéalisant le rayon de courbure de rail et E^* le module d'Young effectif est donné par la relation suivante :

$$E^* = \frac{E}{2(1-\nu^2)} \tag{6.6}$$

où E est le module d'Young du matériau constitutif de la roue et du rail.

Dans le cas d'un chargement tangentiel, à l'interface roue-rail, la pression de contact $q(x)$, est donnée par la relation suivante :

$$q(x,t) = \mu p(x,t) = \mu p_0 \sqrt{1 - \frac{[x - x_0(t)]^2}{a^2}} \tag{6.7}$$

Le tableau 6.1 donne les valeurs de la force exercée sur la roue ou le rail par unité de longueur, de la pression de contact maximale et de la demi-longueur de la zone de contact dans le cas d'un contact roue-rail linéique.

F (MN/m)	p_0 (MPa)	a (mm)
4	697.5	3.7
7	922.8	5.8
12	1208.2	6.3
18	1479.7	7.7
22	1635.9	8.6

TABLEAU 6.1 – Conditions de contact roue-rail linéique.

Lorsque la roue est en phase de freinage, le coefficient de frottement μ est positif, sinon il est négatif. Par ailleurs, lorsqu'un véhicule ferroviaire est à l'arrêt, la zone de contact roue-rail est définie par la forme du champignon de rail, le profil de roue, et par l'élasticité des matériaux en contact déformés par le poids du véhicule ferroviaire. Il existe de nombreux profils de roues et différents types de rails, qui varient selon l'histoire du développement ferroviaire, les pays ou le type de liaison ferroviaire : trains des passagers (lignes à grande vitesse) ou trains de marchandises. Les profils les plus couramment utilisés en France sont définis par les normes françaises : NF A 45-317 pour le rail UIC 60 kg/m et NF F 01-115 pour le profil de roulement standard de la roue à écartement standard. Ils sont tous deux représentés sur la figure 6.2, sans usure et en l'absence de déformation élastique.

Le boudin de la roue limite le débattement de l'essieu monté transversalement le long de l'axe y entre les deux files de rails, en venant buter contre le champignon du rail. La bande de roulement de la roue est conique pour permettre la variation du rayon du cercle de roulement en contact avec le rail dans les courbes, et ainsi compenser la différence du chemin parcouru par les deux roues du même essieu monté. Cette conicité sert également à recentrer dynamiquement l'essieu monté entre les rails.

Le contact roue-rail est théoriquement ponctuel, comme le contact entre deux cylindres à axes perpendiculaires dont les rayons sont les rayons de courbure de la roue du rail autour

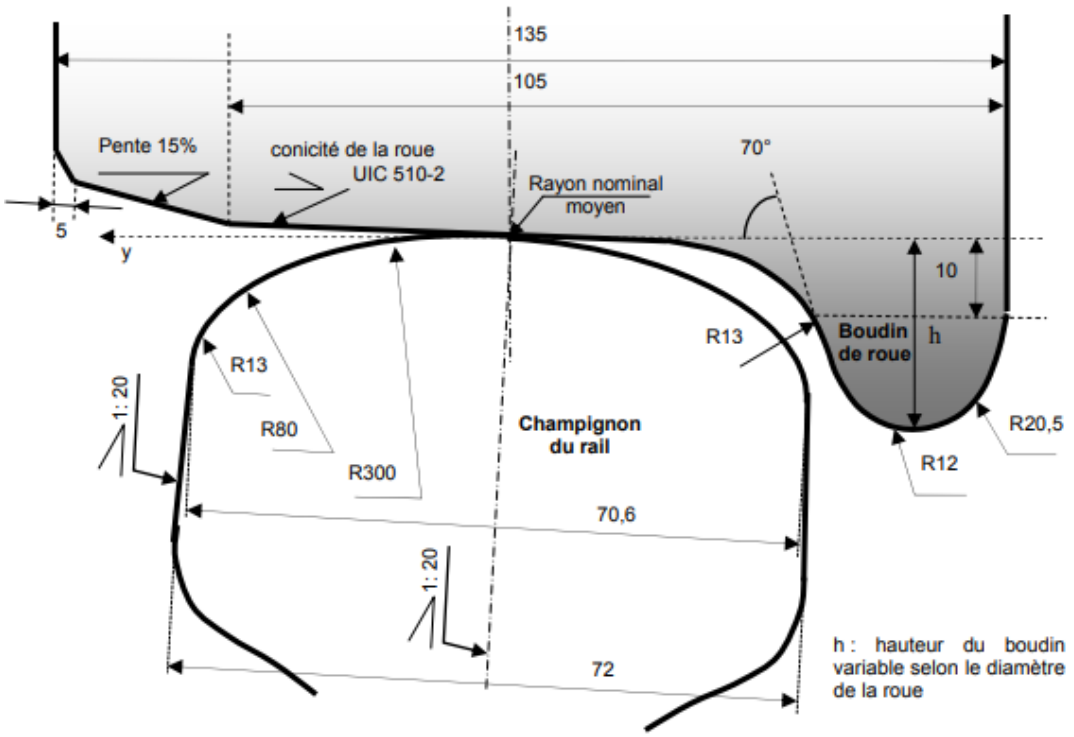


FIGURE 6.2 – Profils du champignon de rail et de la bande de roulement de roue [275].

du contact. En réalité, la masse du véhicule ferroviaire répartie sur chaque roue déforme l'acier de la roue et du rail en créant une surface de contact par élasticité (Tableau 6.2).

	Locomotive	Wagon lourd	Remorque de TGV	Voiture de métro	Motrice de tramway
en kg	11250	9375	8000	3750	5000
en kN	110	92	78.5	36.8	49

TABLEAU 6.2 – Masses typiques par roue selon le type de véhicule ferroviaire [275].

L'analyse de la zone de contact a été faite par Hertz en statique, sans transmission d'effort. L'application la plus simple de ce résultat utilise deux cylindres à axes perpendiculaires. Le cylindre représentant le champignon du rail a son axe parallèle à la direction x, qui est la direction du déplacement, et le cylindre idéalisant la roue a son axe dirigé selon la direction y, comme le montre la figure 6.3.

L'aire de contact calculée analytiquement dans ces conditions, est une ellipse plane. Les demi-axes a et b, de l'ellipse sont calculées par les relations :

$$\frac{a}{m} = \frac{b}{n} = \sqrt[3]{\frac{3\pi}{2}.\frac{k_1 + k_2}{A + B}.P} \tag{6.8}$$

avec :
- $A(m^{-1})$: Inverse du rayon du cylindre idéalisant le champignon du rail,
- $B(m^{-1})$: Inverse du rayon du cylindre idéalisant la roue,
- $k_1(N^{-1}.m^2)$ et $k_2(N^{-1}.m^2)$: constantes dépendant du module d'élasticité E et du coefficient de Poisson ν des aciers de la roue et du rail par la relation :

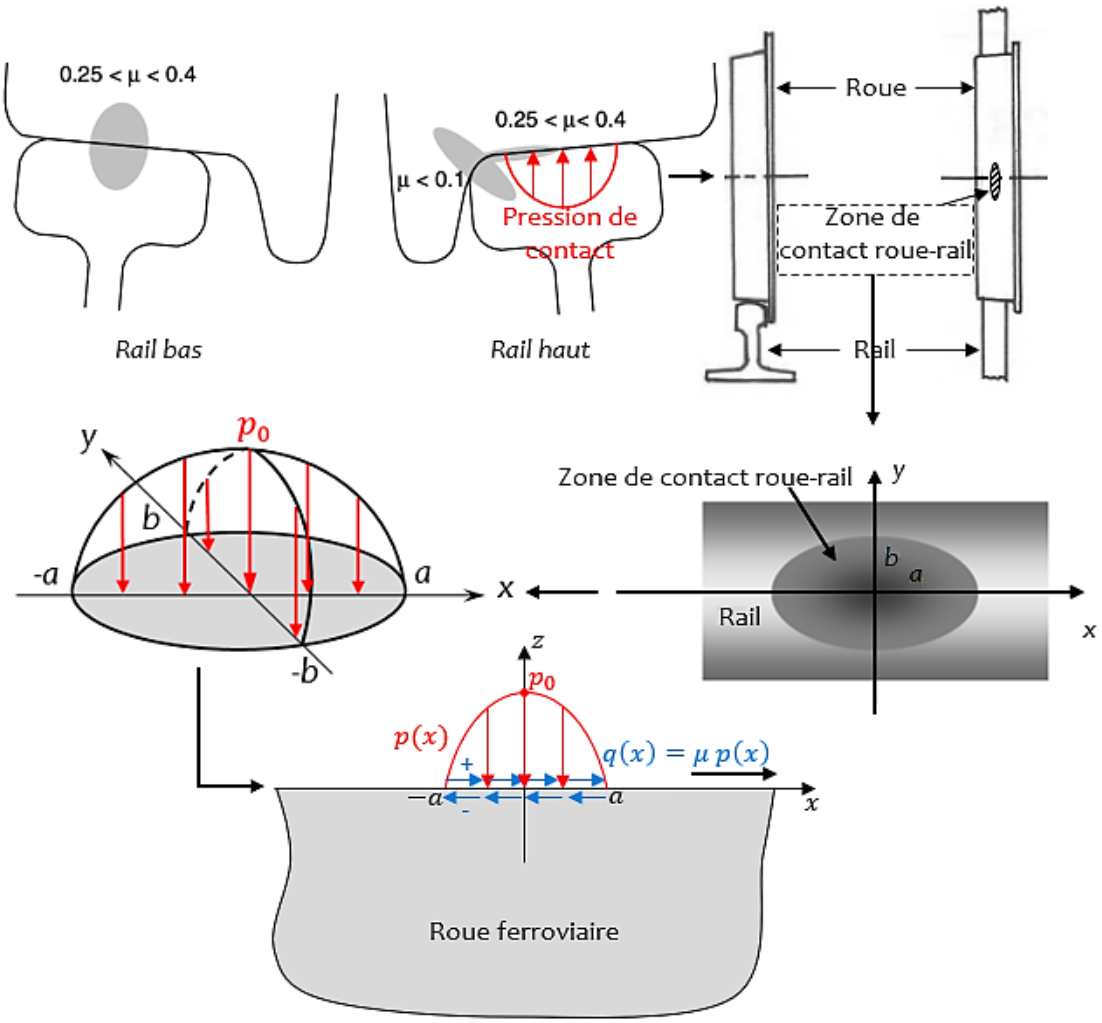


FIGURE 6.3 – Ellipse de contact de Hertz de deux cylindres en statique.

$$k_i = \frac{1-\nu_i^2}{\pi E_i}, \tag{6.9}$$

- m et n : coefficients sans dimension dépendant de l'angle $\theta(°)$ défini par :

$$\cos(\theta) = \frac{B-A}{B+A}, \quad \text{selon la figure 6.4.} \tag{6.10}$$

La pression moyenne est calculable en divisant la force par la surface de l'ellipse :

$$p_{moyenne} = \frac{P}{S} \tag{6.11}$$

avec :
- $P(N)$: Force d'application d'un cylindre sur l'autre,
- $S(m^2)$: Surface de l'ellipse : $S = \pi ab$

La pression, en un point de la surface, en fonction des coordonnées x et y de ce point, est calculée comme suit :

$$p(x,y) = p_0\sqrt{1-\left(\frac{x}{a}\right)^2-\left(\frac{y}{b}\right)^2}, \quad \forall -a \leq x \leq a, -b \leq y \leq b \tag{6.12}$$

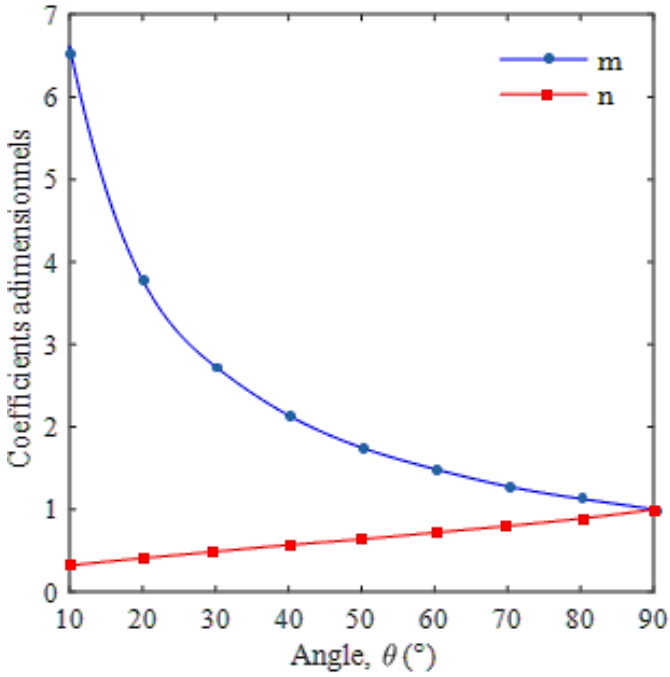


FIGURE 6.4 – Évolution des coefficients m et n en fonction de θ en degrés.

$$P = \int_{SC} p(x,y)\, ds = p_0 \int_{SC} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}\, ds \tag{6.13}$$

où $x = a\rho\cos\theta$, $y = b\rho\sin\theta \Rightarrow ds = 2\pi ab\rho d\rho$ $(0 \leq \rho \leq 1)$

$$P = 2\pi abp_0 \int_0^1 \sqrt{1-\rho^2}\rho d\rho \Rightarrow P = \frac{2}{3}\pi abp_0 \tag{6.14}$$

La pression maximale est obtenue au centre de l'ellipse pour $x = 0$ et $y = 0$:

$$p_0 = \frac{3P}{2\pi ab} = \frac{3}{2}\frac{P}{S} = \frac{3}{2}p_{moyenne} \tag{6.15}$$

La force de contact par unité de longueur est donnée par :

$$F = \frac{\pi b}{2}p_0 = \frac{3P}{4a} \tag{6.16}$$

Le tableau 6.3 donne les valeurs de la pression de contact maximale p_0 et de la demi-longueur de la zone de contact a dans le cas d'un contact roue-rail elliptique.

P (kN)	F (MN/m)	p_0 (MPa)	a (mm)	b (mm)	S (cm^2)
23.2	4	764.5	4.4	3.3	0.5
53.7	7	1011.4	5.8	4.4	0.8
120.6	12	1324.2	7.5	5.8	1.4
221.5	18	1621.8	9.2	7.1	2.1
299.3	22	1793.0	10.2	7.8	2.5

TABLEAU 6.3 – Conditions de contact roue-rail elliptique.

6.2.2 Fonction d'Airy [276]

Considérons un solide S, assimilable à un espace semi-infini, soumis à des forces de contact P et Q. L'étude de ce problème en élasticité plane revient à se placer sur un plan médian, comme le montre la figure 6.5 : l'état peut alors être de déformations planes ou de contraintes planes selon l'épaisseur du solide S. La figure 6.5 (b) correspond à l'hypothèse de l'état de déformations planes.

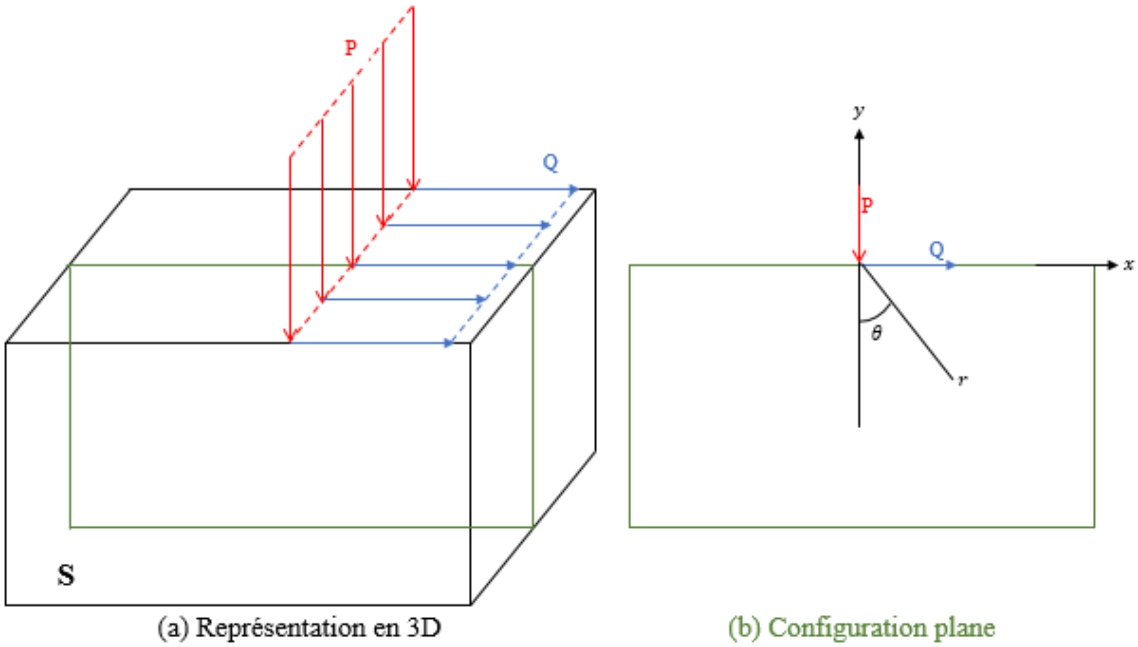


FIGURE 6.5 – Solide soumis à des forces de contact ponctuelles.

Considérons un plan semi-infini élastique, homogène et isotrope, situé dans la partie $y \leq 0$ d'un repère cartésien $x-y$. En négligeant les distributions de forces volumiques, le champ de contraintes peut être décrit à l'aide de la fonction dite d'Airy $A(x, y)$. La détermination du champ de contraintes dans un solide soumis à des forces de contact est basée sur les travaux initiaux de Hertz en 1881.

Il est laborieux de relier l'état de contraintes ou le champ de déplacements à des grandeurs caractérisant l'endommagement telles que le taux d'usure, la propagation de fissures dans la zone de contact, d'où dans cette étude, la mécanique du contact est donc limitée au contact entre deux solides élastiques ou lorsqu'un des solides est considéré comme rigide.

En élasticité plane, la section de la roue est assimilable à un espace semi infini et elle est soumise à des charges de contact P et Q. Nous supposons donc l'état de déformations planes (Figure 6.5 (b)). En effet, nous considérons les contraintes et les déformations produites dans un demi-espace élastique, limité par la surface plane $z = 0$, sous l'action de charges normales et tangentielles appliquées à une zone fermée S de la surface au voisinage de l'origine. En dehors de la zone chargée, les charges normales et tangentielles sont nulles. Ainsi, le problème de l'élasticité est un problème dans lequel les charges sont spécifiées sur toute la surface $z = 0$. En raison de la zone restreinte à laquelle les charges sont appliquées, il s'ensuit que toutes les composantes de la contrainte relèvent de la pression

normale $p(x, y)$ et des tractions tangentielles $q(x, y)$ qui, en général, varient dans les deux directions x et y.

Ce problème d'élasticité plane a été résolu par Flamant en 1892. La fonction d'Airy $A(r, \theta)$ dont découlent les contraintes est de la forme :

$$A(r, \theta) = Br\theta \sin\theta + Cr\theta \cos\theta \tag{6.17}$$

Les contraintes sont données par :

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{1}{r}\frac{\partial A}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 A}{\partial \theta^2} = \frac{2B}{r}\cos\theta - \frac{2C}{r}\sin\theta \\ \sigma_\theta &= \sigma_{r\theta} = 0 \end{aligned} \tag{6.18}$$

Les constantes B et C sont déterminées en équilibrant les forces de contact P et Q avec les contraintes agissant sur un demi-cercle de rayon r :

$$\begin{aligned} -P &= \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \sigma_r \cos\theta r d\theta = B\pi \Rightarrow B = -\frac{P}{\pi} \\ -Q &= \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \sigma_r \sin\theta r d\theta = C\pi \Rightarrow C = -\frac{Q}{\pi} \end{aligned} \tag{6.19}$$

La fonction de contrainte $A(r, \theta)$ et la contrainte σ_r peuvent donc s'écrire :

$$\begin{aligned} A(r, \theta) &= -\frac{r\theta}{\pi}(P\sin\theta + Q\cos\theta) \\ \sigma_r &= -\frac{2}{\pi r}(P\cos\theta - Q\sin\theta) \end{aligned} \tag{6.20}$$

Les contraintes en coordonnées cartésiennes en fonction de σ_r sont données par :

$$\begin{aligned} \sigma_{xx} &= \sigma_r \sin^2\theta \\ \sigma_{yy} &= \sigma_r \cos^2\theta \\ \tau_{xy} &= \sigma_r \sin\theta\cos\theta \end{aligned} \tag{6.21}$$

avec $\cos\theta = -\frac{y}{r}$ et $\sin\theta = \frac{x}{r}$, σ_x, σ_y, τ_{xy} ont pour expressions :

$$\begin{aligned} \sigma_{xx} &= \frac{2}{\pi}\frac{Px^2y + Qx^3}{(x^2+y^2)^2} \\ \sigma_{yy} &= \frac{2}{\pi}\frac{Py^3 + Qxy^2}{(x^2+y^2)^2} \\ \tau_{xy} &= -\frac{2}{\pi}\frac{Pxy^2 + Qx^2y}{(x^2+y^2)^2} \end{aligned} \tag{6.22}$$

Considérons à présent des pressions de contact $p(s)$ et $q(s)$ quelconques, réparties sur une longueur $2a$ du demi plan (Figure 6.6).

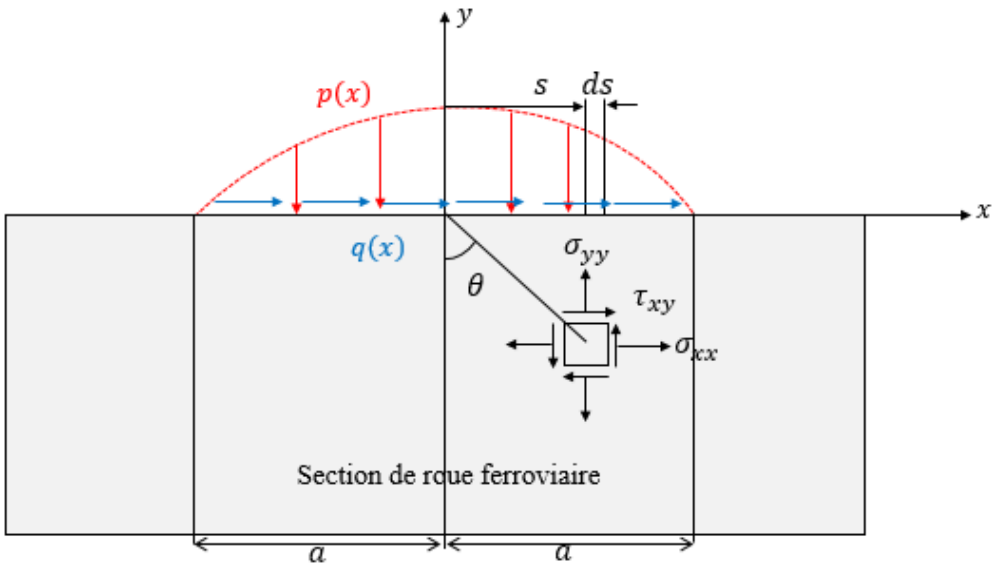


FIGURE 6.6 – Section de roue ferroviaire soumise à des charges normales $p(x)$ et tangentielles $q(x)$.

En remplaçant P par $p(s)ds$, Q par $q(s)ds$ et x par $x - s$ pour prendre en compte la translation de repère, les contraintes données par les relations précédentes deviennent :

$$\begin{aligned}
\sigma_{xx}(x,y) &= \frac{2y}{\pi}\int_{-a}^{a}\frac{p(s)(x-s)^2}{[(x-s)^2+y^2]^2}ds + \frac{2}{\pi}\int_{-a}^{a}\frac{q(s)(x-s)^3}{[(x-s)^2+y^2]^2}ds \\
\sigma_{yy}(x,y) &= \frac{2y^3}{\pi}\int_{-a}^{a}\frac{p(s)}{[(x-s)^2+y^2]^2}ds + \frac{2y^2}{\pi}\int_{-a}^{a}\frac{q(s)(x-s)}{[(x-s)^2+y^2]^2}ds \\
\tau_{xy}(x,y) &= -\frac{2y^2}{\pi}\int_{-a}^{a}\frac{p(s)(x-s)}{[(x-s)^2+y^2]^2}ds - \frac{2y}{\pi}\int_{-a}^{a}\frac{q(s)(x-s)^2}{[(x-s)^2+y^2]^2}ds
\end{aligned} \tag{6.23}$$

avec $p(s) = p_0\sqrt{1-\frac{s^2}{a^2}}$ et $q(s) = \mu p(s)$.

Les intégrales des équations (6.23) ont été programmées avec Matlab. La figure 6.7 montre l'évolution des contraintes en fonction de l'abscisse x adimensionnées respectivement par la pression de contact maximale p_0 et la demi-longueur de la zone de contact a dans le cas d'un contact roue-rail elliptique. On constate que lorsque le frottement est pris en compte, les contraintes σ_{xx} et τ_{xy} subissent de fortes variations, ce qui implique la variation de la contrainte de cisaillement maximum $\tau_{\max}$.

Les intégrales des équations (6.23) n'ont généralement pas d'expression analytique et l'intégration se fait numériquement. Par conséquent, nous avons analysé ces contraintes dans le demi-plan élastique idéalisant une section de la roue ferroviaire. Nous avons comparé les résultats obtenus à partir de la théorie du contact de Hertz avec ceux obtenus à partir d'une analyse par éléments finis.

La figure 6.8 montre les évolutions temporelles de la contrainte normale et de cisaillement pendant un cycle de chargement. On montre qu'il y a une concordance satisfaisante entre les résultats théoriques obtenus à partir de la théorie du contact de Hertz et les résultats

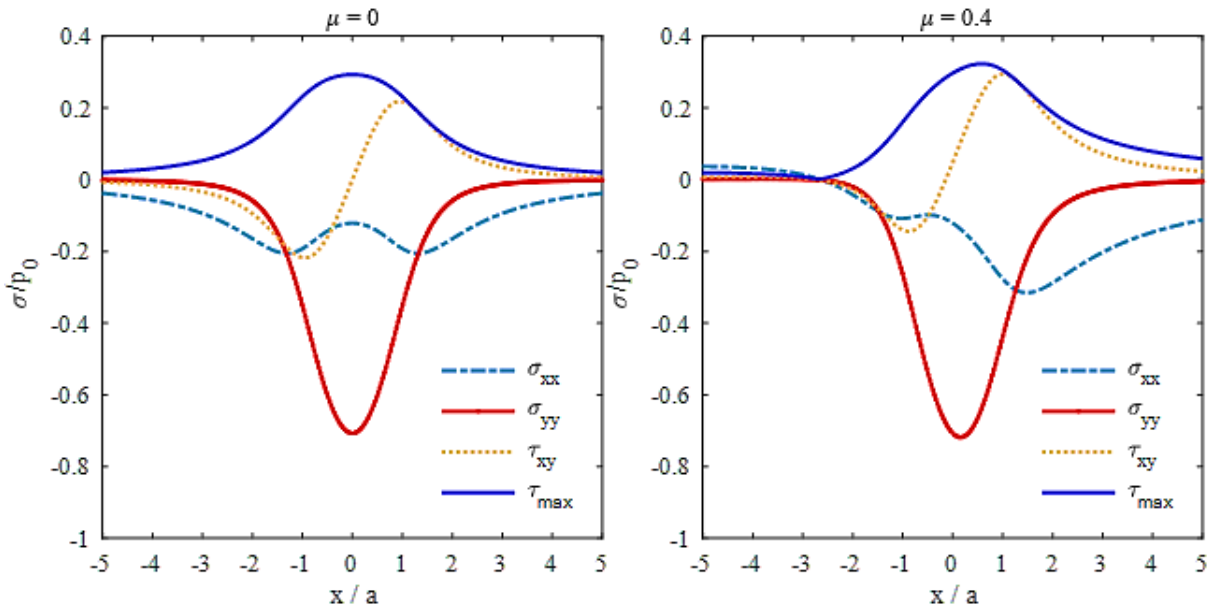


FIGURE 6.7 – Évolution des contraintes σ/p_0 en fonction de x/a dans une section de la roue sans défaut, soumise à $P = 80$ kN (masse par roue d'une remorque de TGV) dans le cas d'un contact roue-rail elliptique. Hypothèses : $R_{roue} = 0.445$ m, $R_{rail} = 0.3$ m, $\nu = 0.3$ et $E = 210$ GPa, $h = a = 6.6$ mm (Profondeur de l'élément) et $L = 0.2$ m (Longueur de la section de la roue).

numériques obtenus sous Abaqus. Nous avons donc validé le modèle bidimensionnel de la section de roue ferroviaire.

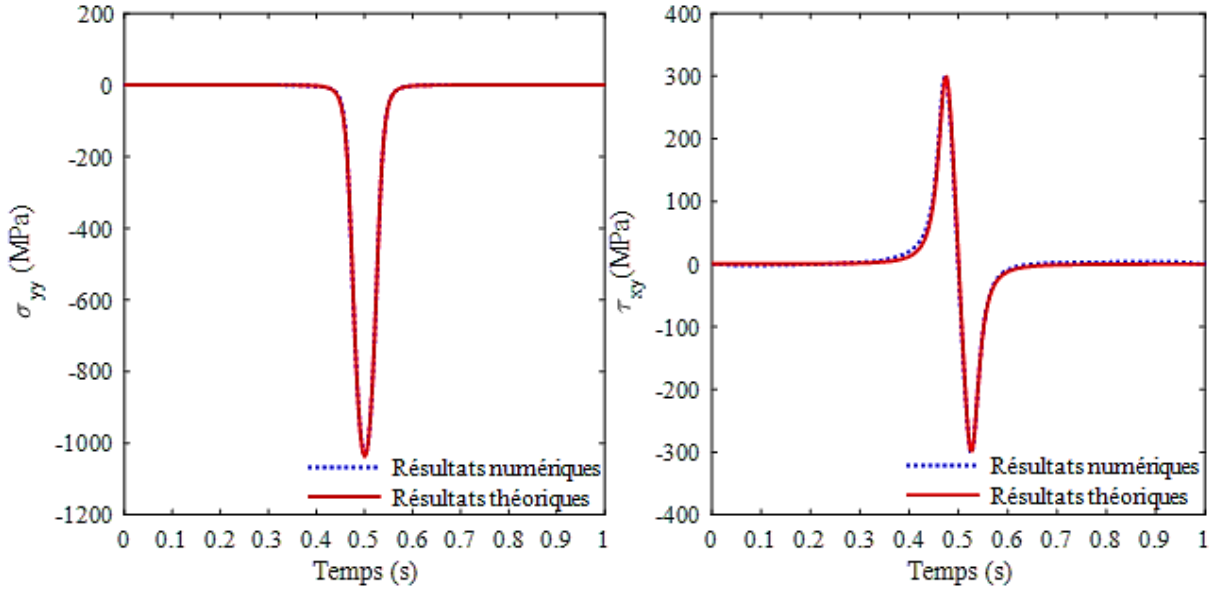


FIGURE 6.8 – Évolution de la contrainte normale σ_{yy} et de la contrainte de cisaillement τ_{xy} au cours d'un cycle de chargement dans une section de roue sans défaut, soumise à une charge $F = 12$ MN/m, en négligeant le frottement à l'interface roue-rail dans le cas d'un contact roue-rail linéique.

6.2.3 Potentiels complexes de Muskhelishvili [276]

Dans un solide soumis à des forces de contact, les contraintes peuvent également être déterminées en élasticité plane, par les potentiels complexes $\varphi(z)$ et $\chi(z)$ de Muskhelishvili :

$$\begin{cases} \sigma_{yy} + \sigma_{xx} = 2[\varphi'(z) + \overline{\varphi'(z)}] = 4Re[\varphi'(z)] \\ \sigma_{yy} - \sigma_{xx} + 2i\tau_{xy} = 2[\overline{z}\varphi''(z) + \chi''(z)] \end{cases} \tag{6.24}$$

Le solide étudié occupant un espace semi-infini, les contraintes ne sont définies que dans cette partie. Muskhelishvili a montré que le champ des contraintes ne dépend dans ces conditions que du seul potentiel $\varphi(z)$. En posant $\phi(z) = \varphi'(z)$, il est donné par :

$$\begin{cases} \sigma_{yy} + \sigma_{xx} = 2[\phi(z) + \overline{\phi(z)}] = 4Re[\phi(z)] \\ \sigma_{yy} - \sigma_{xx} + 2i\tau_{xy} = 2[(\overline{z} - z)\phi'(z) - \phi(z) - \overline{\phi}(z)] \end{cases} \tag{6.25}$$

Des équations précédentes, on déduit la relation suivante :

$$\sigma_{yy} - i\tau_{xy} = (z - \overline{z})\overline{\phi'}(z) + \phi(z) - \phi(\overline{z}) \tag{6.26}$$

Considérons maintenant la ligne de contact L comprise entre $x = -a$ et $x = a$ d'un plan semi-infini soumis à des actions de contact normales et tangentielles $p(x)$ et $q(x)$, comme le montre la figure 6.9.

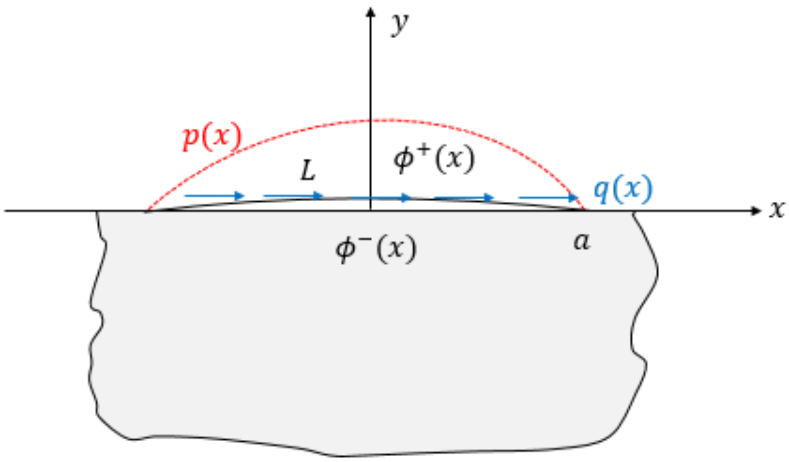


FIGURE 6.9 – Ligne de contact L comprise entre $x = -a$ et $x = a$.

Étant donné le choix des axes, les conditions aux limites sur L sont $\sigma_{yy}(x, 0) = p(x)$ et $\sigma_{xy}(x, 0) = q(x)$. La relation (6.26) permet d'écrire sur la ligne L :

$$p(x) - iq(x) = \phi^+(x) - \phi^-(x) = \sigma_{yy} - i\tau_{xy} \tag{6.27}$$

où ϕ^- et ϕ^+ sont des valeurs de $\phi(z)$ lorsque $y \to 0^-$ ou $y \to 0^+$

En se basant sur les travaux de Riemmann-Hilbert, Muskhelishvili montre que le potentiel $\phi(z)$ est donné par :

$$\phi(z) = \frac{1}{2\pi i} \int_L \frac{p(t) - iq(t)}{t - z} dt \tag{6.28}$$

où t est un paramètre réel variant le long de la ligne de contact L, pour $|x| < a$. Si la contrainte tangentielle est liée au glissement du solide avec un coefficient de frottement μ, on a alors $q(t) = \mu p(t)$ et dans ces conditions, l'expression de $\phi(z)$ devient :

$$\phi(z) = \frac{1 - i\mu}{2\pi i} \int_L \frac{p(t)}{t - z} dt \Rightarrow \phi(z) = (1 - i\mu)\phi_n(z) \tag{6.29}$$

où $\phi_n(z)$ est le potentiel de complexe de Muskhelishvili associé aux seuls efforts de contact normaux.

La fonction conjuguée de $\phi(z)$ s'écrit : $\overline{\phi}(z) = (1 + i\mu)\overline{\phi}_n(z) = -(1 + i\mu)\phi_n(z)$ si bien qu'en éliminant $\phi_n(z)$ dans les deux expressions précédentes, on obtient :

$$\overline{\phi}(z) = -\frac{1 + i\mu}{1 - i\mu}\phi(z) \tag{6.30}$$

En introduisant cette expression (6.30) dans (6.25), on obtient :

$$\begin{cases} \sigma_{yy} + \sigma_{xx} = 2[\phi(z) + \overline{\phi(z)}] = 4Re[\phi(z)] \\ \sigma_{yy} - \sigma_{xx} + 2i\tau_{xy} = 2\left[(\overline{z} - z)\phi'(z) + \dfrac{2i\mu}{1 - i\mu}\phi(z)\right] \end{cases} \tag{6.31}$$

Dans le cas d'un contact roue-rail, les relations (6.23) et (6.31) donnent les mêmes résultats en termes de contraintes. Nous avons calculé ces relations sous Matlab en négligeant le frottement à l'interface roue-rail.

La figure 6.10 montre les isocontraintes de la contrainte de cisaillement maximum $\tau_{\max}$ en fonction des abscisses x et y adimensionnées par la pression de contact maximale p_0 et la demi-longueur de contact a dans une section d'une roue ferroviaire sans défaut pour F = 12 MN/m sans frottement dans le cas d'un contact roue-rail linéique. On constate que τ_{max} est maximal à une profondeur $h = 0.78\ a$ à partir de la surface de contact et qu'il est de l'ordre de $0.3\ p_0$.

L'expression de la déformation ε_{zz} en élasticité est donnée par :

$$\epsilon_{\mathrm{zz}} = \frac{1}{E}\left[\sigma_{\mathrm{zz}} - \nu\left(\sigma_{\mathrm{xx}} + \sigma_{\mathrm{yy}}\right)\right] \tag{6.32}$$

Pour l'hypothèse de l'état des déformations planes où $\epsilon_{\mathrm{zz}} = 0$, l'expression de la contrainte normale en direction latérale σ_{zz} est toujours donnée par [277] :

$$\sigma_{\mathrm{zz}} = \nu\left(\sigma_{\mathrm{xx}} + \sigma_{\mathrm{yy}}\right) \tag{6.33}$$

L'expression de la contrainte équivalente de Von Mises est donnée par l'équation suivante :

$$\sigma_{\mathrm{eq,VM}} = \sqrt{\frac{(\sigma_{\mathrm{xx}} - \sigma_{\mathrm{yy}})^2 + (\sigma_{\mathrm{yy}} - \sigma_{\mathrm{zz}})^2 + (\sigma_{\mathrm{zz}} - \sigma_{\mathrm{xx}})^2 + 6\tau_{\mathrm{xy}}^2}{2}} \tag{6.34}$$

La figure 6.11 montre les isocontraintes de la contrainte équivalente de Von Mises $\sigma_{\mathrm{eq,VM}}$, de la contrainte de cisaillement τ_{xy} et de la contrainte normale σ_{yy} en fonction des abscisses x et y adimensionnées par la pression de contact maximale p_0 et la demi-longueur de contact a dans une section d'une roue ferroviaire sans défaut pour F = 12 MN/m sans frottement dans le cas d'un contact roue-rail linéique. On constate que τ_{xy} est maximum

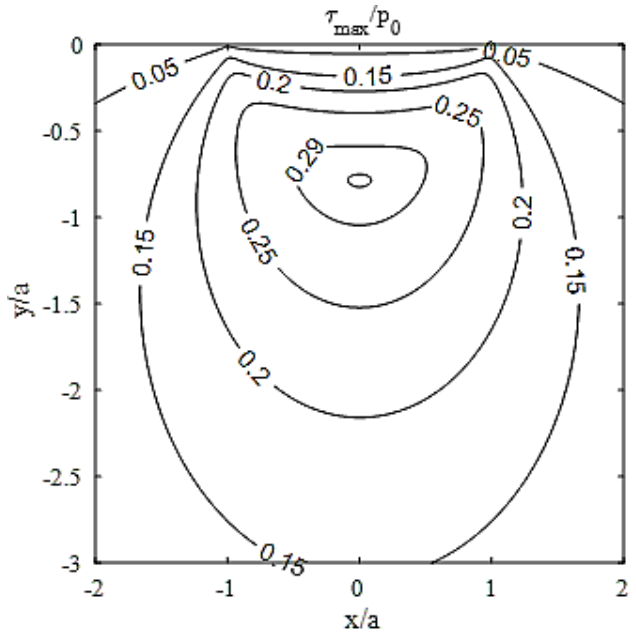


FIGURE 6.10 – Isocontraintes τ_{max}/p_0 en fonction de x/a et de y/a obtenues théoriquement avec Matlab dans une section de roue ferroviaire sans défaut soumise à une charge F = 12 MN/m dans le cas d'un contact roue-rail linéique.

à $h = 0.5\ a$ et est de l'ordre de $0.25\ p_0$ et σ_{yy} est maximum à la surface de contact, c'est-à-dire à $h = 0$, et est égale à la pression de contact maximale. Ces valeurs maximales se situent au centre des isocontraintes.

Les profondeurs $h = 0$ et $0.5\ a$ sont utilisées pour déterminer l'état de contraintes dans les roues ferroviaires et les rails. La profondeur $h = 0.78\ a$, quant à elle, est utilisée pour localiser un défaut dans le matériau. Qualitativement, la configuration de la contrainte équivalente de Von Mises obtenue théoriquement sous Matlab est similaire à celle obtenue sous Abaqus. Par contre, la différence entre les résultats théoriques et numériques reste importante et est de l'ordre de 15.3 %.

En conclusion, les isocontraintes trouvées analytiquement avec Matlab et numériquement avec Abaqus ont présenté des résultats en bon accord. Cependant, nous tenons à préciser que les résultats théoriques sont issus de développements basés sur un comportement élastique du matériau en raison des restrictions des hypothèses de la théorie du contact Hertz. D'où dans la suite, nous n'avons eu recours qu'aux méthodes des éléments finis pour prendre en compte le domaine plastique car le matériau utilisé est élastoplastique.

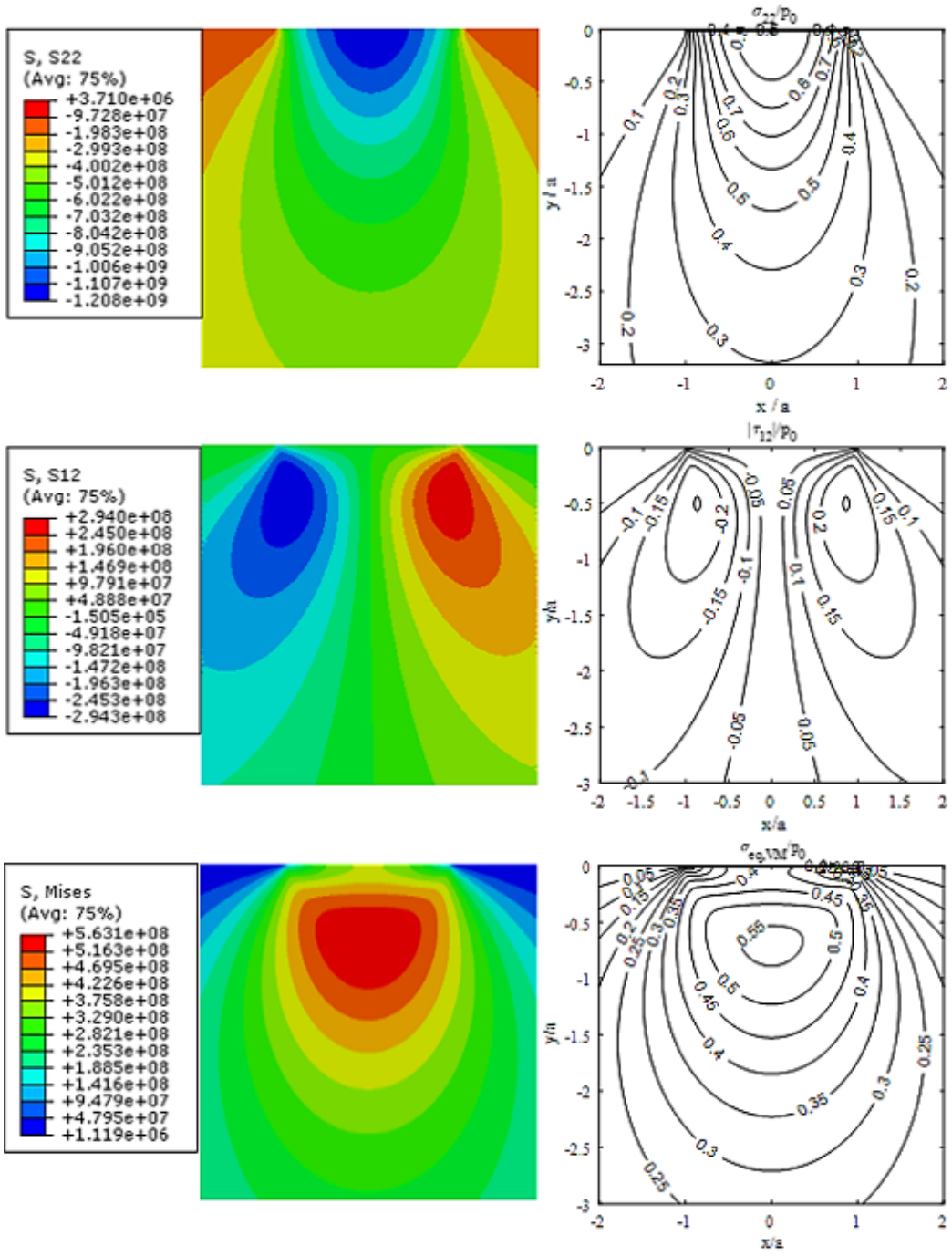


FIGURE 6.11 – Isocontraintes $\sigma_{\mathrm{eq,VM}}/p_0$, $|\tau_{12}|/p_0$ et σ_{22}/p_0 en fonction de x/a et de y/a obtenues numériquement avec Abaqus (à gauche) et analytiquement avec Matlab (à droite) dans une section de roue ferroviaire sans défaut soumise à une charge F = 12 MN/m dans le cas d'un contact roue-rail linéique.

6.3 Analyse numérique des contraintes et des déformations

Les roues ferroviaires sont soumises à des contraintes mécaniques élevées dues à la charge du matériel roulant, à la vitesse du train et au freinage appliqué à la roue. La température augmente en raison du frottement entre la semelle de frein et la surface de roulement, ce qui entraîne un niveau élevé de contraintes résiduelles de traction, mais dans nos simulations numériques, la température n'a pas été prise en compte. Pour étudier les contraintes dans la section de roue, nous avons raffiné le maillage de la région proche de la zone de contact, dans laquelle les gradients de contraintes et de déformations sont importants, comme le montre la figure 6.12.

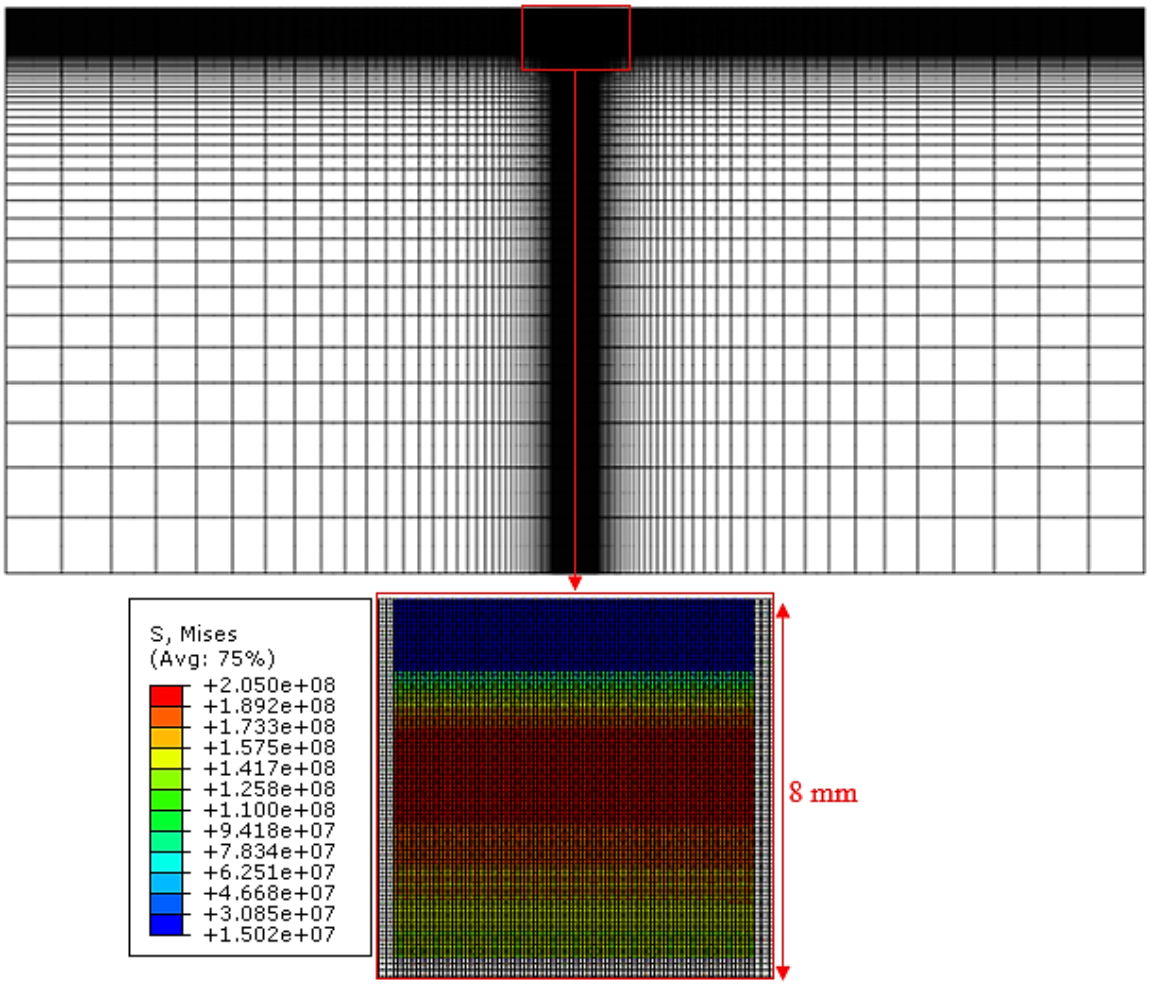


FIGURE 6.12 – Raffinement du maillage près de la zone de contact d'une section de roue ferroviaire sans défaut soumise à F = 12 MN/m sans frottement dans le cas d'un contact roue-rail linéique.

Il n'est pas utile de raffiner le maillage partout de la même manière pour permettre au calcul d'aboutir en un temps raisonnable. Cette zone de raffinement correspond à la région d'intérêt de notre domaine d'étude. La taille des éléments dans cette zone est déterminée par la méthode de convergence du maillage. Le processus de convergence du maillage consiste à diminuer la taille des éléments et à analyser l'impact de ce processus sur l'évo-

lution de la solution. En règle générale, plus le maillage est fin, plus la solution est précise.

Nous avons effectué un cycle de chargement pour F = 12 MN/m afin d'étudier la convergence du maillage. En effet, la figure 6.13 illustre l'évolution de la contrainte équivalente de Von Mises et du paramètre de fatigue maximum en fonction de la taille des éléments du maillage dans la région d'intérêt. On constate que la contrainte équivalente de Von Mises et le paramètre de fatigue maximum ne varient plus pour une taille d'éléments inférieure à 25 μm.

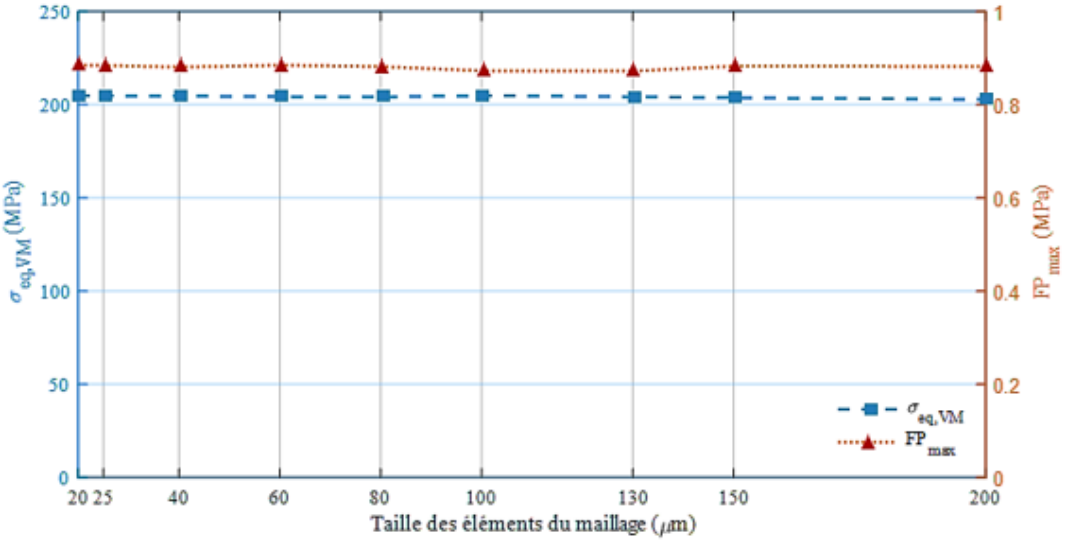


FIGURE 6.13 – Évolution de la contrainte équivalente de Von Mises $\sigma_{\mathrm{eq,VM}}$ et du paramètre de fatigue maximum $\mathrm{FP}_{\mathrm{max}}$ en fonction de la taille des éléments du maillage au cours d'un cycle de chargement dans le cas d'une section de roue sans défaut soumise à une charge par essieu F = 12 MN/m.

Pour choisir correctement la taille des éléments, nous avons tenu compte de la taille du fichier ODB et du temps de calcul (Tableau 6.4). Le temps de calcul pour la taille de 25 μm pour un seul cycle de chargement ne serait pas raisonnable pour plusieurs cycles de chargement. Il serait donc logique d'utiliser la taille de 100 μm qui nécessite 0.62 heure de temps de calcul puisque la différence entre les résultats est très faible pour la contrainte équivalente de Von Mises et pour le paramètre de fatigue maximum.

Taille des éléments (μm)	20	25	40	60	80	100	130	150	200
Taille du fichier ODB (Go)	39.1	18.5	4.5	1.4	0.6	0.3	0.1	0.09	0.04
Temps de calcul (heures)	62	27	17	7	1	0.62	0.40	0.30	0.21

TABLEAU 6.4 – Taille du fichier ODB et temps de calcul (Wallclock) en fonction de la taille d'éléments pour F = 12 MN/m après un cycle de chargement.

L'évolution de la contrainte en fonction de la déformation au cours des cycles de chargement, conduit à un type de comportement du matériau. Cela dépend fortement du nombre de cycles de chargement et de la stabilisation des réponses asymptotiques. D'autre part, si on trace la contrainte seule ou la déformation seule au cours des cycles de chargement, il devient très difficile de déterminer si la réponse de la contrainte ou de la déformation

est stabilisée ou non puisque, par exemple, la déformation de cisaillement ne se stabilise pas au cours des cycles de chargement, notamment dans le cas de l'effet de rochet où la déformation plastique s'accumule cycle après cycle. Par conséquent, La stabilisation des résultats nécessite trois cycles de chargement pour F = 4 MN/m, quatre cycles F = 7 MN/m, six cycles pour F = 12 MN/m, huit cycles pour F = 18 MN/m et dix cycles pour F = 22 MN/m.

6.4 Influence du chargement

Nous avons utilisé un modèle statique pour déterminer l'évolution de l'état de contraintes au cours des cycles de chargement dû au passage d'une roue ferroviaire sur un rail. Il en résulte un état de contraintes multiaxial et non proportionnel nécessitant l'utilisation d'un critère de fatigue adapté. De plus, la surface de contact roue-rail est supposée être parfaitement lisse. Cependant, en pratique les surfaces présentent certaines irrégularités telles que la rugosité, l'indentation, qui ne sont pas sans influence sur l'état de contraintes, qui devient sensiblement différent du cas de la théorie du contact de Hertz.

Dans nos analyses, nous avons utilisé la zone dans laquelle la contrainte équivalente de Von Mises est maximale comme zone critique du modèle pour déterminer la durée de vie de la roue. Les autres quantités étudiées sont : la déformation plastique équivalente et le paramètre de fatigue maximum. Nous avons constaté que la valeur maximale de ces quantités est située dans la zone critique de la section de roue, mais pas nécessairement dans le même élément du maillage. Par conséquent, la meilleur façon de gagner du temps de calcul lors de la quantification de l'endommagement par FCR est d'abord d'identifier la zone critique où se situe la valeur maximale de la contrainte équivalente de Von Mises, au cours du dernier cycle de chargement, et où est prévu l'amorçage de fissures. L'amorçage de fissures se produit à différentes profondeurs selon le niveau de chargement et le coefficient de frottement.

Les valeurs de charge par essieu étudiées sont : F = 7, 12, 18 et 22 MN/m. Elles correspondent respectivement à des pressions de contact maximales p_0 = 922.75, 1208.2, 1479.7 et 1635.9 MPa.

6.4.1 Contraintes et déformations

La figure 6.14 montre les évolutions de la contrainte et de la déformation plastique équivalente cumulée (PEEQ) de Von Mises en fonction de la charge par essieu, sans frottement dans le cas d'un contact roue-rail linéique. La contrainte équivalente de Von Mises est maximale au cours du dernier cycle de chargement et la déformation équivalente plastique (PEEQ) est maximale après le passage de la charge. On constate que, pour F = 7 MN/m, le matériau ne se plastifie pas car la contrainte équivalente de Von Mises obtenue est de l'ordre de 533.6 MPa et est inférieure à la limite d'élasticité de l'ordre de 543 MPa, la déformation plastique équivalente est donc nulle. Pour F = 12 MN/m, la contrainte équivalente de Von Mises est de l'ordre de 543.8 MPa, le matériau se plastifie donc un peu (déformation plastique équivalente de l'ordre de 0.2 %). Dans ce cas, on peut dire que le matériau commence tout juste à se plastifier. Pour F = 18 et 22 MN/m, la contrainte équivalente de Von Mises est largement supérieure à la limite d'élasticité, il y a donc une plastification nette du matériau. De plus, on observe que la contrainte équivalente de Von

Mises et la déformation plastique équivalente augmentent lorsque la charge par essieu augmente.

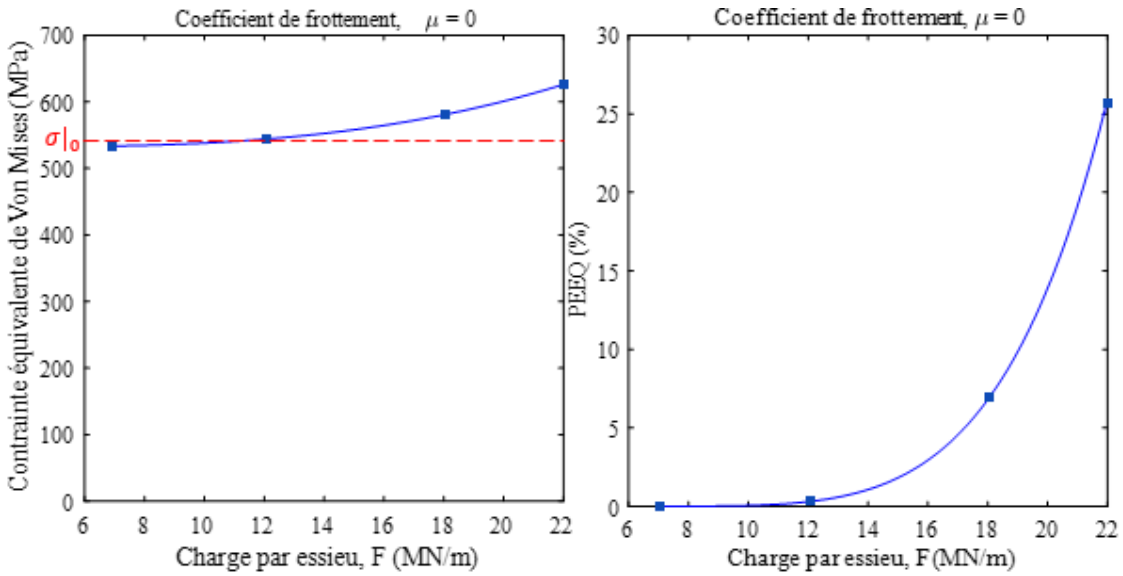


FIGURE 6.14 – Évolution de la contrainte et de la déformation plastique équivalente de Von Mises en fonction de la charge par essieu sans frottement dans le cas d'un contact roue-rail linéique.

La figure 6.15 présente la distribution de la contrainte résiduelle équivalente de Von Mises pour différents niveaux de charge par essieu. On constate que la zone où la contrainte équivalente de Von Mises est maximale se déplace vers la surface de contact lorsque la charge par essieu augmente. En effet, pour F = 7 MN/m, la zone où la contrainte équivalente de Von Mises est maximale n'est pas visible en raison de la faible valeur de la charge par essieu. Pour F = 12 MPa, cette zone est comprise entre 2.6 et 5.85 mm de profondeur à partir de la surface de contact. Pour F = 18 MN/m, elle est comprise entre 0.75 et 8 mm alors qu'elle est comprise entre 0.2 et 8 mm de profondeur pour F = 22 MN/m. Cela implique que plus la charge par essieu est importante, plus la plage de la zone dans laquelle la contrainte équivalente de Von Mises est maximale est grande, et cette plage est de l'ordre de 3.25 mm pour F = 12 MN/m, de 7.25 mm pour F = 18 MN/m et de 7.8 mm pour F = 22 MN/m.

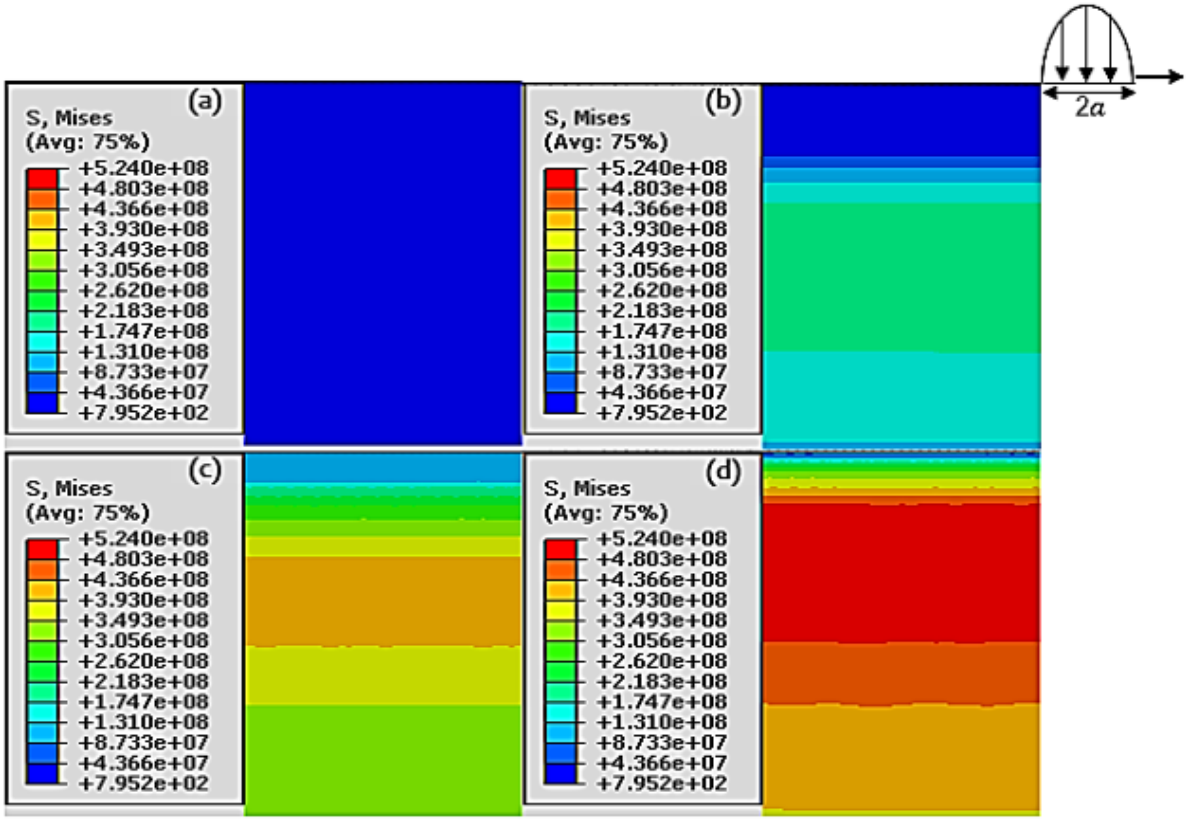


FIGURE 6.15 – Distribution de la contrainte résiduelle équivalente de Von Mises pour : (a) F = 7 MN/m, (b) F = 12 MN/m, (c) F = 18 MN/m et (d) F = 22 MN/m.

La figure 6.16 présente les distributions des contraintes résiduelles σ_{11}, σ_{22} et τ_{12} pour F = 12 MN/m sans frottement dans le cas d'un contact roue-rail linéique. On constate que la contrainte σ_{11} est importante dans la quantification de la contrainte équivalente de Von Mises.

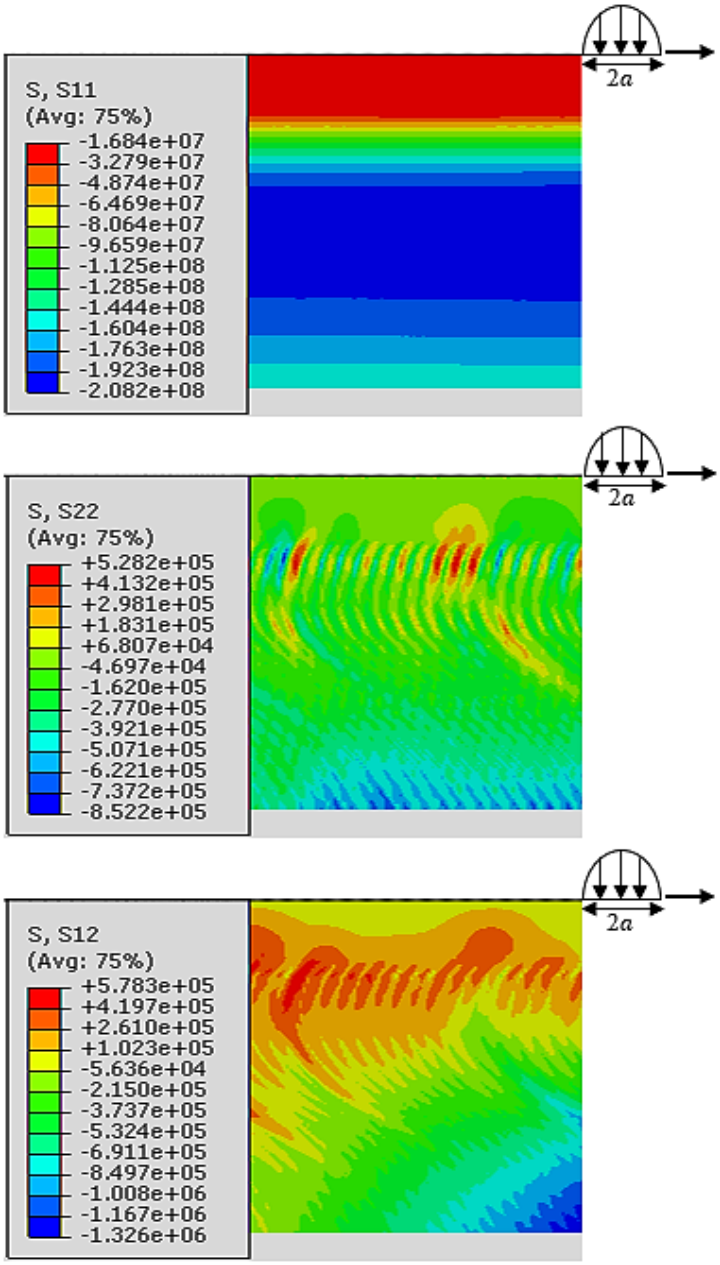


FIGURE 6.16 – Distributions des contraintes résiduelles σ_{11}, σ_{22} et τ_{12} pour F = 12 MN/m sans frottement dans le cas d'un contact roue-rail linéique.

La figure 6.17 présente la distribution de la déformation plastique équivalente pour différents niveaux de charge par essieu, cette déformation est mesurée après le dernier passage de la charge. On constate que la zone où la déformation plastique équivalente est maximale se déplace vers la surface de contact lorsque la charge par essieu augmente, comme nous l'avons constaté pour la contrainte équivalente de Von Mises. En effet, pour F = 7 MN/m, il n'y a pas de plastification du matériau. La déformation plastique équivalente résiduelle (PEEQ) est de l'ordre de 0.2, 6.8 et 25.9 % pour respectivement F = 12, 18 et 22 MN/m. Par conséquent, la déformation plastique équivalente augmente lorsque la charge par essieu augmente.

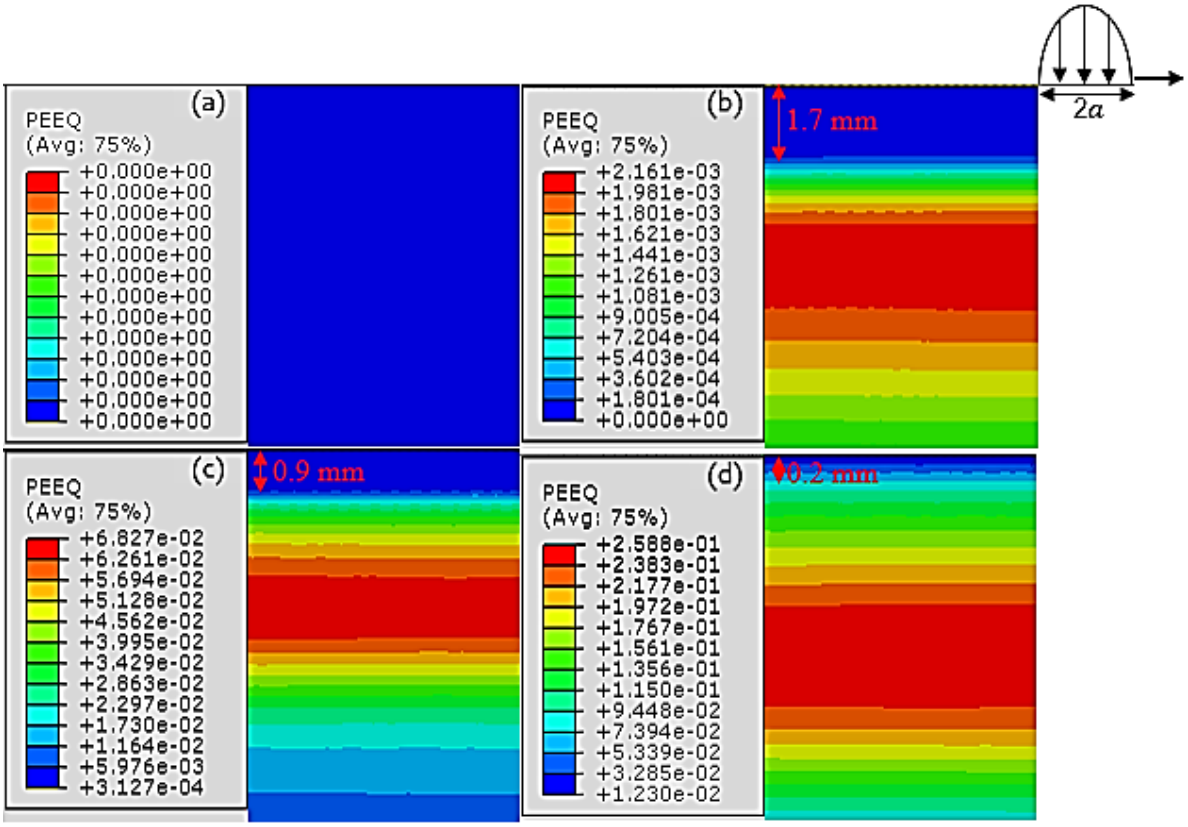


FIGURE 6.17 – Distribution de la déformation plastique équivalente pour : (a) F = 7 MN/m, (b) F = 12 MN/m, (c) F = 18 MN/m et (d) F = 22 MN/m.

La figure 6.18 présente les distributions des déformations résiduelles ϵ_{11}, ϵ_{22} et γ_{12} pour F = 12 MN/m sans frottement dans le cas d'un contact roue-rail linéique. Il est à noter que la déformation γ_{12} est importante dans la détermination de la déformation plastique équivalente PEEQ.

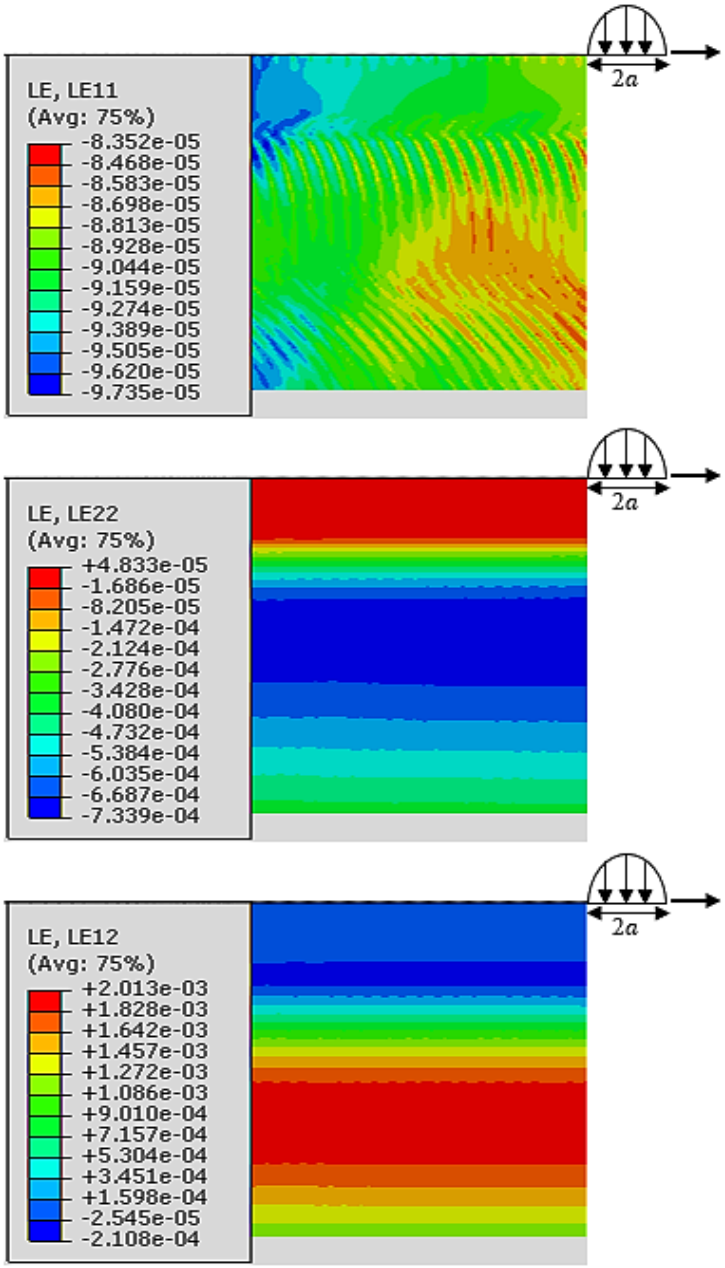


FIGURE 6.18 – Distributions des déformations résiduelles ϵ_{11}, ϵ_{22} et γ_{12} pour F = 12 MN/m sans frottement dans le cas d'un contact roue-rail linéique.

Les passages successifs d'une roue sur un rail peuvent modifier l'état et les propriétés mécaniques du matériau et générer un gradient de déformation plastique équivalente dans la section de la roue. L'emplacement de la déformation plastique équivalente est d'une grande importance car l'endommagement par FCR se produit dans cette zone. Cette zone est située à une profondeur de 1.7, 0.9 et 0.2 mm par rapport à la surface de contact pour respectivement F = 12, 18 et 22 MN/m, comme le montre la figure 6.19.

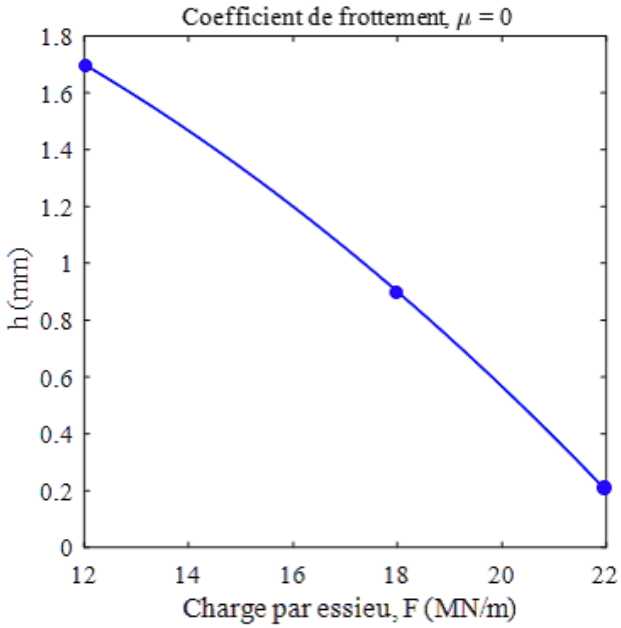


FIGURE 6.19 – Évolution de la profondeur d'un élément ayant la valeur la plus élevée de la déformation plastique équivalente en fonction de la charge par essieu, sans frottement dans le cas d'un contact roue-rail linéique.

6.4.2 Caractérisation du processus d'endommagement

Les caractéristiques mécaniques des matériaux soumis à des charges répétées se dégradent avec le temps, entraînant la rupture des roues ou des rails. Cette dégradation peut être évaluée en fonction de la réponse contrainte-déformation du matériau de la roue. Les valeurs des contraintes et déformations choisies sont celles relatives à la réponse lors du dernier cycle de chargement.

La figure 6.20 montre les distributions de la contrainte et de la déformation normale et de cisaillement au milieu du dernier cycle de chargement pour F = 7 MN/m avec $\mu = 0$. On constate que la valeur maximale de la contrainte normale en compression est de l'ordre de 922.8 MPa et est égale à celle de la pression de contact maximale obtenue analytiquement.

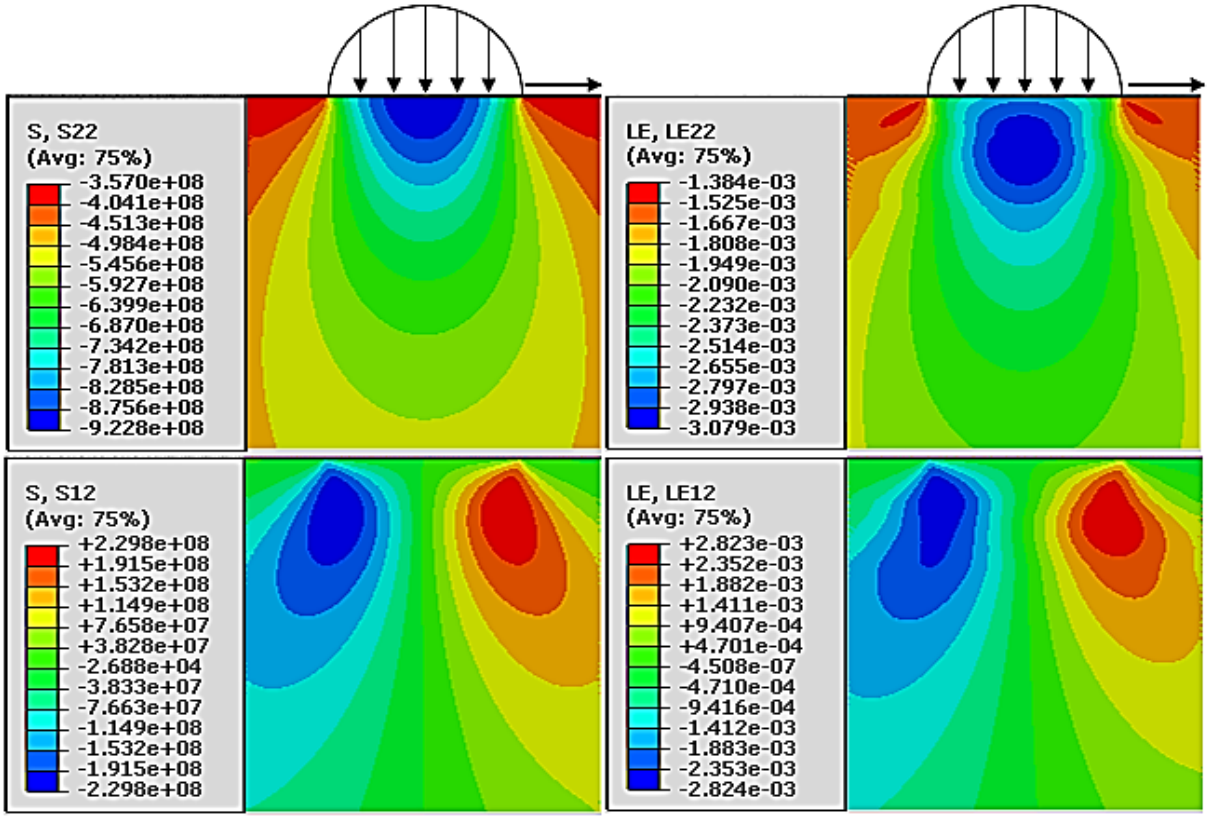


FIGURE 6.20 – Distributions de la contrainte et de la déformation normale et de cisaillement au milieu du dernier cycle de chargement pour F = 7 MN/m avec $\mu = 0$, dans le cas d'un contact roue-rail linéique.

La figure 6.21 montre respectivement l'évolution de la contrainte et de la déformation normale et de cisaillement dans l'élément le plus endommagé au cours des cycles de chargement. On observe que la contrainte normale maximale $\sigma_{\max}$ est de l'ordre de 16.3 MPa et que la variation de la contrainte de cisaillement $\Delta\tau$ est de l'ordre de 461.5 MPa. Cela pourrait permettre de prévoir le mode de rupture par FCR et signifierait que l'endommagement de la roue serait entièrement dû au cisaillement. Mais, dans certains cas, cela ne suffit pas, il faut aussi prendre en compte les valeurs de la variation de l'amplitude de la déformation plastique en traction-compression $\Delta\varepsilon_p$ et de l'amplitude de la déformation plastique en cisaillement $\Delta\gamma_p$ au plan de fissure.

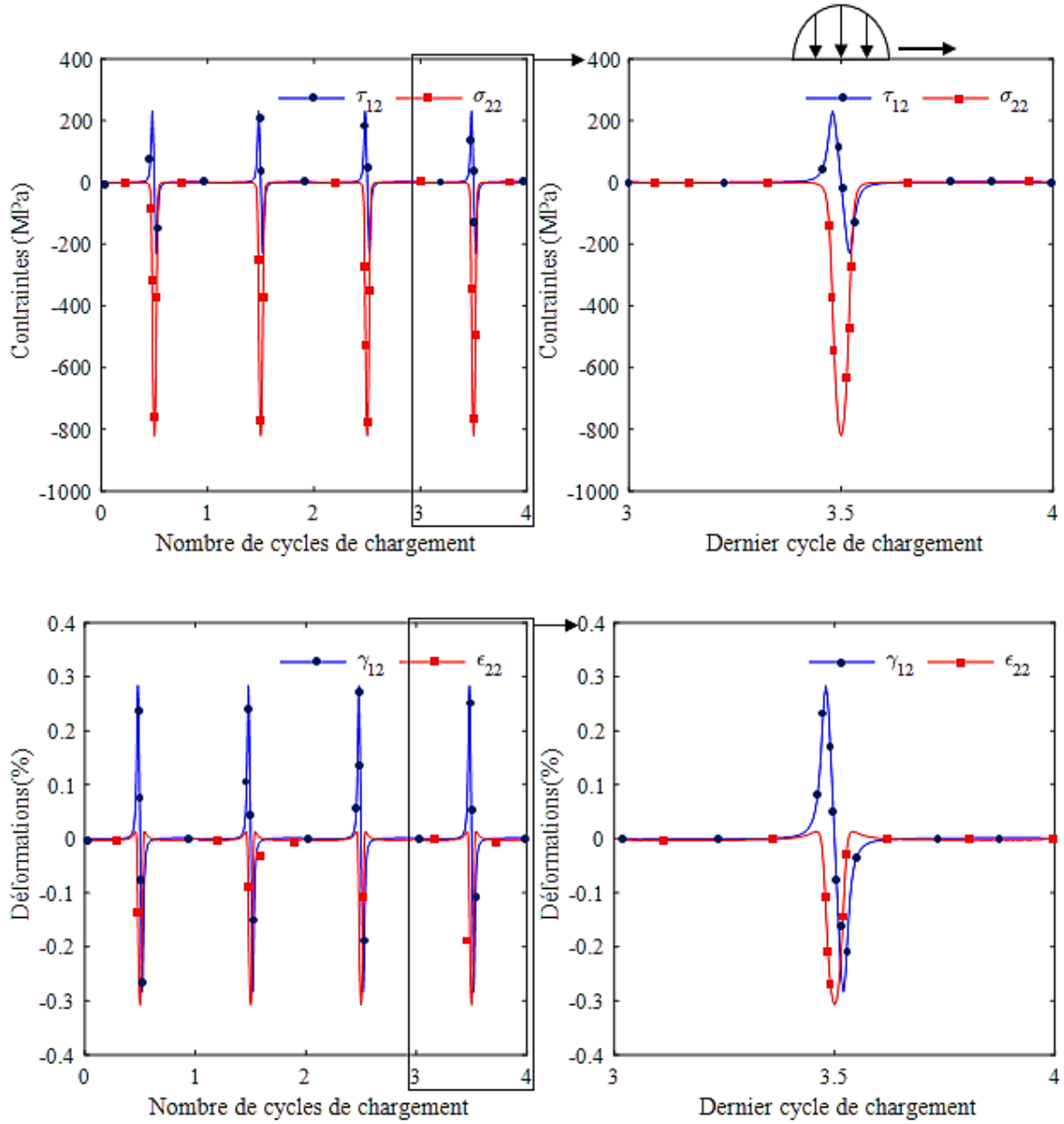


FIGURE 6.21 – Évolution des contraintes et déformations au cours des cycles de chargement pour F = 7 MN/m sans frottement dans le cas d'un contact roue-rail linéique.

Le figure 6.22 montre l'évolution de la contrainte normale et de cisaillement en fonction respectivement de la déformation normale et de cisaillement pour F = 7 MN/m avec $\mu = 0$, dans le cas d'un contact roue-rail linéique. On constate que la réponse asymptotique du matériau est purement élastique. D'autre part, dans les conditions pratiques des chemins de fer, les ingénieurs sont souvent intéressés par l'étude des phénomènes d'accommodation plastique et d'effet de rochet dans lesquels les déformations plastiques s'accumulent respectivement de manière stable (boucle d'hystérésis) et instable. Dans ces cas, la rupture des roues ferroviaires se produit de manière inattendue. Pour modéliser ces réponses du matériau, il est nécessaire d'augmenter le niveau de charge ou de frottement à l'interface roue-rail. Par conséquent, des conditions de roulement et de glissement sont supposés à l'interface roue-rail, ce qui modifie l'état de contact et complique davantage les calculs.

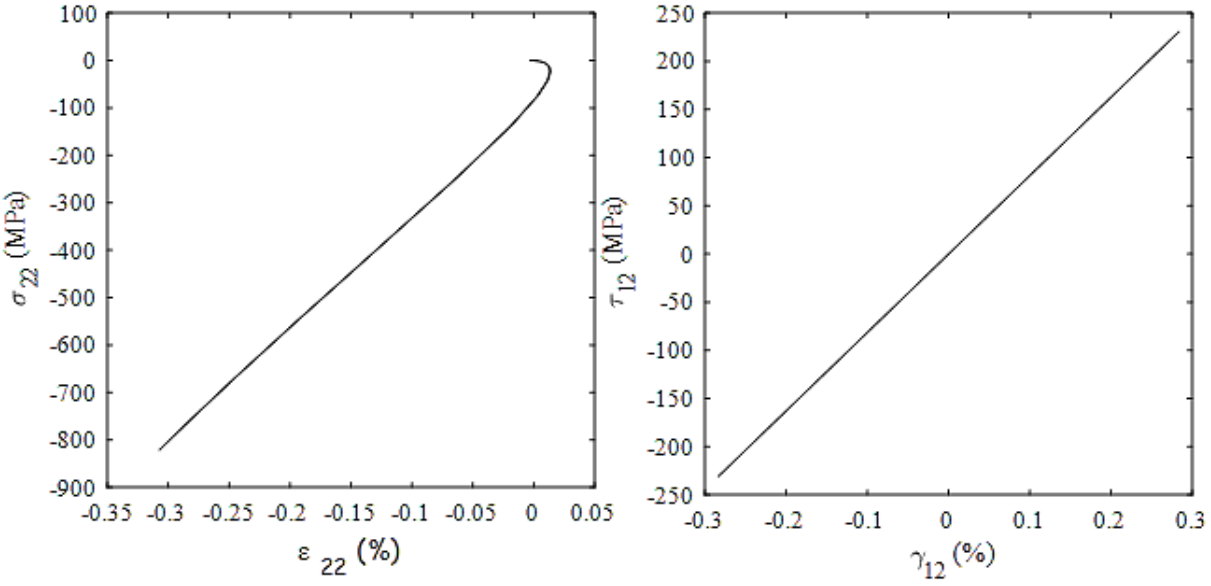


FIGURE 6.22 – Évolution de la contrainte normale et de cisaillement en fonction de la déformation normale et de cisaillement pour F = 7 MN/m avec $\mu = 0$, dans le cas d'un contact roue-rail linéique.

6.4.3 Paramètre de fatigue

La quantification de l'endommagement est déterminée à partir de l'équation (5.1).

Pour F = 7 et 12 MN/m, avec $\mu = 0$, les valeurs des contraintes et des déformations contribuant à l'endommagement dans le cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique, sont données dans les tableaux 6.5 et 6.6. Ces valeurs peuvent être déterminées à partir de la figure 6.23 dans le cas d'un contact roue-rail elliptique.

F (MN/m)	$\sigma_{\max}$ (MPa)	$\Delta\varepsilon_p$ (%)	$\Delta\tau$ (MPa)	$\Delta\gamma_p$ (%)	$FP_{\max}$ (MPa)
7	14.04	0.17	404.19	0.17	0.15
12	0	0.098	598.06	0.27	0.33

TABLEAU 6.5 – Valeurs des contraintes et des déformations sur le plan critique et du paramètre de fatigue maximum $FP_{\max}$ pour différents niveaux de charge avec $\mu = 0$, dans le cas d'un contact roue-rail linéique.

F (MN/m)	$\sigma_{\max}$ (MPa)	$\Delta\varepsilon_p$ (%)	$\Delta\tau$ (MPa)	$\Delta\gamma_p$ (%)	$FP_{\max}$ (MPa)
7	0	0.38	437.60	0.24	0.21
12	0	1.27	605.71	0.31	0.37

TABLEAU 6.6 – Valeurs des contraintes et des déformations sur le plan critique et du paramètre de fatigue maximum $FP_{\max}$ pour différents niveaux de charge avec $\mu = 0$, dans le cas d'un contact roue-rail elliptique.

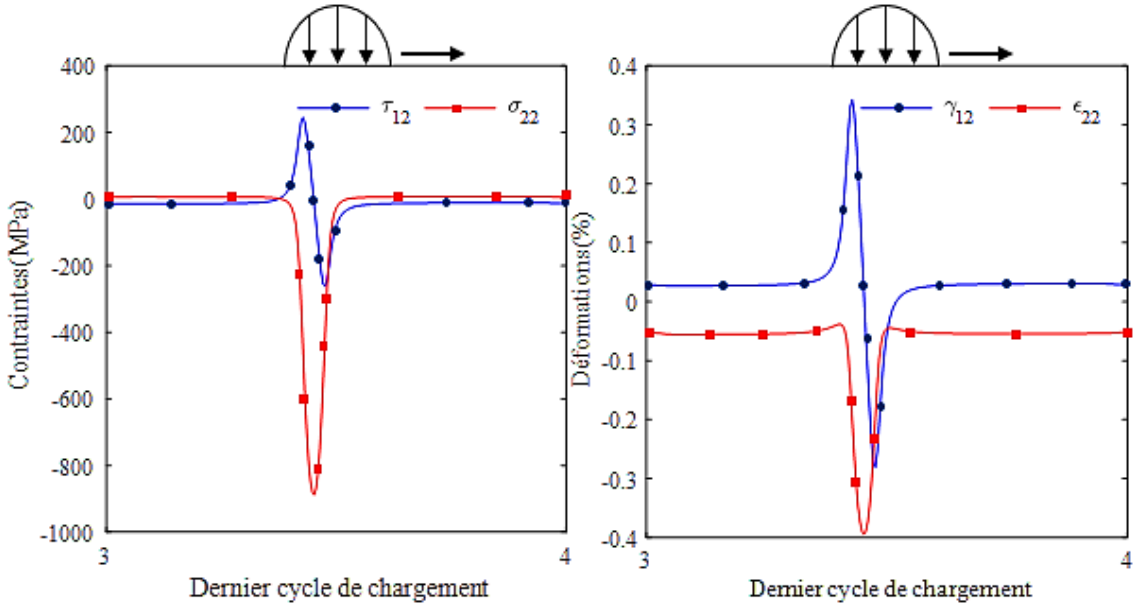


FIGURE 6.23 – Évolution de la contrainte et de la déformation normale et de cisaillement sur le plan de fissure au cours du dernier cycle de chargement pour F = 7 MN/m dans le cas d'un contact roue-rail elliptique.

La figure 6.24 montre l'évolution du paramètre de fatigue en fonction de l'angle d'orientation du plan du matériau pour F = 7 MN/m avec $\mu = 0$ dans le cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique. On constate que la valeur de FP_{max} est de l'ordre de 0.15 MPa et correspond à un plan critique avec un angle d'orientation de l'ordre 116 °. Dans le cas d'un contact roue-rail elliptique, la valeur de FP_{max} est plus élevée que celle trouvée dans le cas d'un contact roue-rail linéique. Dans ce cas, la valeur de FP_{max} est de l'ordre de 0.21 MPa et correspond à un angle d'orientation du plan critique de l'ordre de 151 °.

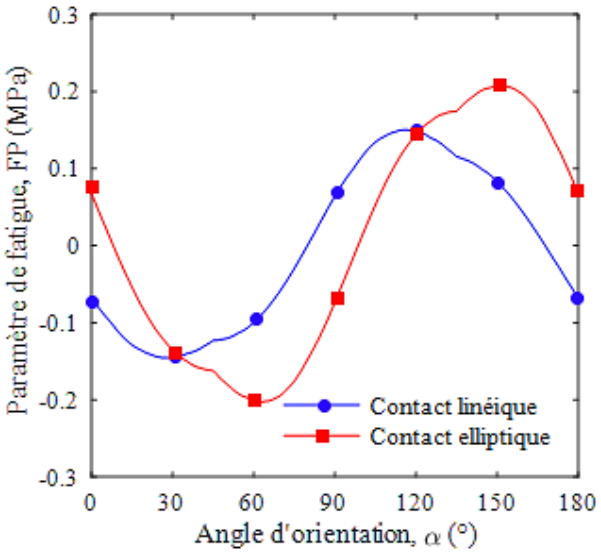


FIGURE 6.24 – Évolution du paramètre de fatigue en fonction de l'angle d'orientation du plan du matériau pour F = 7 MN/m avec $\mu = 0$, dans les cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique.

La figure 6.25 présente l'évolution des contraintes et des déformations en fonction de la charge par essieu sur le plan critique dans le cas d'un contact roue-rail linéique. Sur le plan critique, il est important de savoir quelle quantité contribue le plus à l'endommagement. Si la contrainte normale maximale est négative ou nulle en conditions de roulement et de glissement, alors on peut conclure que l'endommagement est influencé par le cisaillement. En revanche, lorsque la contrainte normale maximale n'est pas négligeable sur le plan critique, il est préférable d'étudier en détail les modes de rupture à l'amorçage de fissure à partir des deux composantes de l'endommagement.

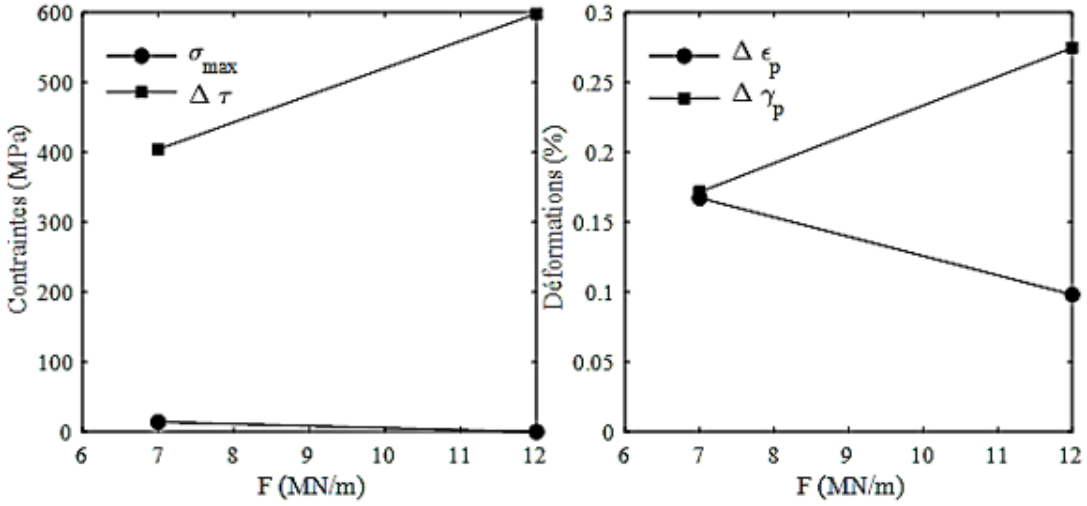


FIGURE 6.25 – Évolution des contraintes et des déformations en fonction de la charge par essieu sur le plan critique dans le cas d'un contact roue-rail linéique.

La figure 6.26 présente l'évolution de l'endommagement FP_{tot} et ses composantes FP_I et FP_{II} dans le cas d'un contact roue-rail linéique. On constate également que le FP_{max} est plus fortement influencé par le cisaillement que par la traction pour F = 7 et 12 MN/m. En effet, l'évolution des deux composantes de l'endommagement caractérisant les modes de rupture dus aux composantes normales et de cisaillement des contraintes et des déformations, montre que FP_I est très faible devant FP_{II} pour F = 7 et 12 MN/m. On pourrait conclure que l'endommagement est régi par le cisaillement.

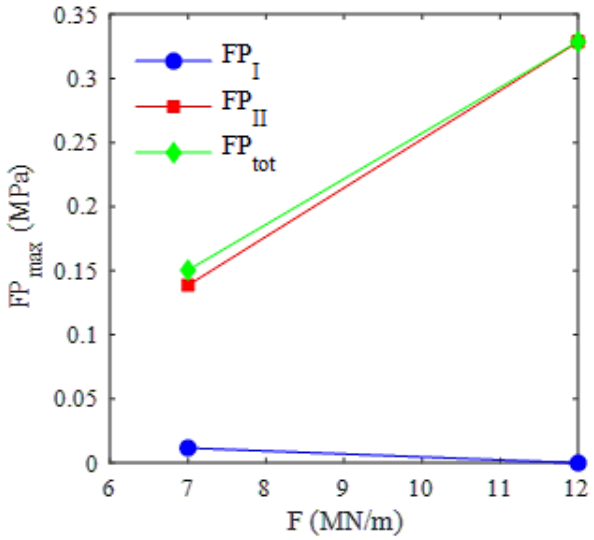


FIGURE 6.26 – Évolution de l'endommagement et de ses contributions dans le cas d'un contact roue-rail linéique.

Il est à noter que l'endommagement total augmente lorsque la charge par essieu augmente dans les cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique (Figure 6.27). De plus, on obtient un faible écart entre le cas linéique et le cas elliptique pour F = 7 et 12 MN/m.

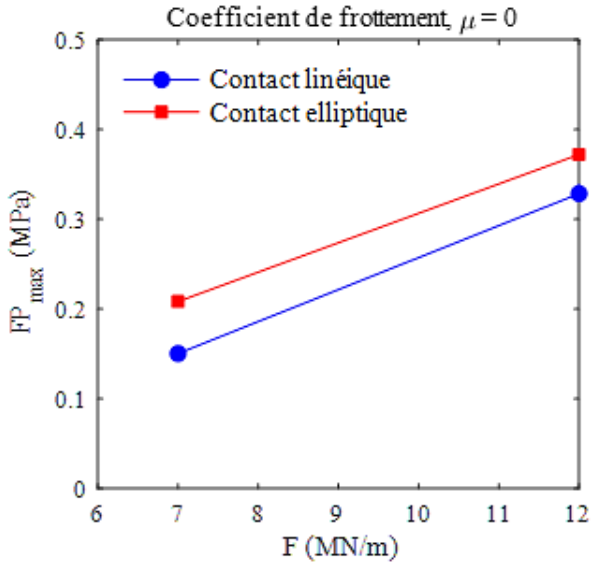


FIGURE 6.27 – Évolution de l'endommagement en fonction de la charge par essieu dans le cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique.

6.4.4 Plan critique du matériau

Le plan qui présente le paramètre de fatigue maximum le plus élevé dans la section de roue est considéré comme le plan critique.

La figure 6.28 présente l'angle d'orientation du plan critique en fonction de la charge par essieu dans le cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique. On constate que lorsque la charge par essieu augmente, le plan critique s'incline par rapport à la direction de roulement de 116 et 96 ° respectivement pour F = 7 et 12 MN/m dans le cas d'un contact roue-rail linéique, et de 151 et 71 ° respectivement pour F = 7 et 12 MN/m dans le cas d'un contact roue-rail elliptique.

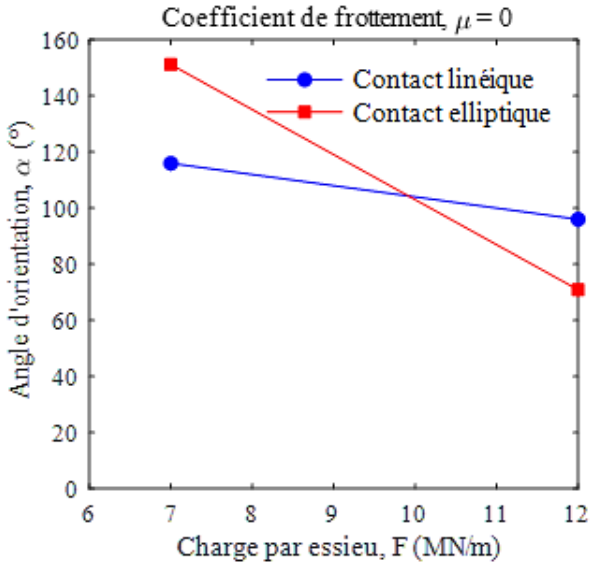


FIGURE 6.28 – Évolution de l'angle de plan critique en fonction de la charge par essieu dans le cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique.

6.4.5 Durée de vie en fatigue

La déformation normale ou de cisaillement contrôle la durée de vie en fatigue oligocyclique. Toutefois, la contrainte contrôle la durée de vie en fatigue à grand nombre de cycles. Il s'est avéré que les cycles de transition sont généralement compris entre 10^3 et 10^4 cycles à rupture entre les régimes de fatigue oligocyclique et les régimes de fatigue à grand nombre de cycles [278]. De plus, la fissuration par traction ou cisaillement domine et régit la durée de vie en fatigue. La durée de vie en fatigue, N_f, à l'amorçage de fissure de FCR est calculée en utilisant la loi de Smith, Watson et Topper à partir de l'équation (5.2).

La figure 6.29 présente l'évolution de la durée de vie en fatigue en fonction de la charge par essieu dans le cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique. On constate que la durée de vie de la roue diminue lorsque la charge par essieu augmente. De plus, la durée de vie de la roue ferroviaire dépend également des conditions de contact roue-rail. De nombreux auteurs dans la littérature ont supposé un contact roue-rail linéique. Dans le cas d'un contact roue-rail linéique, la durée de vie est plus importante que dans le cas d'un contact roue-rail elliptique. Par contre, les conditions ferroviaires pratiques correspondent au cas d'un contact roue-rail elliptique.

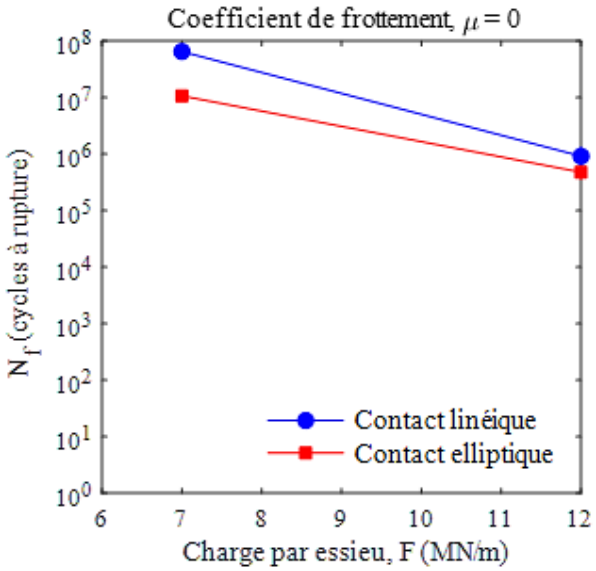


FIGURE 6.29 – Évolution de la durée de vie en fatigue en fonction de la charge par essieu, sans frottement dans le cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique : p_0 (elliptique) $> p_0$ (linéique), donc $\mathrm{FP}_{\max}$ (elliptique) $> \mathrm{FP}_{\max}$ (linéique), donc N_f (elliptique) $< N_f$ (linéique).

Le tableau 6.7 donne les valeurs de la durée de vie pour différents niveaux de charge en négligeant le frottement à l'interface roue-rail dans le cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique.

	F (MN/m)	
	7	12
Cas linéique	6.5×10^7	9.2×10^5
Cas elliptique	1.1×10^7	4.8×10^5

TABLEAU 6.7 – Valeurs de la durée de vie pour différents niveaux de charge avec $\mu = 0$, dans le cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique.

6.5 Influence du frottement

Le glissement des rails ou la faible adhérence du champignon de rail est un problème ferroviaire où la contamination du champignon de rail entraîne une perte d'adhérence des trains [279] [280]. Cela peut entraîner le patinage des roues lorsque le train prend de la vitesse et l'enrayage des roues lorsque le train freine. La cause la plus fréquente de contamination est la chute des feuilles mortes qui reposent sur la surface supérieure des rails et s'y accrochent. Cette situation réduit considérablement le frottement entre les roues ferroviaires et les rails et, dans les cas extrêmes, peut rendre la voie ferrée temporairement inutilisable.

La force de frottement tangentielle est souvent calculée en raison du contact de la bande de roulement de roue avec le champignon de rail. Mais, dans des conditions réelles, il peut y avoir un contact entre le boudin de roue et le congé de roulement de rail. Il s'est avéré que les forces de frottement tangentielles près du boudin ont été exclues du fait que

l'endommagement par FCR des roues est généralement plus intense sur la bande de roulement [281]. Par conséquent, un modèle éléments finis 2D d'une section de roue ferroviaire roulant sur une voie en alignement droit a été modélisé en tenant compte de la phase de traction et de freinage à l'interface roue-rail (Figure 6.30).

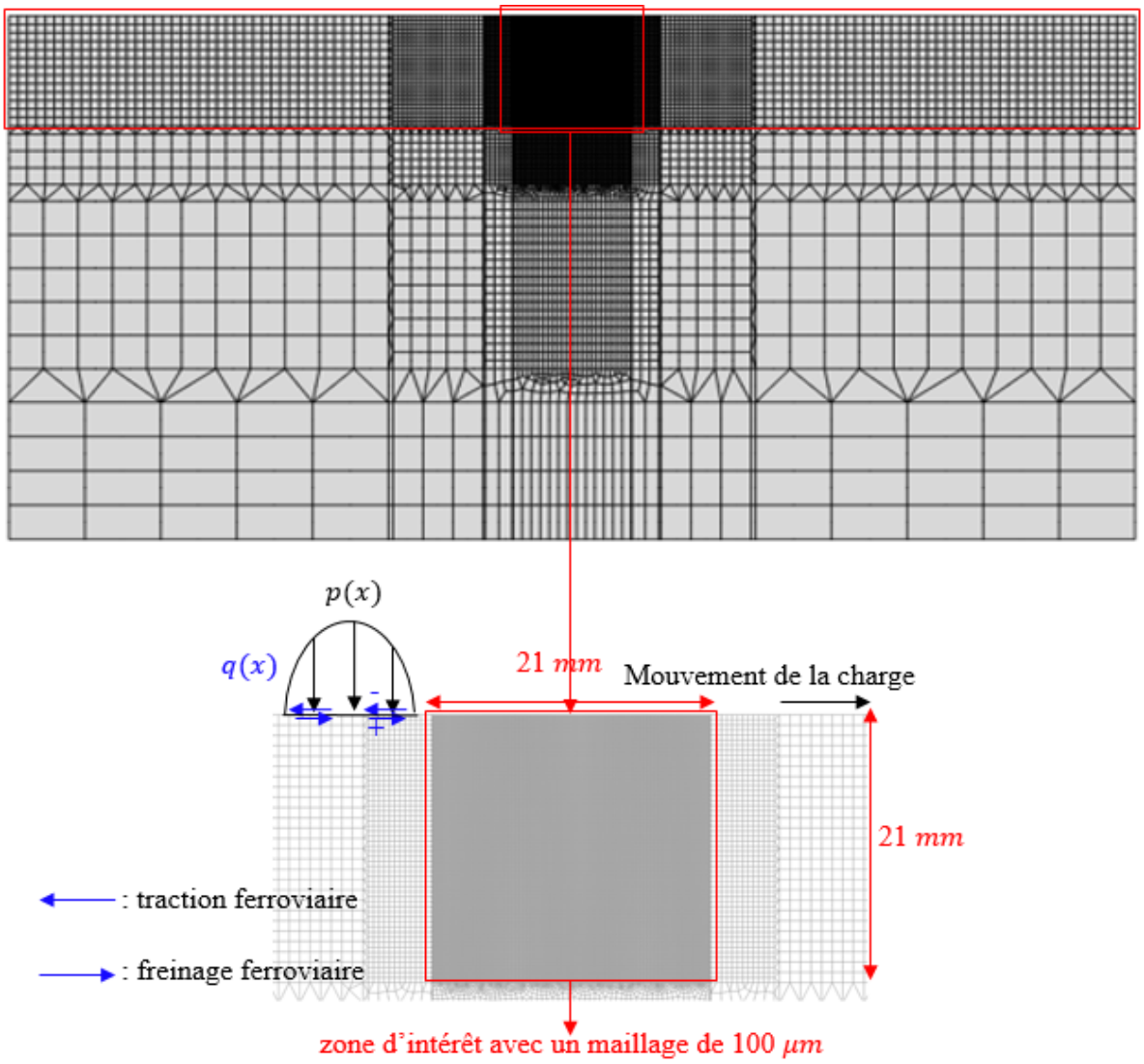


FIGURE 6.30 – Modèle bidimensionnel par éléments finis d'une section de roue ferroviaire prenant en compte la phase de traction et de freinage.

Afin de simuler de manière réaliste le contact de roulement avec glissement, une roue ferroviaire est soumise à une charge normale et à une force de frottement tangentielle. Un coefficient de frottement caractéristique variant de 0 à 0.4 avec un incrément de 0.05 a été choisi. Par ailleurs, le coefficient de frottement est un nombre sans dimension défini comme le rapport entre la force de frottement et la force normale. Les matériaux dont le coefficient de frottement est inférieur à 0.1 sont considérés comme des matériaux lubrifiants. Le coefficient de frottement dépend de la nature des matériaux et de la rugosité de la surface [282].

Lorsque le frottement n'est pas négligé dans la zone de contact roue-rail, l'état de contraintes et de déformations change dans la roue ferroviaire, ce qui modifie la distribution de la

contrainte équivalente de Von Mises. D'autre part, comme pour l'étude de l'influence du chargement, la zone où la contrainte équivalente de Von Mises est plus élevée dans la section de la roue est considérée comme la zone la plus critique dans laquelle la fissure de fatigue peut s'amorcer. L'état de contraintes est évalué dans cette zone. Il faut également souligner que l'élément le plus sollicité peut ne pas coïncider avec l'élément le plus endommagé dans cette zone critique.

Dans nos simulations numériques, nous avons modélisé une section de roue soumise à une charge normale appliquée à l'aide d'une pression de contact hertzienne mobile en ajoutant les forces tangentielles dues au frottement à l'interface roue-rail. Pour cela, nous avons utilisé une subroutine UTRACLOAD pour modéliser l'effet du frottement. Ainsi, cette subroutine est utilisée pour définir l'évolution spatiale et temporelle de la force de frottement tangentielle distribuée.

La modélisation bidimensionnelle sous Abaqus de la section d'une roue ferroviaire comprend 52849 éléments dont 44100 sont dans la région d'intérêt. La taille des éléments dans cette région est de de 100 μm. Les valeurs de la charge par essieu sont : 4, 7, 12, 18 et 22 MN/m. Les valeurs du coefficient de frottement à l'interface roue-rail sont : 0 et 0.05 pour la phase de traction et 0.1, 0.15, 0.2, 0.25, 0.3, 0.35 et 0.4 pour la phase de freinage. Lorsque la roue ferroviaire est en état de freinage, μ est positif, sinon il est négatif.

6.5.1 Contrainte de Von Mises et déformation plastique équivalente

L'analyse des contraintes dans les roues ferroviaires a montré que, dans le cas où la charge de contact dépasse un certain seuil, des déformations plastiques cycliques et des contraintes résiduelles apparaissent. Ces déformations ne sont pas complètement réversibles et continuent à s'accumuler provoquant l'effet de rochet qui contribue à l'arrachement des particules métalliques de la bande de roulement, ce qui endommage les roues.

En effet, la répartition de la pression de contact normale et de la force de frottement tangentielle à l'interface roue-rail génère des contraintes élevées dans les roues ferroviaires. Lorsque la contrainte équivalente de Von Mises dépasse la limite d'élasticité, la déformation plastique se produit dans le matériau. De plus, les irrégularités sur la surface de contact, dues par exemple à la rugosité de la surface ou des cavités, donnent lieu à des amplitudes de contraintes localement élevées, qui peuvent favoriser d'autres dommages [169].

Pour un contact roue-rail elliptique, la contrainte équivalente maximale de Von Mises au cours du dernier cycle de chargement augmente très lentement avec l'augmentation du frottement, mais à partir d'une certaine valeur du coefficient de frottement à l'interface roue-rail, l'effet du frottement commence à se manifester clairement. En effet, à partir de $\mu = 0.3$, la contrainte équivalente de Von Mises augmente rapidement pour F = 4, 7 et 12 MN/m alors qu'elle augmente soudainement à partir de $\mu = 0.25$ et 0.2 respectivement pour F = 18 et 22 MN/m (Figure 6.31).

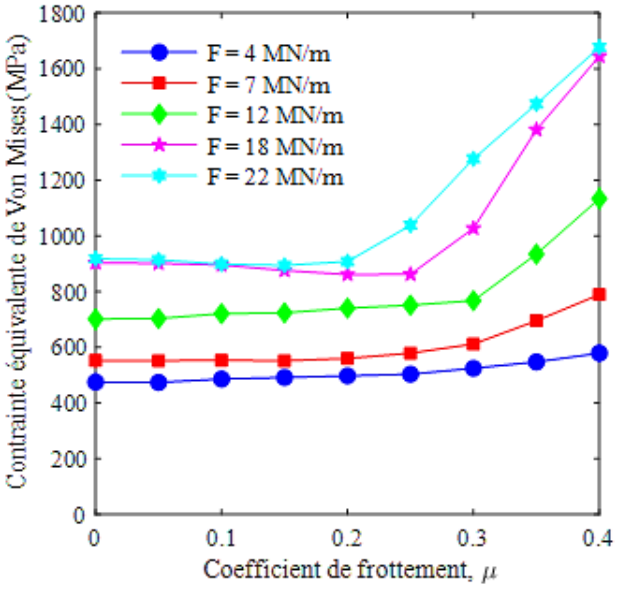


FIGURE 6.31 – Évolution de la contrainte équivalente de Von Mises en fonction du coefficient de frottement dans le cas d'un contact roue-rail elliptique.

La figure 6.32 montre l'évolution de la profondeur de l'élément le plus sollicité en fonction du coefficient de frottement pour différents niveaux de charge par essieu dans le cas d'un contact roue-rail elliptique. Pour un roulement pur, la profondeur de l'élément le plus sollicité augmente lorsque la charge par essieu augmente et qu'elle diminue ou s'annule pour des valeurs élevées du coefficient de frottement (Figure 6.32).

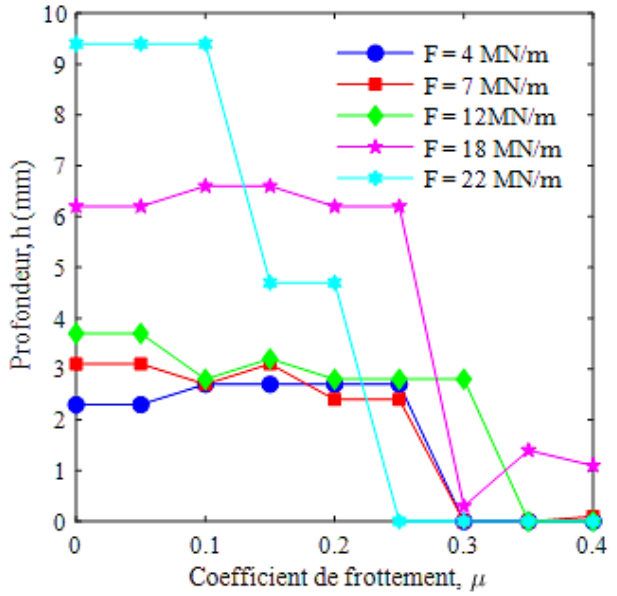


FIGURE 6.32 – Profondeur de l'élément le plus sollicité (élément avec la valeur la plus élevée de la contrainte équivalente de Von Mises) en fonction du coefficient de frottement dans le cas d'un contact roue-rail elliptique.

En superposant les courbes obtenues dans les deux cas de contact roue-rail linéique et elliptique, on constate que l'évolution de la contrainte équivalente de Von Mises est linéaire pour F $\geq$ 12 MN/m pour le contact roue-rail linéique (Figure 6.33).

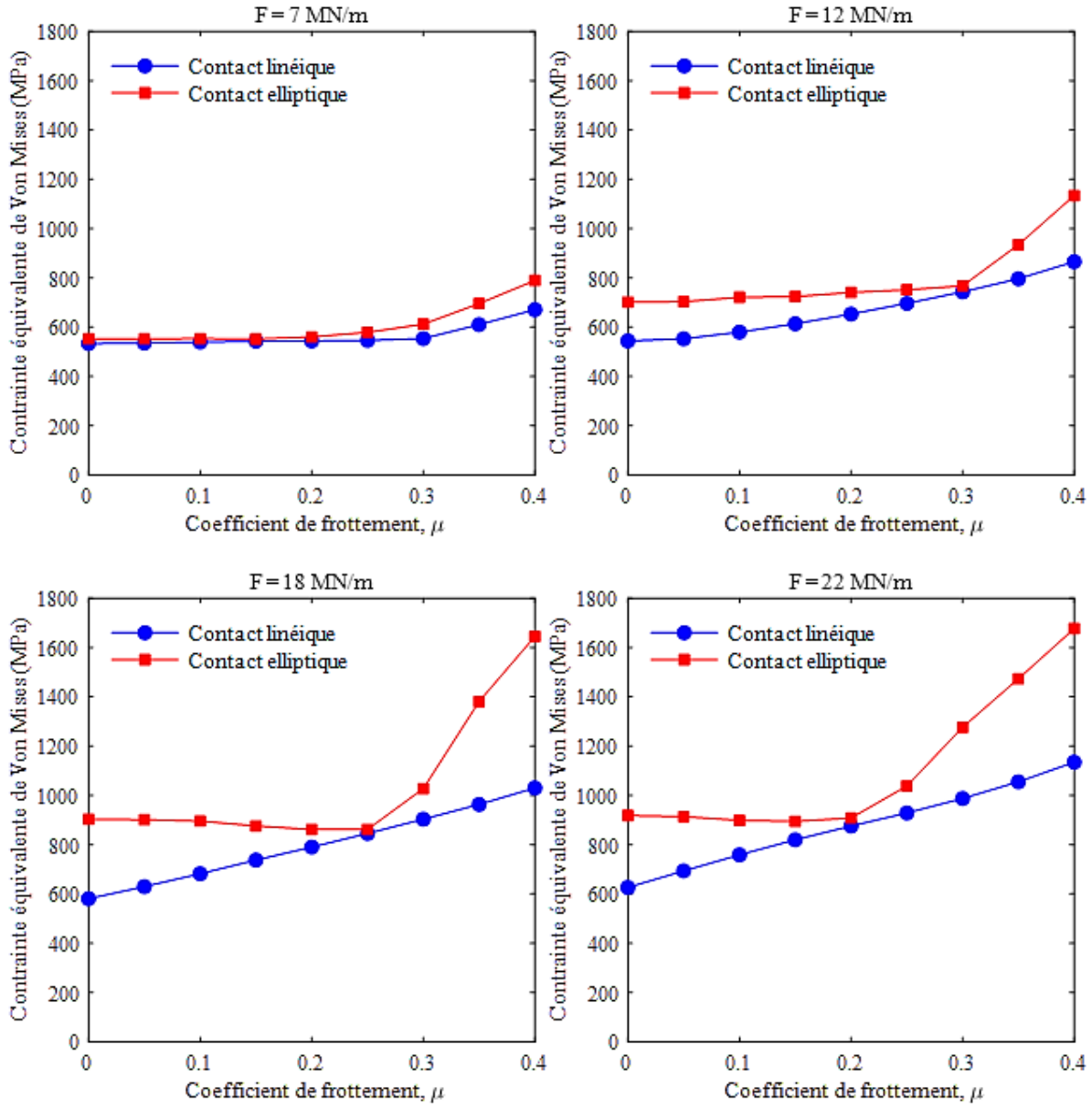


FIGURE 6.33 – Évolution de la contrainte équivalente de Von Mises en fonction du coefficient de frottement dans les deux cas de contact roue-rail linéique et elliptique.

La limite d'élasticité de l'acier de roue utilisé est de 543 MPa. Ainsi, pour un contact roue-rail linéaire, une faible apparition de la plastification du matériau se produit à partir de $\mu = 0.15$ pour F = 7 MN/m car la contrainte équivalente de Von Mises est de l'ordre de 542.9 MPa. D'autre part, pour un contact roue-rail elliptique pour cette même charge par essieu, il y a une nette déformation plastique du matériau pour le roulement pur car la contrainte équivalente de Von Mises est de l'ordre de 552.8 MPa.

La figure 6.34 présente l'évolution de la profondeur de l'élément le plus sollicité en fonction du coefficient de frottement pour une charge donnée dans le cas d'un contact de roue-rail

linéique et elliptique. On constate que la forme de la zone de contact a une influence sur la profondeur de l'élément le plus sollicité. En effet, pour F = 7 et 12 MN/m, on peut obtenir les mêmes emplacements de l'élément pour $h = 0$ mm lorsque $\mu \geq 0.35$ dans les deux cas de contact roue-rail alors que pour F = 18 et 22 MN/m, il devient impossible d'avoir les mêmes emplacements de l'élément dans les deux cas de contact roue-rail linéique et elliptique.

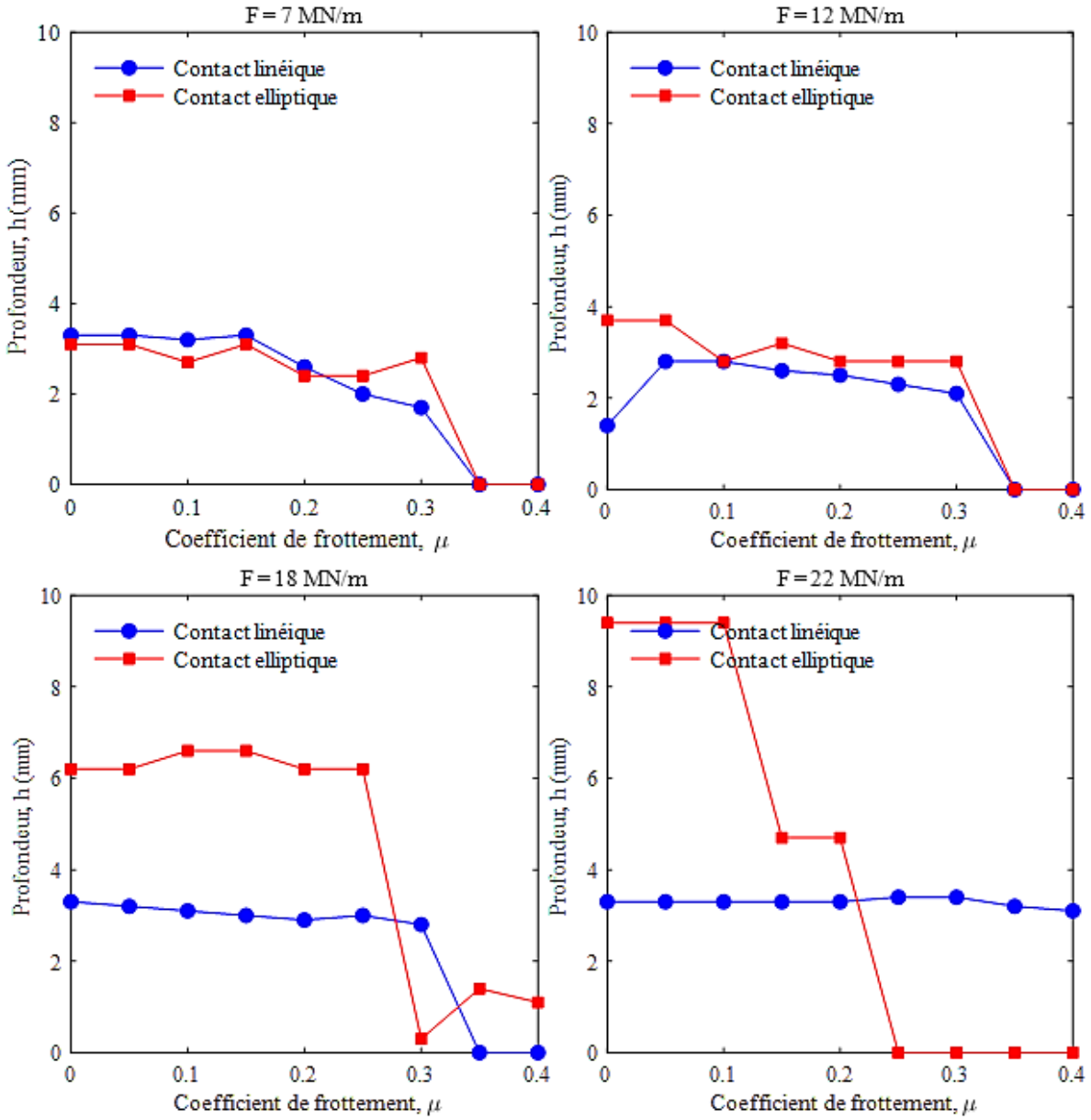


FIGURE 6.34 – Profondeur de l'élément le plus sollicité en fonction du coefficient de frottement dans les deux cas de contact roue-rail linéique et elliptique.

La figure 6.35 montre l'évolution de la déformation plastique équivalente en fonction du coefficient de frottement pour différents niveaux de charge par essieu dans les deux cas de contact roue-rail linéique et elliptique. On peut voir que la déformation plastique équivalente augmente lentement pour de faibles valeurs du coefficient de frottement. Cependant, la déformation plastique équivalente augmente rapidement à partir d'un coefficient de frot-

tement égal à 0.3, 0.25, 0.1 et 0.05 respectivement pour F = 7, 12, 18 et 22 MN/m. De plus, le matériau se déforme plastiquement de la même manière et il existe un écart très faible (voire nul) entre les résultats lorsque le frottement est faible. Par contre, l'écart devient de plus en plus grand entre les résultats obtenus dans le cas d'un contact roue-rail linéique et ceux obtenus dans le cas d'un contact roue-rail elliptique lorsque le frottement devient important. Lorsque la déformation plastique équivalente est nulle, le matériau se déforme de manière élastique, ce qui est rare dans les applications ferroviaires.

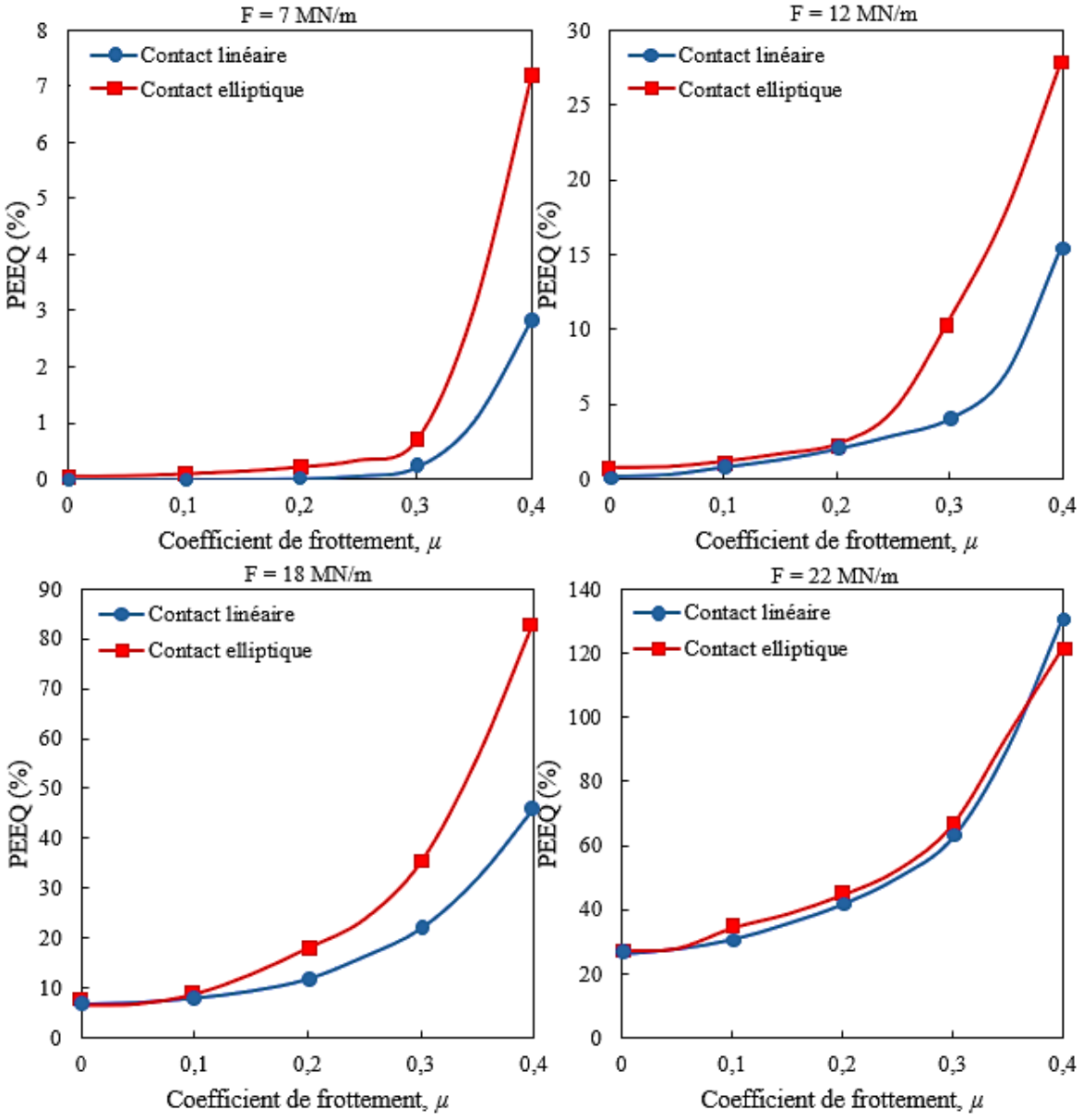


FIGURE 6.35 – Évolution de la déformation plastique équivalente en fonction du coefficient de frottement pour différents niveaux de charge par essieu dans les deux cas de contact roue-rail linéique et elliptique.

L'élément le plus déformé, c'est-à-dire l'élément ayant la valeur la plus élevée de la déformation plastique équivalente, peut être localisé à la surface ou sous la surface de la roue ferroviaire en fonction de la valeur du coefficient de frottement.

La figure 6.36 montre l'évolution de la profondeur de l'élément le plus déformé en fonction du coefficient de frottement pour F = 7 MN/m dans le cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique. On constate que l'on peut ne pas avoir la même profondeur de l'élément le plus déformé dans les deux cas de contact roue-rail linéique et elliptique. Toutefois, l'évolution de la profondeur de l'élément le plus déformé montre que l'élément se déplace vers la surface de roulement lorsque le coefficient de frottement augmente. De plus, l'élément le plus déformé dans le cas linéique peut coïncider ou non à la surface que celui dans le cas elliptique. Il convient également de noter que l'élément le plus déformé est également situé dans la zone critique où s'amorcent les fissures de fatigue. On constate également qu'il n'y a pas de points dans le cas d'un contact roue-rail linéique pour $\mu < 0.15$ en raison de l'absence de plastification du matériau.

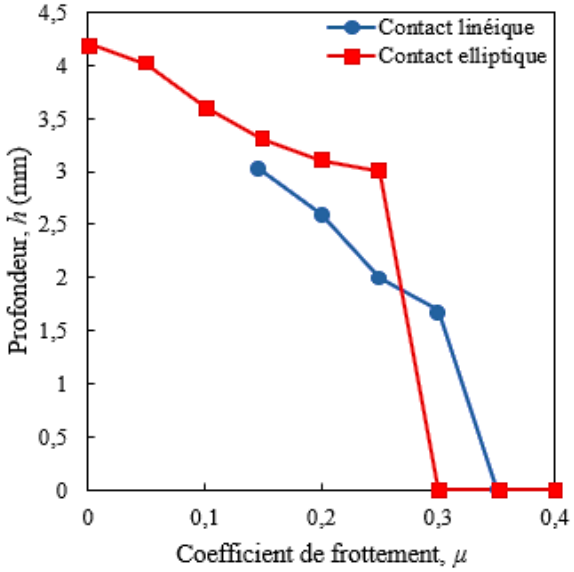
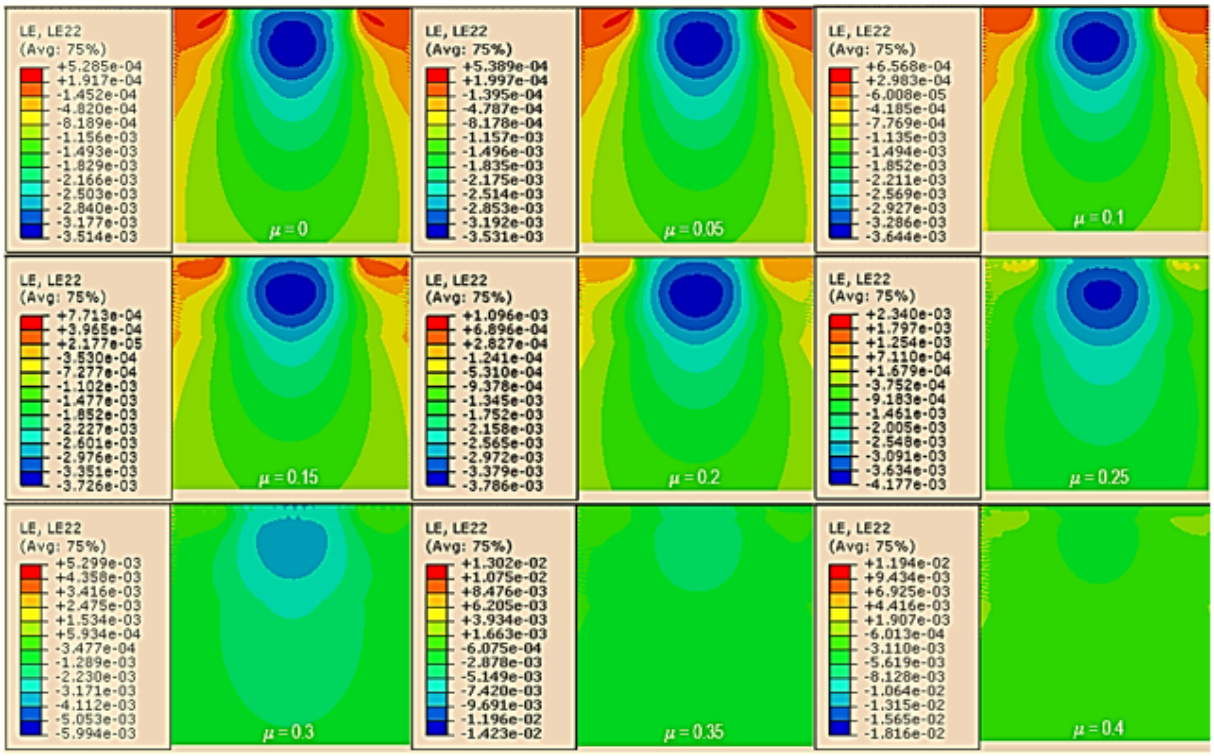


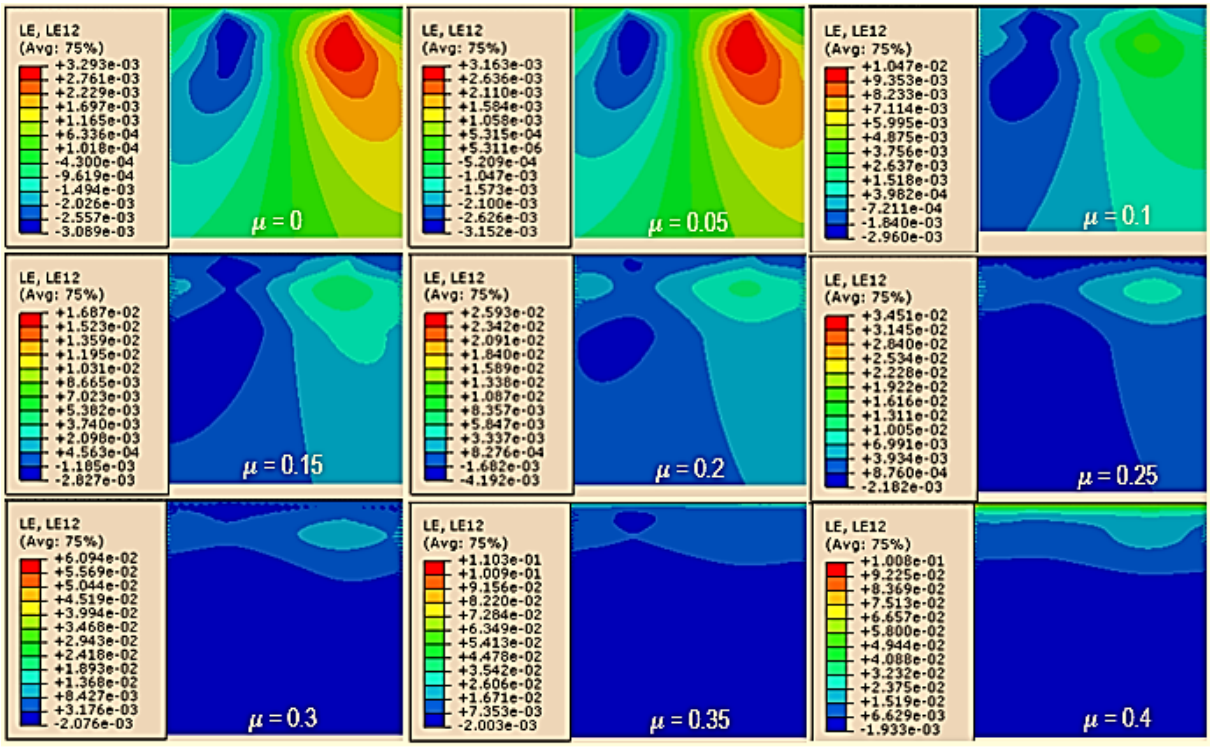
FIGURE 6.36 – Évolution de la profondeur de l'élément le plus déformé en fonction du coefficient de frottement dans les deux cas linéique et elliptique.

Cette zone critique se déplace vers la bande de roulement lorsque le frottement augmente à l'interface roue-rail. De plus, cette zone critique peut coïncider ou non avec celle obtenue avec la contrainte équivalente de Von Mises. Par conséquent, l'élément le plus déformé peut coïncider ou non avec l'élément le plus sollicité dans la section de la roue.

La figure 6.37 montre les distributions des déformations normales et de cisaillement pour différentes valeurs du coefficient de frottement au milieu du quatrième cycle de chargement pour F = 7 MN/m dans le cas d'un contact roue-rail elliptique. On constate que la déformation normale ε_{22} augmente lorsque le coefficient de frottement augmente en traction et en compression. De plus, on constate que la déformation de cisaillement γ_{12} augmente lorsque le coefficient de frottement augmente en traction. On peut également observer que pendant la phase de traction, les valeurs maximales de la déformation de cisaillement en traction et en compression sont égales (de l'ordre de 0.3 %), ce qui n'est pas le cas pendant la phase de freinage.



a) Déformations normales.



b) Déformations de cisaillement.

FIGURE 6.37 – Distributions des déformations en fonction du coefficient de frottement au milieu du quatrième cycle de chargement pour F = 7 MN/m dans le cas d'un contact roue-rail elliptique.

6.5.2 Paramètre de fatigue

La figure 6.38 montre l'évolution du paramètre de fatigue en fonction de l'angle d'orientation du plan du matériau pour F = 7 MN/m avec $\mu = 0.2$ dans les deux cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique. On constate que l'endommagement par FCR de la roue ferroviaire peut se produire sur deux plans critiques différents du matériau lorsque le frottement est pris en compte à l'interface roue-rail dans les deux cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique. Dans le cas d'un contact roue-rail linéique, il existe un angle d'orientation du plan critique de 84 °, ce qui correspond à un paramètre de fatigue maximum de 0.22 MPa, alors que dans le cas d'un contact roue-rail elliptique, l'angle d'orientation du plan critique est de 82 ° et correspond à un paramètre de fatigue maximum de 0.58 MPa.

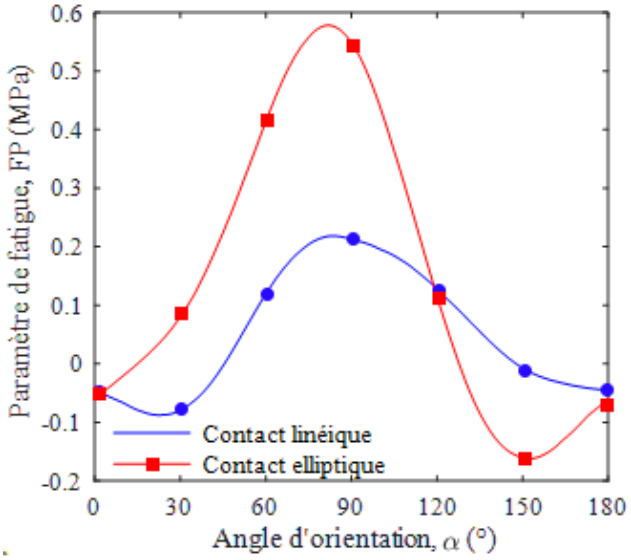


FIGURE 6.38 – Évolution du paramètre de fatigue en fonction de l'angle d'orientation du plan de matériau pour F = 7 MN/m avec $\mu = 0.2$ dans les deux cas de contact roue-rail linéique et elliptique.

L'endommagement de la roue ferroviaire étant plus important dans le cas d'un contact roue-rail elliptique, dans la suite de nos calculs, c'est le contact roue-rail elliptique qui correspond d'ailleurs aux applications ferroviaires qui est pris en compte. Cependant, l'évolution de l'angle d'orientation du plan critique reste très complexe à analyser lorsque le coefficient de frottement augmente à l'interface roue-rail puisque les courbes FP-α ne renseignent que sur les valeurs du paramètre de fatigue maximum et de l'angle d'orientation du plan critique, mais ne donnent pas d'informations sur les positions de l'endommagement. De plus, dans la littérature, on ne trouve pas la forme la plus classique de la courbe FP-α à laquelle chacun devrait se référer pour permettre le dimensionnement en fatigue multiaxiale des roues et des rails.

La figure 6.39 montre l'évolution du paramètre de fatigue en fonction de l'angle d'orientation du plan du matériau pour différentes valeurs de la charge par essieu et du coefficient de frottement dans le cas d'un contact roue-rail elliptique. On peut voir que l'endommagement de la roue ferroviaire se produit presque sur le même plan critique du matériau. En d'autres termes, la forme de la courbe FP-α obtenue devient différente à partir d'une certaine valeur du coefficient de frottement pour une charge donnée. D'autre part, plus la

charge par essieu est sévère, plus la courbe FP-α prend une autre forme pour les valeurs élevées du coefficient de frottement.

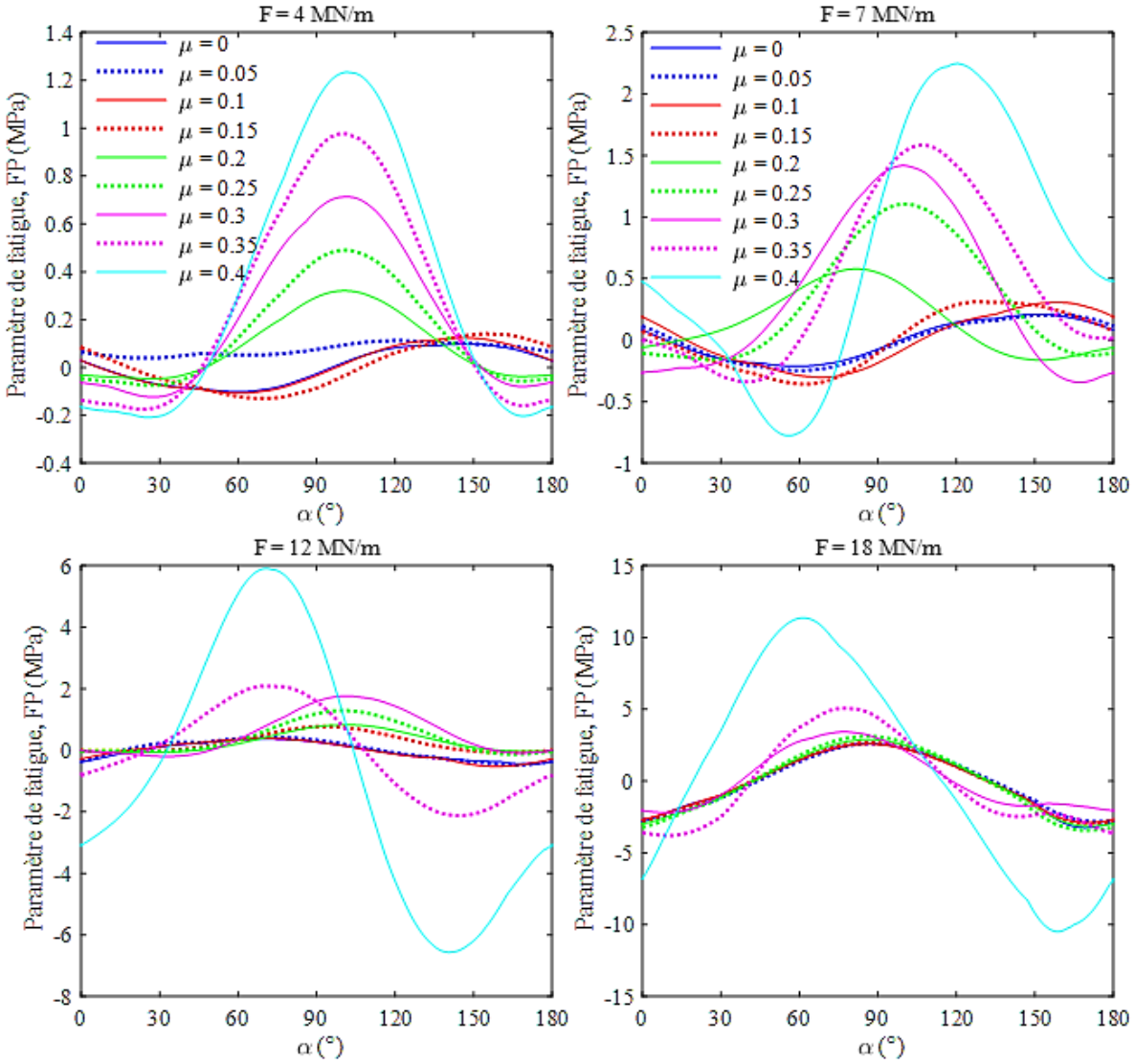


FIGURE 6.39 – Évolution du paramètre de fatigue en fonction de l'angle d'orientation du plan du matériau pour différentes valeurs de la charge par essieu et du coefficient de frottement dans le cas d'un contact roue-rail elliptique.

La figure 6.40 montre l'évolution du paramètre de fatigue maximum et de sa position en fonction du coefficient de frottement pour différents niveaux de charge par essieu. On constate que l'effet du frottement sur l'endommagement apparaît pour des valeurs élevées du coefficient de frottement. Pour des valeurs faibles du coefficient de frottement, l'endommagement varie peu avec l'augmentation du coefficient de frottement. De plus, il est très important de localiser l'endommagement dans la roue ferroviaire pour savoir s'il se produit en surface ou sous la surface. On peut noter que pour F = 4 MN/m, l'endommagement est situé à la surface de contact pour des valeurs de $\mu \geq 0.2$ alors que, pour F = 7 MN/m, l'endommagement est situé à la surface pour des valeurs de $\mu \geq 0.25$. Pour F = 12 MN/m, l'endommagement est situé à la surface pour des valeurs de $\mu \geq 0.15$ et on constate que l'endommagement a tendance à repartir sous la surface alors que, pour

F $\geq$ 18 MN/m, l'endommagement peut être situé près de la surface de contact mais pas au niveau de la bande de roulement de la roue.

Si l'endommagement se produit à la surface, une inspection visuelle peut être utilisée pour effectuer des travaux de maintenance sur les roues ferroviaires. En revanche, si l'endommagement se produit sous la surface, lors des travaux de maintenance, les inspections sont effectuées par des méthodes non destructives telles les solutions de contrôle par ultrasons et par courants de Foucault, qui sont complémentaires dans l'exploitation ferroviaire et le contrôle des roues et des essieux.

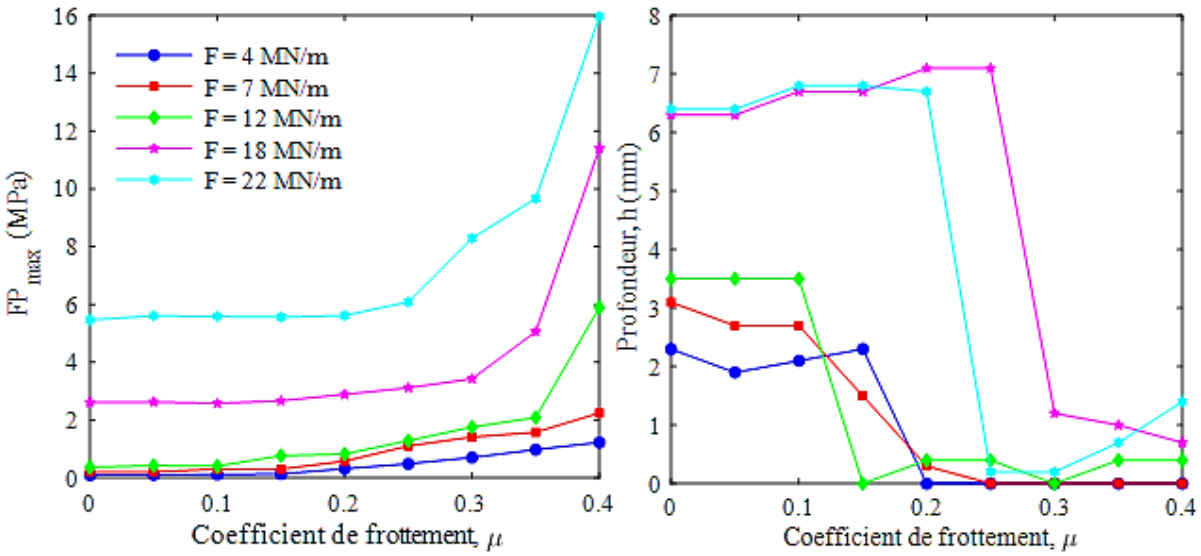


FIGURE 6.40 – Évolution du paramètre de fatigue maximum et son emplacement en fonction de l'angle d'orientation du plan de matériau pour différents niveaux de charge par essieu dans le cas de contact roue-rail elliptique.

Le modèle de plan critique proposé s'applique aux conditions de chargement multiaxial et non proportionnel produisant deux modes de rupture : mode I (de traction) et mode II (de cisaillement). Le modèle d'endommagement de Jiang et Sehitoglu est utilisé soit pour la fissuration par traction ou la fissuration par cisaillement. Par conséquent, l'endommagement peut être influencé par la composante de traction ou par la composante de cisaillement.

La figure 6.41 montre l'évolution de l'endommagement et de ses composantes en fonction du coefficient de frottement. Il est à noter que :
- Pour F = 4 MN/m : Pour les valeurs de $\mu \leq 0.15$, l'endommagement est dû à la composante de cisaillement alors que cette tendance s'inverse pour les valeurs de $\mu \geq 0.2$ où l'endommagement est dû à la composante de traction.
- Pour F = 7 et 12 MN/m : Pour les valeurs de $\mu \leq 0.1$, le mode de cisaillement domine le mode de traction. Pour les valeurs de $\mu \geq 0.15$, la composante de traction devient importante par rapport à celle de cisaillement.
- Pour F = 18 MN/m : Pour $\mu \leq 0.25$, l'endommagement est dû à la composante de cisaillement. Pour des valeurs de $\mu = 0.3$ et 0.35, il y a compétition entre deux contributions mais pour $\mu = 0.4$, l'endommagement est dû à la composante de traction.

- Pour F = 22 MN/m : Pour les valeurs de $\mu \leq 0.2$, l'endommagement est dû à la composante de cisaillement. Pour des valeurs de $\mu \geq 0.25$, l'endommagement est dû à la composante de traction.

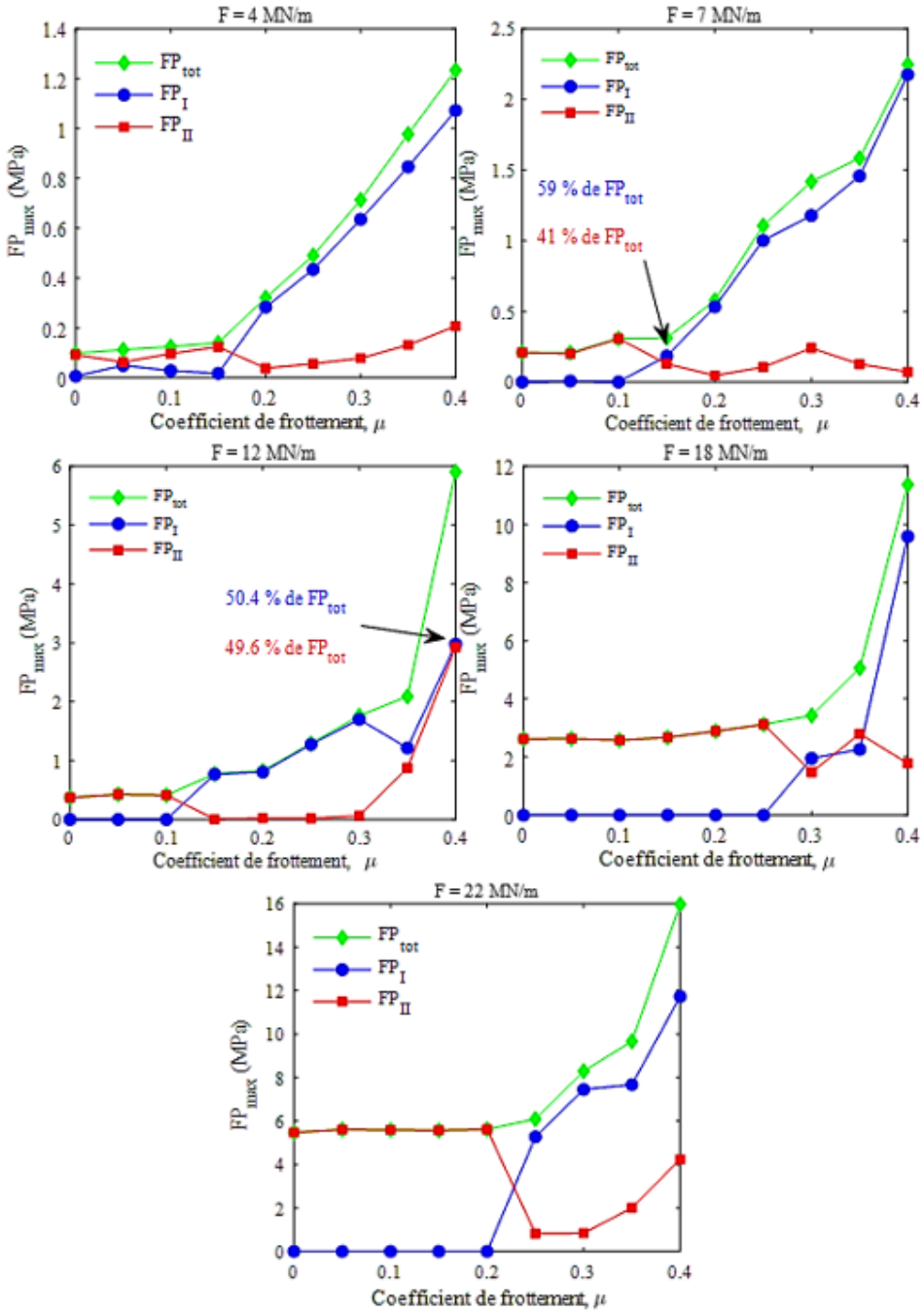


FIGURE 6.41 – Évolution du paramètre de fatigue maximum et de ses contributions en fonction du coefficient de frottement pour différents niveaux de charge par essieu dans le cas de contact roue-rail elliptique.

6.5.3 Diagramme d'accommodation

Considérant la composante dominante de l'endommagement par FCR d'une roue ferroviaire, nous avons construit le diagramme d'accommodation en termes de pression de contact maximale divisée par la limite élastique en cisaillement en ordonnée et le coefficient de frottement en abscisse.

Sur ce diagramme, nous identifions les types de comportement du matériau d'une roue ferroviaire suivants :
- un comportement purement élastique qui est très rare dans les applications ferroviaires.
- un comportement d'adaptation élastique : c'est un comportement dans lequel la déformation plastique se produit pendant les opérations ferroviaires, tandis qu'en raison des contraintes résiduelles ou de l'écrouissage, l'état stabilisé est parfaitement élastique.
- un comportement d'accommodation plastique est celui dans lequel l'état stabilisé est une boucle élastoplastique fermée, sans accumulation nette de déformation plastique.
- un comportement d'effet de rochet est un comportement dans lequel l'état stabilisé est une boucle élastoplastique ouverte, le matériau accumulant une nette déformation plastique au cours de chaque cycle de chargement.

La notion de diagramme d'accommodation peut être appliquée aux matériaux métalliques solides soumis à des charges cycliques [283]. La prévision de la FCR amorcée en surface est directement liée au comportement de contact de roulement, par exemple, les contraintes normales et tangentielles de contact roue-rail, les positions et les formes des zones de contact roue-rail. Dans notre étude, le modèle de prévision de la FCR amorcée en surface est basé sur la construction du diagramme d'accommodation. Cela permet d'obtenir des informations sur les conditions de contact roue-rail.

La figure 6.42 montre le facteur de charge, (p_0/k), en fonction du coefficient de frottement qui représente le diagramme d'accommodation du matériau d'une roue ferroviaire dans le cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique. Le paramètre k du facteur de charge correspond à la limite d'élasticité en cisaillement, soit $k = \sigma_e/\sqrt{3}$. Dans la région élastique, le matériau n'est pas soumis à la fatigue de contact. Dans la région de l'adaptation élastique, le matériau de la roue ferroviaire est soumis à la fatigue à grand nombre de cycles. Dans la région de l'accommodation plastique, le matériau de la roue ferroviaire est soumis à la fatigue oligocyclique. Dans la région de l'effet de rochet, le matériau de la roue ferroviaire est soumis à une accumulation de la déformation plastique. Lorsque la déformation plastique s'accumule dans une certaine mesure, des fissures apparaissent.

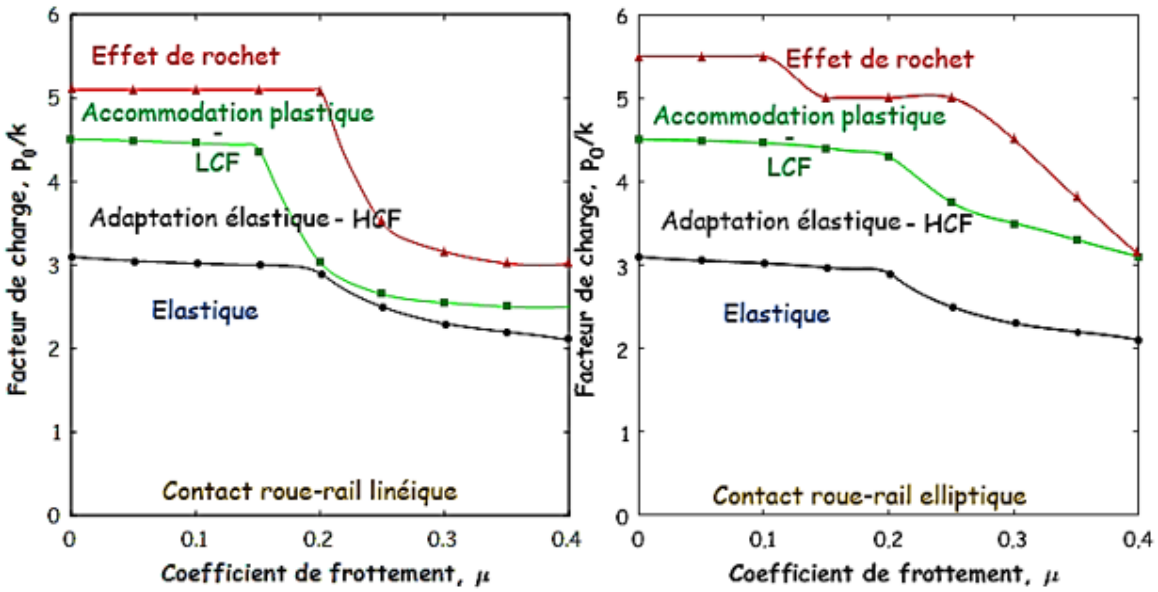


FIGURE 6.42 – Diagramme d'accommodation dans le cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique. LCF : fatigue oligocyclique et HCF : fatigue à grand nombre de cycles.

La FCR amorcée en surface est liée à l'effet de rochet du matériau de surface et à la fatigue oligocyclique [19]. Les figures 6.43, 6.44, 6.45 et 6.46 montrent respectivement l'évolution des contraintes normales et de cisaillement en fonction des déformations normales et de cisaillement. Le phénomène de l'effet de rochet est mis en évidence sur ces figures. On constate également que l'effet de rochet n'est pas très net pour de faibles valeurs du coefficient de frottement et qu'à partir de $\mu = 0.3$, l'influence de la rotation des courbes sur le plan critique est forte sur l'effet de rochet. Dans tous les cas, la déformation plastique s'accumule au cours des cycles de chargement jusqu'à la rupture de la roue.

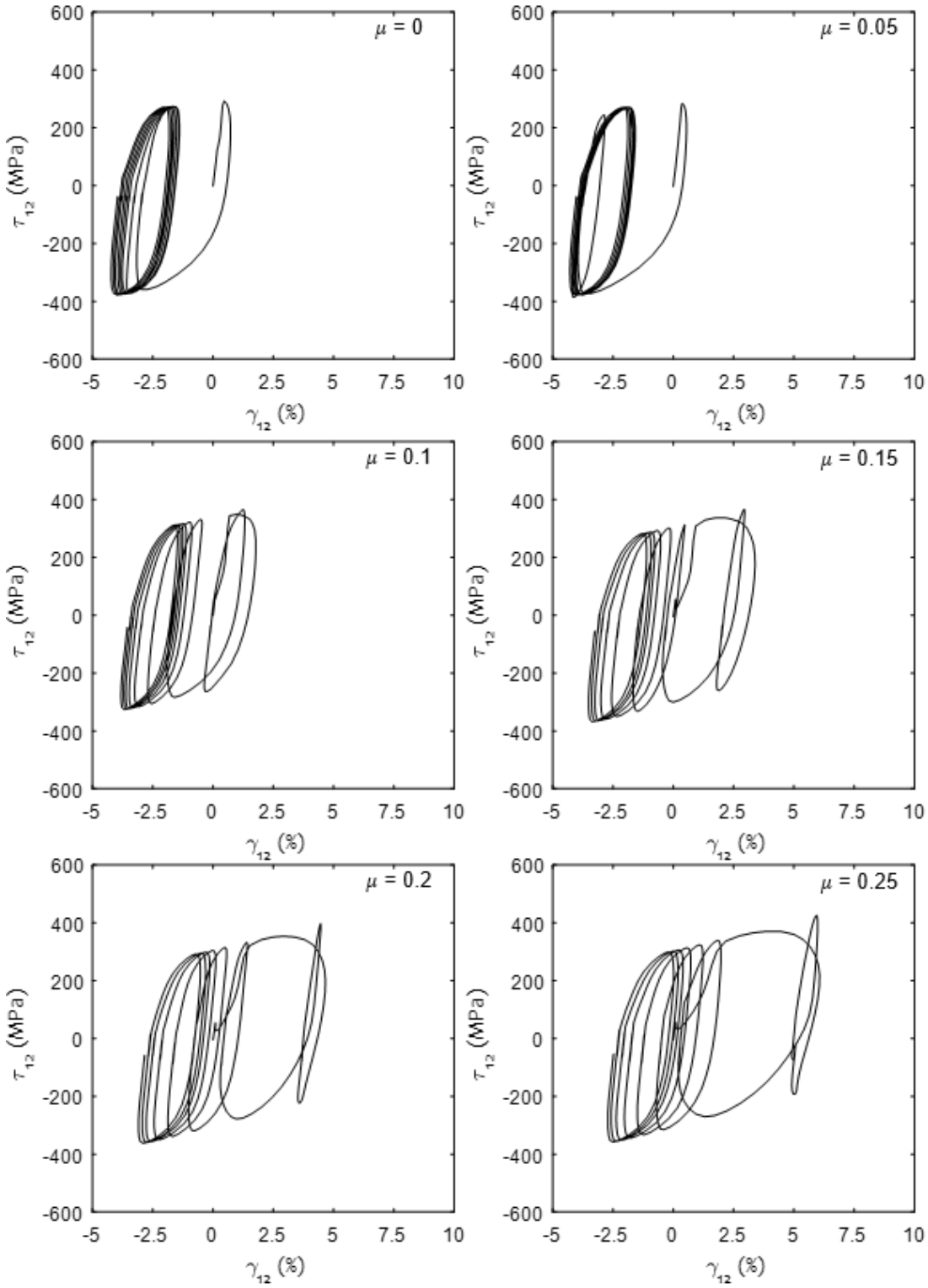


FIGURE 6.43 – Évolution de la contrainte de cisaillement en fonction de la déformation de cisaillement pour différentes valeurs de coefficient de frottement comprises entre 0 et 0.25 pour une section de roue soumise à une charge par essieu de 18 MN/m, sur le plan critique du matériau, dans le cas d'un contact roue-rail elliptique.

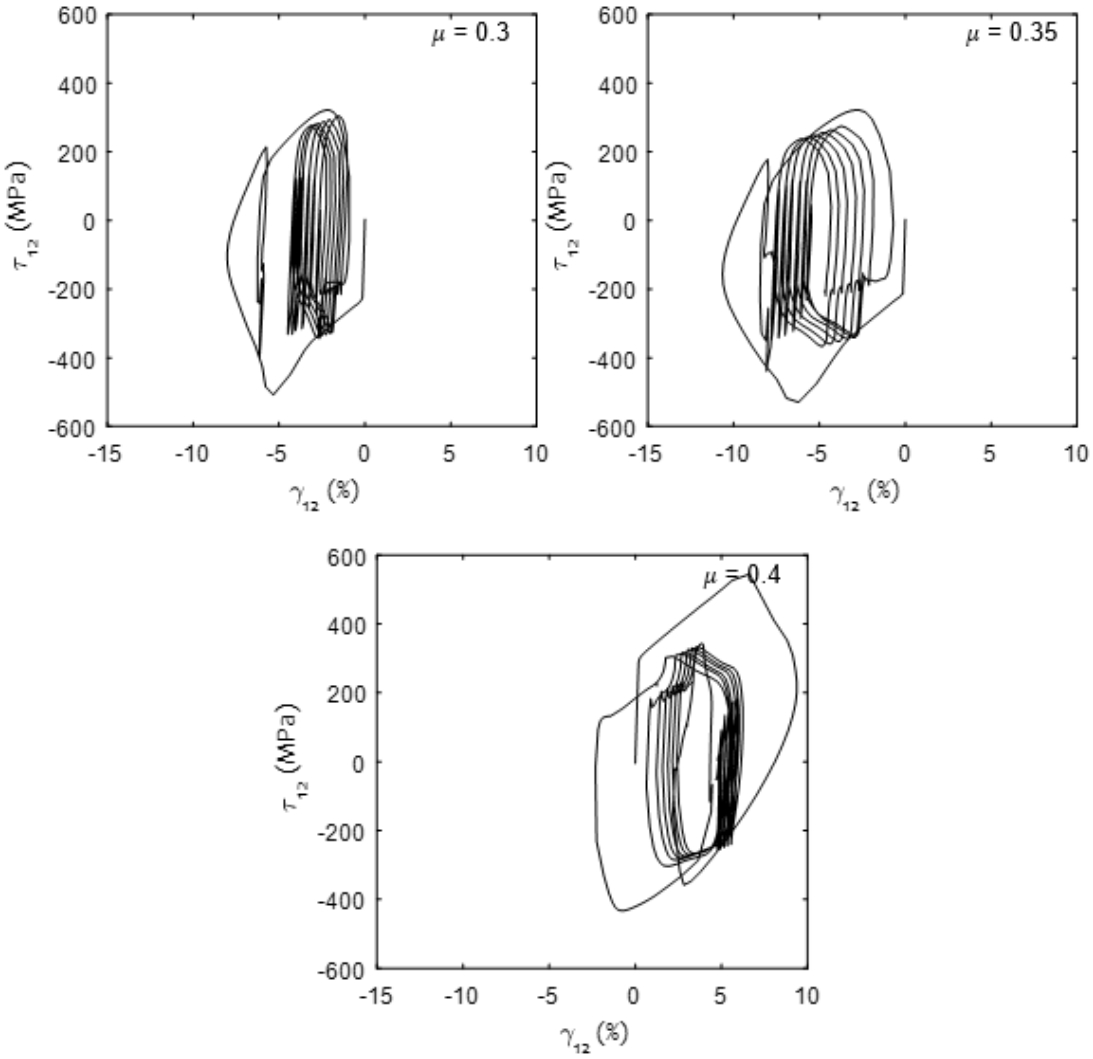


FIGURE 6.44 – Évolution de la contrainte de cisaillement en fonction de la déformation de cisaillement pour différentes valeurs de coefficient de frottement comprises entre 0.3 et 0.4 pour une section de roue soumise à une charge par essieu de 18 MN/m, sur le plan critique du matériau, dans le cas d'un contact roue-rail elliptique.

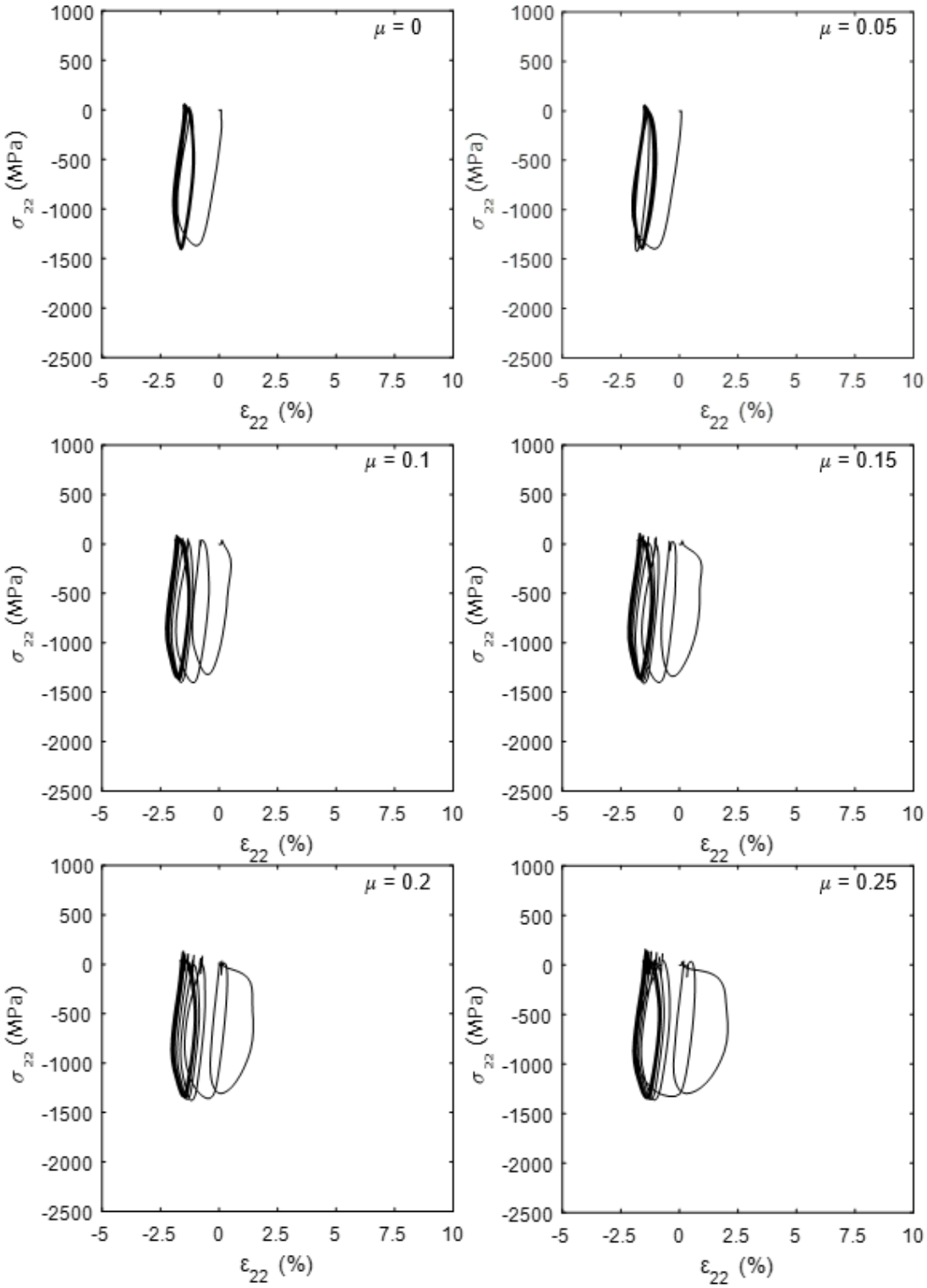


FIGURE 6.45 – Évolution de la contrainte normale en fonction de la déformation normale pour différentes valeurs de coefficient de frottement comprises entre 0 et 0.25 pour une section de roue soumise à une charge par essieu de 18 MN/m, sur le plan critique du matériau, dans le cas d'un contact roue-rail elliptique.

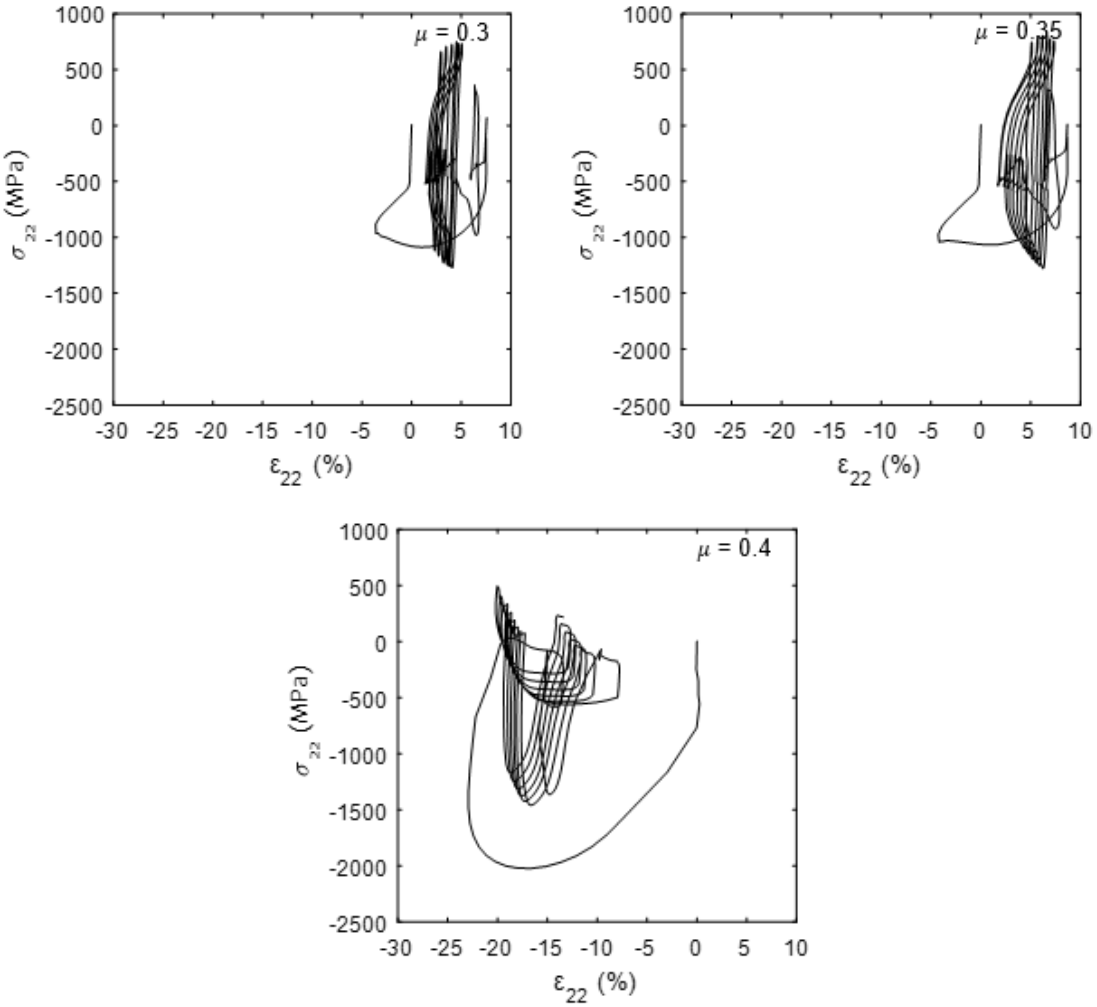


FIGURE 6.46 – Évolution de la contrainte normale en fonction de la déformation normale pour différentes valeurs de coefficient de frottement comprises entre 0.3 et 0.4 pour une section de roue soumise à une charge par essieu de 18 MN/m, sur le plan critique du matériau, dans le cas d'un contact roue-rail elliptique.

L'effet de rochet peut également dépendre de la déformation de rochet qui augmente lorsque la contrainte moyenne (σ_{m}) augmente, comme le montre la figure 6.47. Dans ce cas, l'effet de rochet correspond à un cycle limite non fermé qui se déplace progressivement vers la gauche si σ_{m} augmente.

Actuellement, la théorie de l'accommodation de Johnson [77] est adoptée pour identifier rapidement et correctement la relation entre le niveau de charge et les facteurs de FCR de surface tels que l'effet de rochet du matériau et la fatigue oligocyclique. Dans le diagramme d'accommodation du matériau de la figure 6.42, la ligne rouge représente la frontière entre la région de l'accommodation plastique et la région de l'effet de rochet. En entrant dans la région de l'effet de rochet à partir de la région de l'accommodation plastique, le matériau est soumis à une accumulation continue de déformation plastique jusqu'à l'apparition de fissures.

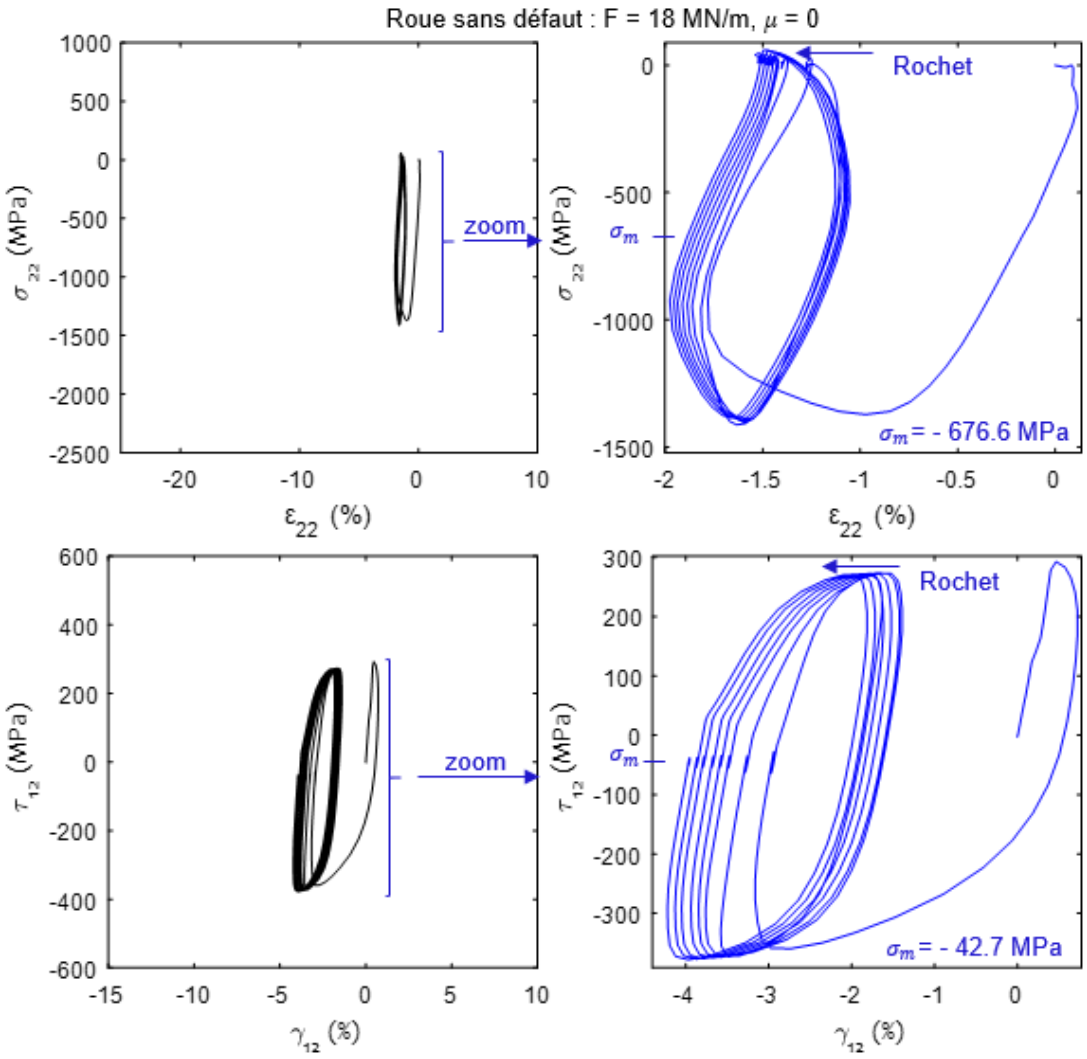


FIGURE 6.47 – Réponse contrainte-déformation par effet de rochet en fonction de la contrainte moyenne pour F = 18 MN/m dans le cas d'une section de roue sans frottement.

6.5.4 Durée de vie en fatigue

Nous avons étudié l'influence du frottement à l'interface roue-rail sur la durée de vie de la roue ferroviaire pour différents niveaux de charge dans le cas d'un contact roue-rail elliptique. Le fait que la roue ferroviaire soit soumise à des charges considérables réduit sa durée de vie.

La figure 6.48 ne montre aucune limite d'endurance lorsque la durée de vie est exprimée en fonction du coefficient de frottement pour différents niveaux de charge. Pour y parvenir, il faut augmenter encore le frottement dans la roue ferroviaire, ce qui diminue encore la durée de vie de la roue ferroviaire.

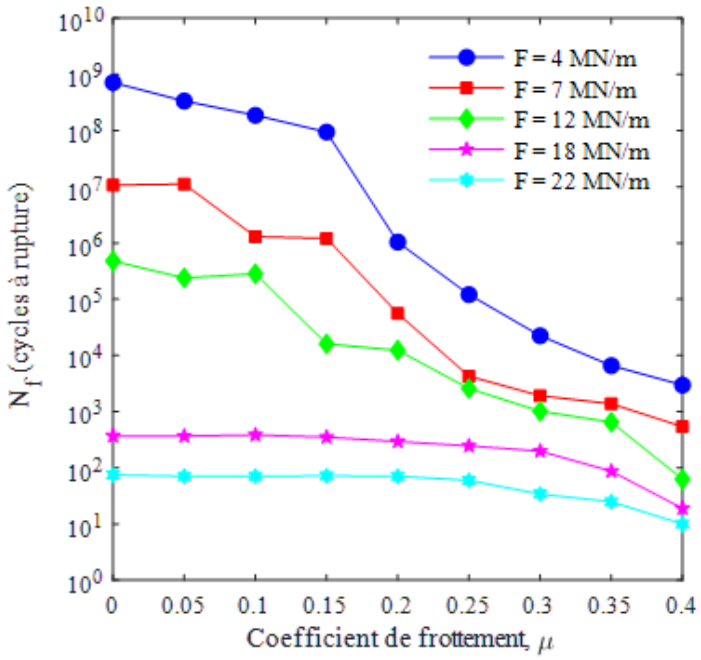


FIGURE 6.48 – Évolution de la durée de vie en fatigue en fonction du coefficient de frottement pour différents niveaux de charge dans le cas d'un contact roue-rail elliptique.

Par ailleurs, nous avons observé cette limite d'endurance lorsque nous avons exprimé la contrainte résiduelle équivalente de Von Mises en fonction de la durée de vie de la roue ferroviaire (Figure 6.49). La limite d'endurance est le niveau de contrainte en dessous duquel un nombre infini de cycles de chargement peut être appliqué au matériau sans provoquer de rupture par fatigue d'une roue ferroviaire.

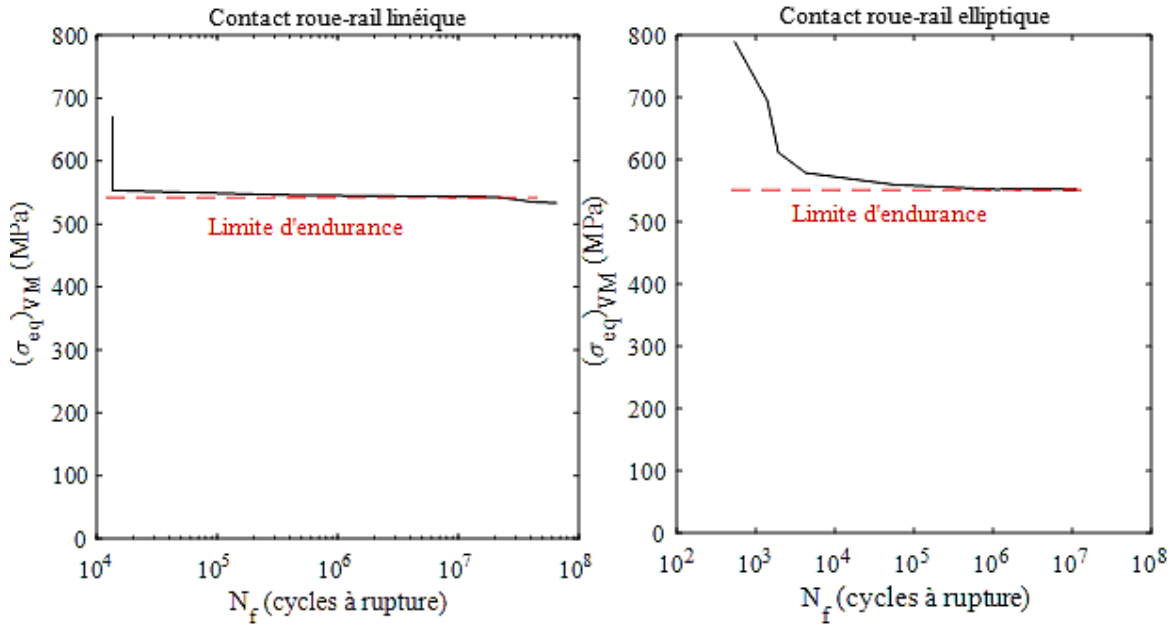


FIGURE 6.49 – Évolution de la contrainte résiduelle équivalente de Von Mises en fonction de la durée de vie en fatigue pour F = 7 MN/m dans les deux cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique.

6.6 Influence de la force centrifuge

6.6.1 Introduction

Les roues ferroviaires ne sont pas cylindriques, mais coniques. Les trains ne disposent pas de différentiel permettant aux roues d'avoir des vitesses de rotation différentes lors d'un virage, les roues coniques permettent aux trains de prendre des virages en "coulissant" latéralement. En effet, tout se passe comme si les roues avaient des rayons différents lors des virages : la vitesse de rotation étant la même, la roue située à l'extérieur du virage a donc une vitesse plus élevée que celle située à l'intérieur, ce qui permet aux trains de prendre des virages.

L'analyse dynamique du contact vertical des roues ferroviaires progresse généralement avec l'augmentation de la vitesse du train. Dans de rares conditions, la distance pertinente des roues ferroviaires excitée par les perturbations à bande large et discrètes disponibles sur les contacts mobiles des essieux montés et de la voie ferrée peut tendre à des forces de contact supplémentaires [284]. Dans le travail effectué par Thompson [285], l'influence de la rotation de l'essieu monté a été étudiée en modélisant la roue ferroviaire soumise à une force de rotation entourant son périmètre à une vitesse angulaire constante. Les forces d'inertie sont donc ignorées. La procédure proposée par Shabana [286] est utilisée pour établir les équations de mouvement pour la rotation de l'essieu monté. Cela permet de concevoir des petites déformations élastiques pour des translations et des rotations importantes dans le cadre de la dynamique ferroviaire.

Il existe une vitesse angulaire entre les profils de rail et les essieux montés. En observant le profil des roues, ce point permet de distinguer les rayons d'ondulation des roues. En position centrale, les rayons de roulement des roues gauche et droite sont égaux en raison de la symétrie du système des essieux montés sur les rails. Un espacement latéral dû au mouvement de l'essieu crée des différences entre les rayons de roulement des roues qui roulent sur une voie droite et se termine par un mouvement brusque de l'essieu monté, connu sous le nom de mouvement de Klingel des roues [284].

Le mouvement de Klingel :

À l'origine du problème se trouve un phénomène qui peut être entièrement compris en termes de géométrie. Presque tous les véhicules ferroviaires ont des bandes de roulement coniques, et comme chaque paire de roues est reliée par un essieu solide, le potentiel d'un comportement oscillant est intégré dans chaque paire de roues. Ce processus a été expliqué pour la première fois par W. Klingel en 1883 [287] [288].

Force centrifuge sur une roue ferroviaire :

$$F_c = W\left[\frac{V^2}{gR} - \frac{E}{2l}\right] \tag{6.35}$$

Force latérale roue-rail :

$$F_l = \frac{F_c}{4} \tag{6.36}$$

W = poids du véhicule ferroviaire,
V = Vitesse,
g = accélération de la gravité,
R = rayon de courbure,
E = dévers,
l = 1/2 (mesure de voie),

Or $W = mg$, où W est le poids (N), m est la masse (kg) et g l'accélération due à la gravité.

D'où, la force centrifuge peut être approximativement exprimée par :

$$F_c = m\frac{V^2}{R} \tag{6.37}$$

Elle est proportionnelle à la vitesse (avec la direction) de la roue en rotation au carré, et inversement proportionnelle au rayon de courbure (distance du centre). Cela signifie que si la vitesse augmente, la force centrifuge augmente (beaucoup), et que si le rayon augmente, la force centrifuge diminue.

Lors du parcours d'une courbe de rayon R (m) à une vitesse fixe V (m.s^{-1}), il faut ajouter à la force de traction la force centripète qui agit dans la même direction que la tangente de la courbe [289]. La force centripète est dirigée vers le centre de la courbe et elle entraîne la courbure de la trajectoire. De plus, la dimension de la force centripète est celle de l'équation (6.37).

Cette force provoque la réaction du véhicule, qui est égale à la valeur de la force centripète mais de direction opposée - la force centrifuge. Cette force se transmet sur le véhicule ferroviaire sur son boudin de roue et donne au véhicule un mouvement curviligne.

La présence de la force centrifuge dans une roue ferroviaire lors de son passage dans les courbes entraîne les problèmes suivants :
- Les passagers ressentent un inconfort (le confort de roulement est mauvais).
- Des contraintes importantes sont exercées sur les rails extérieurs (rails extérieurs dans les courbes), ce qui rend nécessaire d'effectuer plus d'entretien de la voie ferrée.
- Le matériel roulant se renverse si la force centrifuge devient trop grande.

Pour cette raison, les rails extérieurs sont généralement plus hauts que les rails intérieurs dans les courbes afin de réduire l'effet de la force centrifuge.

6.6.2 Modélisation d'une roue ferroviaire

L'histoire des contraintes et des déformations peut être utilisée pour déterminer les effets de la force centrifuge sur une roue ferroviaire dans le cas d'un chargement dynamique. En effet, l'impact de cette force peut être calculé comme étant le rapport entre la contrainte maximale à une vitesse particulière d'un train et la contrainte maximale correspondante sans cette force.

Dans les courbes, les forces centrifuges peuvent représenter une partie importante de la charge. La figure 6.50 montre l'évolution de la force centrifuge en fonction de la vitesse

du train. Les courbes de la figure 6.50 sont obtenues à partir de l'équation (6.37). Comme prévu, l'effet de force centrifuge augmente avec la vitesse. Certaines zones subissent des effets de force centrifuge plus élevés que d'autres dans la roue ferroviaire. Les causes possibles des différences de force centrifuge sont la dynamique du véhicule et les incohérences du profil vertical du rail [290]. Par exemple, pour une vitesse de 320 km/h (c'est-à-dire 88.89 m/s), une roue ferroviaire d'un rayon de 0.45 m et d'une masse de 600 kg est donc soumise à une force centrifuge de 10.5 MN, comme le montre la figure 6.51.

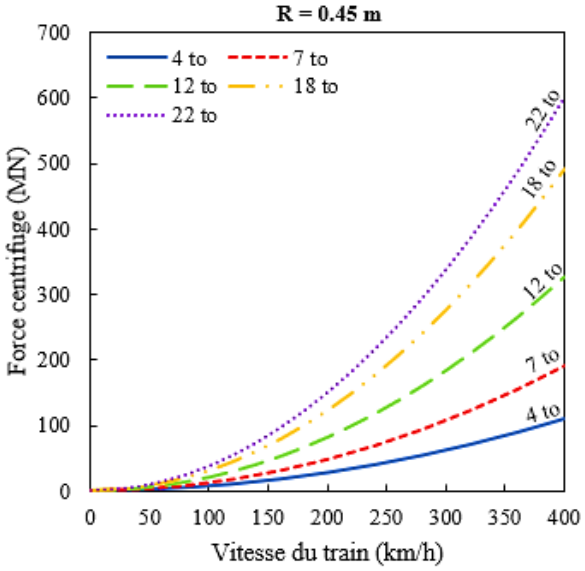


FIGURE 6.50 – Évolution de la force centrifuge théorique en fonction de la vitesse d'un train.

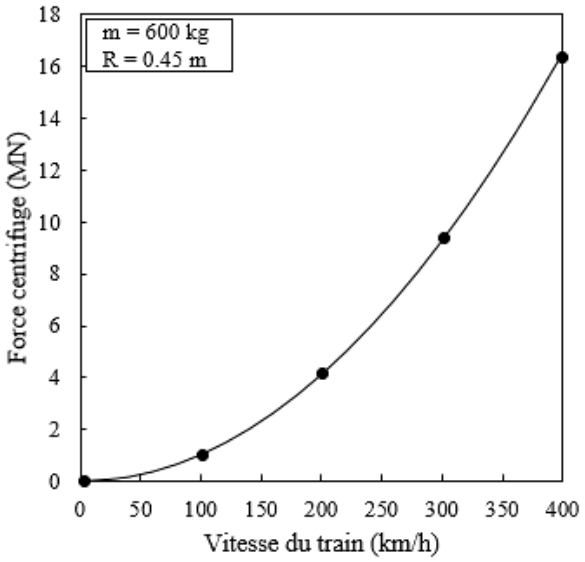


FIGURE 6.51 – Évolution de la force centrifuge théorique en fonction de la vitesse d'un train pour $m = 600$ kg et $R = 0.45$ m.

A une vitesse de 320 km/h (soit 88.89 m/s), une roue ferroviaire de 900 mm (pesant environ 600 kg) effectue environ 31.5 tours/s. La roue ferroviaire en acier 2D a été modélisée à l'aide d'Abaqus. Nous avons étudié l'effet d'une charge par essieu de 7 MN/m, qui produit une pression de contact maximale de 1011.4 MPa avec une demi-longueur de contact d'environ 5.8 mm. Nous avons choisi les éléments de type CPE8R avec l'hypothèse de l'état des déformations planes. Pour modéliser la force centrifuge d'une roue ferroviaire, il faut ajouter sous Abaqus sa densité de 7800 kg/m^3 et sa vitesse angulaire de 197.53 rad/s.

La figure 6.52 montre les distributions de la contrainte maximale équivalente de Von Mises et de la déformation plastique maximale équivalente. On constate que l'écart entre les résultats obtenus sans force centrifuge et ceux obtenus avec force centrifuge est de 6 et 23.6 % respectivement pour la contrainte équivalente de Von Mises et de la déformation plastique équivalente. Le matériau se plastifie en tenant compte de la limite élastique de la roue ferroviaire qui est égale à 543 MPa. On constate également que les distributions de la contrainte équivalente de Von Mises et de la déformation plastique équivalente changent lorsqu'on introduit la force centrifuge. On précise que le glissement n'a pas été pris en compte, on a un contact de roulement pur.

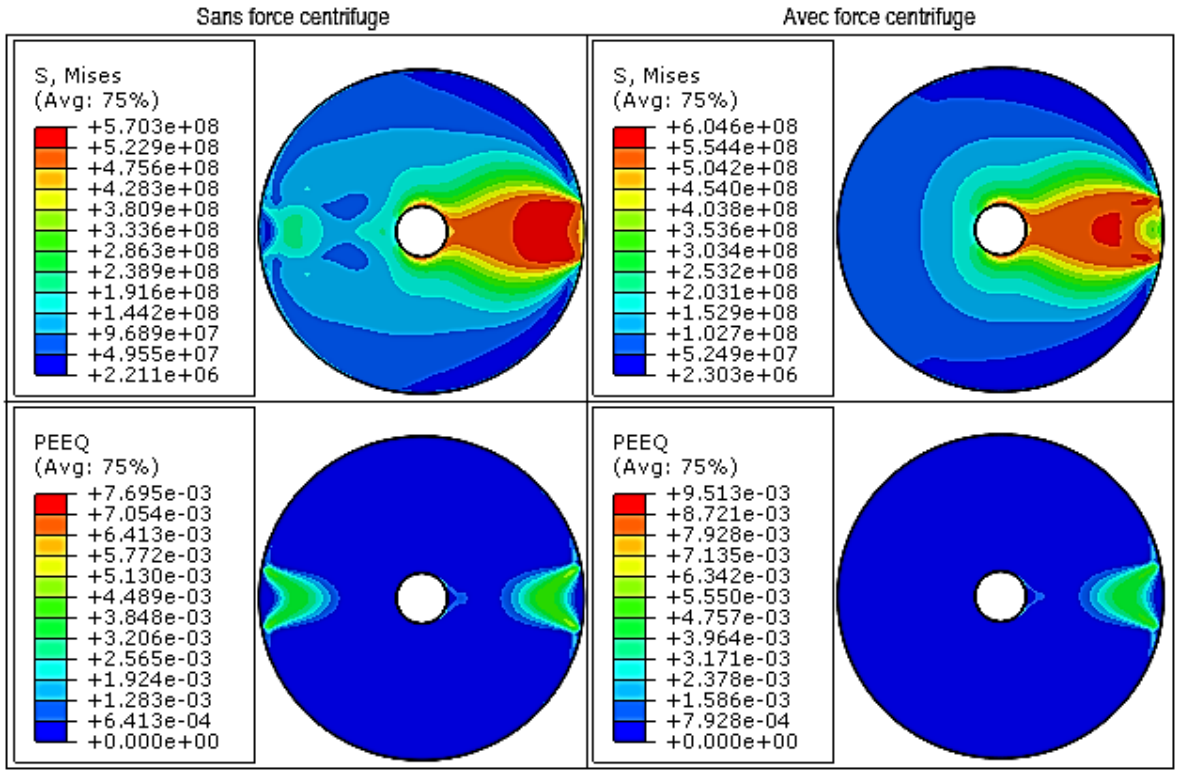


FIGURE 6.52 – Distributions de $(\sigma_{eq})_{max}$ et de PEEQ pour F = 7 MN/m à V = 320 km/h dans le cas sans et avec force centrifuge.

La figure 6.53 montre les distributions de la contrainte résiduelle équivalente de Von Mises pour F = 7 MN/m dans le cas sans et avec force centrifuge. On constate que l'écart entre les résultats obtenus sans force centrifuge et ceux obtenus avec force centrifuge est de 15.2 %.

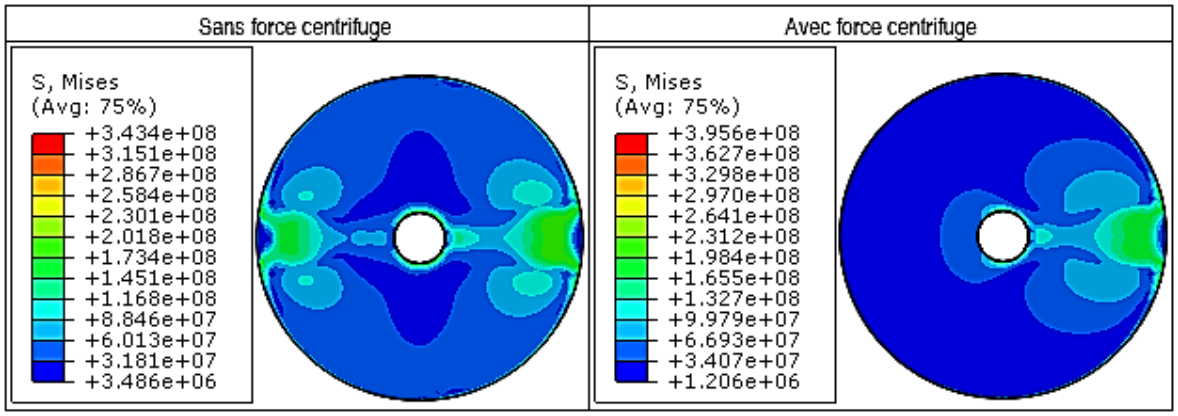


FIGURE 6.53 – Distributions de $(\sigma_{\text{eq}})_{\text{res}}$ pour F = 7 MN/m dans le cas sans et avec force centrifuge.

La figure 6.54 montre les distributions de la contrainte normale et de cisaillement au milieu du premier cycle de chargement pour F = 7 MN/m dans le cas sans et avec force centrifuge. On constate que l'écart entre les résultats obtenus sans force centrifuge et ceux obtenus avec force centrifuge est de 65.3 % en traction et de 8 % en compression pour la contrainte normale maximale. La compression maximale de la contrainte normale est extrêmement localisée à la surface de contact. De plus, on constate que l'écart entre les résultats obtenus sans force centrifuge et ceux obtenus avec force centrifuge est de 9 % pour la contrainte de cisaillement.

La figure 6.55 montre les distributions de la contrainte normale et de cisaillement au cours du dernier cycle de chargement pour F = 7 MN/m dans le cas sans et avec force centrifuge. On constate que l'écart entre les résultats obtenus sans force centrifuge et ceux obtenus avec force centrifuge est de 19.7 % pour $(\sigma_{22})_{\text{max}}$ et de 5.7 % pour $(\tau_{12})_{\text{max}}$.

La figure 6.56 montre les distributions de la déformation normale et de cisaillement au cours du dernier cycle de chargement pour F = 7 MN/m dans le cas sans et avec force centrifuge. On constate que l'écart entre les résultats obtenus sans force centrifuge et ceux obtenus avec force centrifuge est de 12.6 % pour $(\varepsilon_{22})_{\text{max}}$ et de 40 % pour $(\gamma_{12})_{\text{max}}$.

La figure 6.57 montre les distributions de la déformation normale et de cisaillement au cours du dernier cycle de chargement pour F = 7 MN/m dans le cas sans et avec force centrifuge. On constate que l'écart entre les résultats obtenus sans force centrifuge et ceux obtenus avec force centrifuge est de 30.8 % pour $(\varepsilon_{22})_{\text{res}}$ et de 58.1 % pour $(\gamma_{12})_{\text{res}}$.

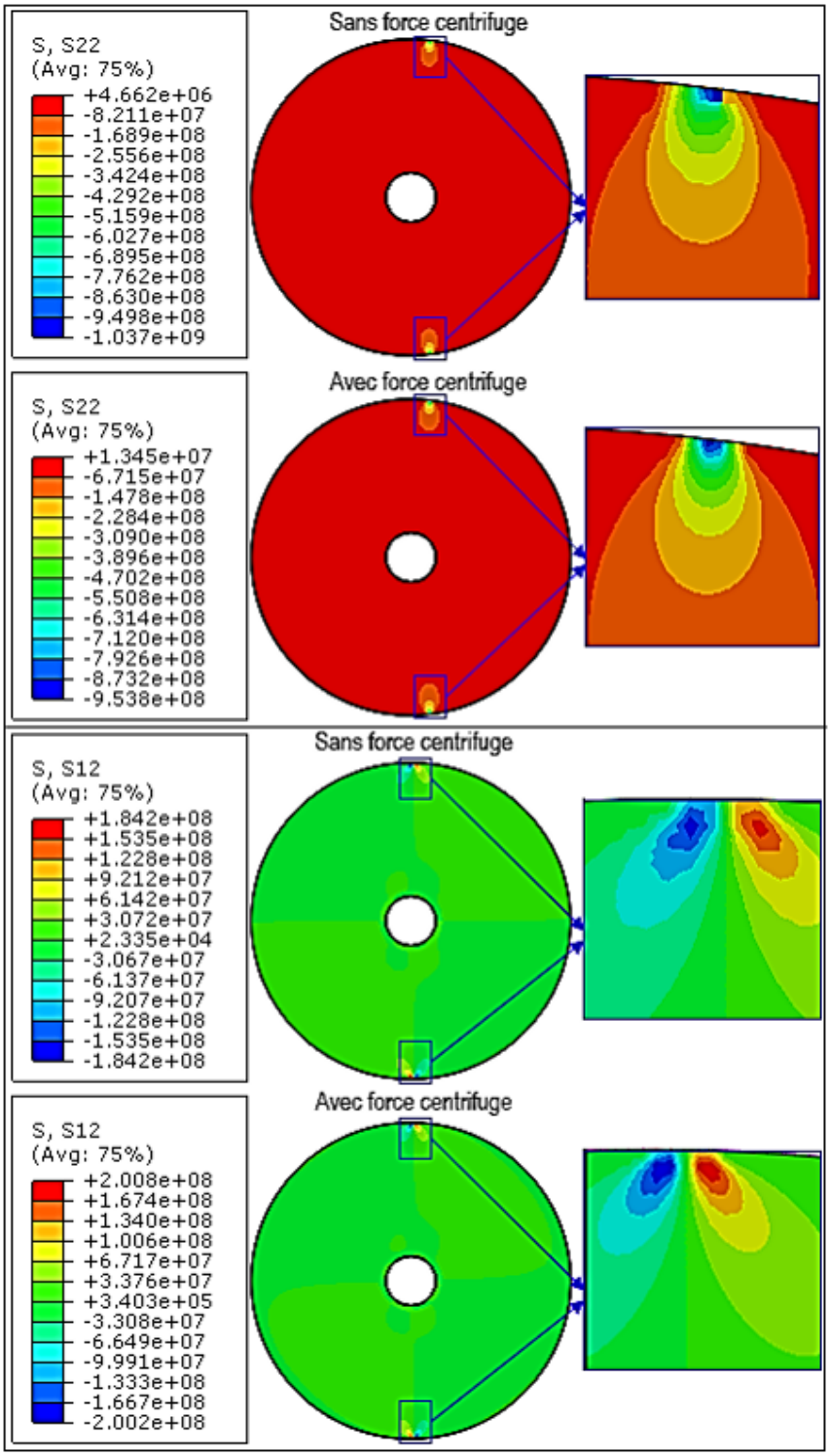


FIGURE 6.54 – Distributions de σ_{22} et de τ_{12} au milieu du premier cycle de chargement pour F = 7 MN/m dans le cas sans et avec force centrifuge.

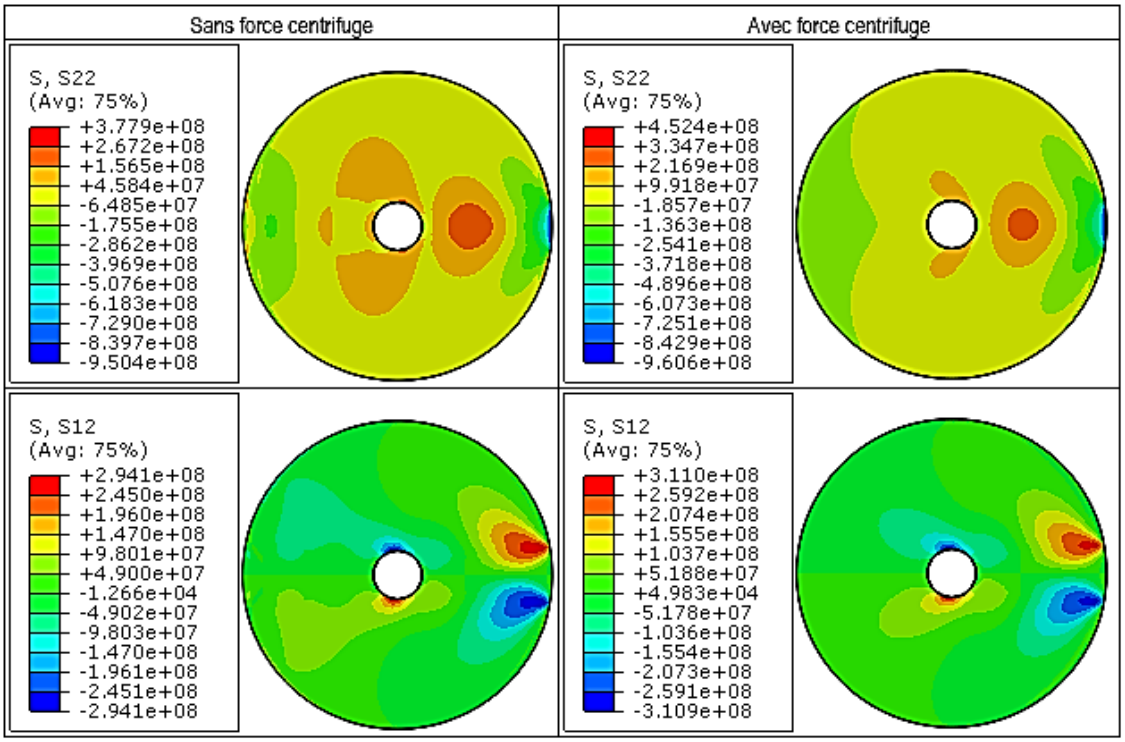


FIGURE 6.55 – Distributions de σ_{22} et de τ_{12} au cours du dernier cycle de chargement pour F = 7 MN/m dans le cas sans et avec force centrifuge.

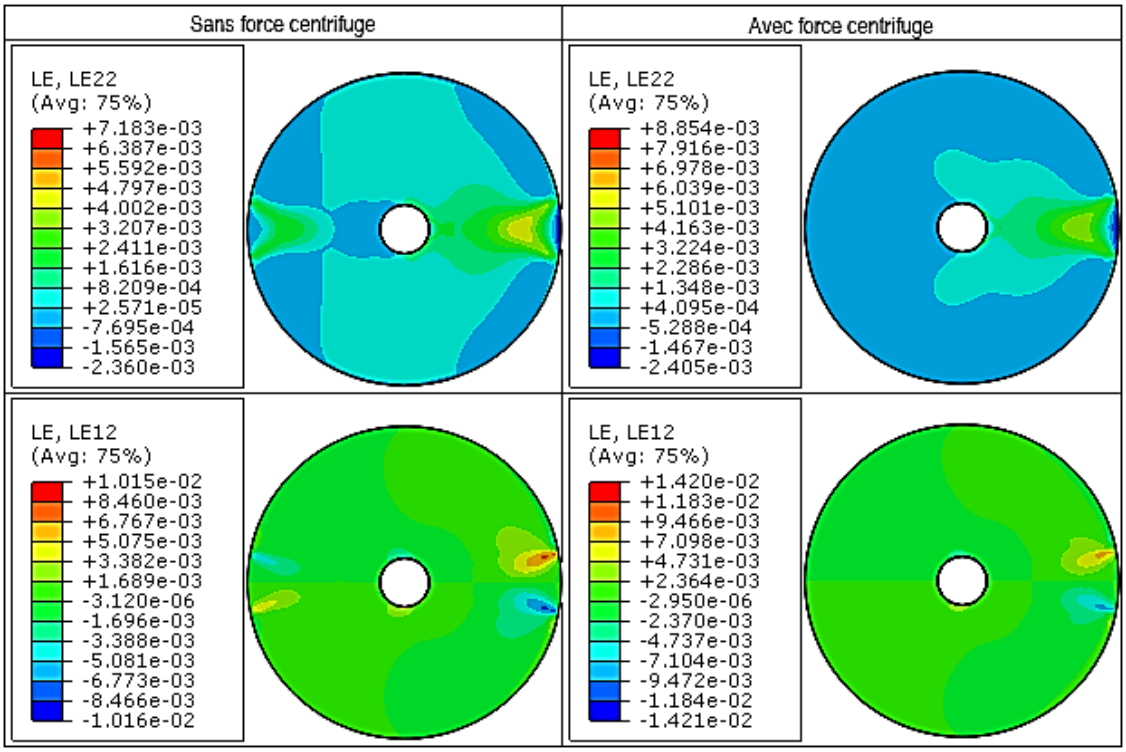


FIGURE 6.56 – Distributions de ε_{22} et de γ_{12} au cours du dernier cycle de chargement pour F = 7 MN/m dans le cas sans et avec force centrifuge.

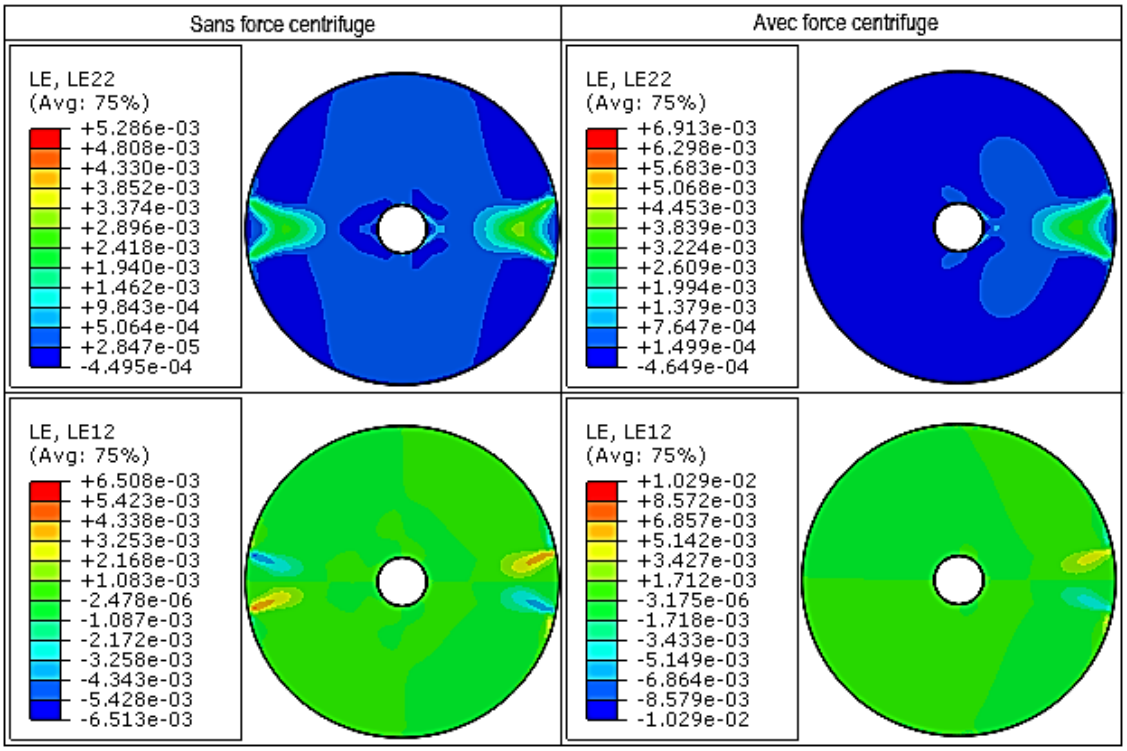


FIGURE 6.57 – Distributions de $(\varepsilon_{22})_{\text{res}}$ et de $(\gamma_{12})_{\text{res}}$ pour F = 7 MN/m dans le cas sans et avec force centrifuge.

6.6.3 Conclusions sur l'effet de la force centrifuge

L'effet de la force centrifuge sur la distribution des contraintes dans une roue ferroviaire soumise à une charge par essieu a été étudiée en négligeant le frottement au contact roue-rail. A partir des simulations numériques, nous avons conclu que :
- La force centrifuge entraîne une augmentation de la contrainte résiduelle équivalente de Von Mises et de la déformation plastique équivalente.
- La force centrifuge augmente lorsque la vitesse de train augmente.
- La force centrifuge a pour effet d'augmenter la contrainte et la déformation normale et de cisaillement et a donc une influence sur la durée de vie.

6.7 Conclusions

Une méthodologie d'analyse du risque de fatigue de contact de roulement d'une roue ferroviaire sans défaut soumise à des charges cycliques a été proposée en utilisant la méthode des éléments finis. Le matériau élastoplastique avec une loi de comportement mécanique comprenant un modèle d'écrouissage isotrope et d'écrouissage cinématique non linéaire de Chaboche a été utilisé. Le modèle de contact roue-rail par éléments finis a été validé en utilisant la théorie du contact de Hertz en élasticité plane. Les réponses asymptotiques du matériau d'une roue ferroviaire ont été déterminées à partir des contraintes et des déformations en état stabilisé. Nous avons ensuite choisi et appliqué le critère de fatigue multiaxiale de Jiang-Sehitoglu qui nous a permis de calculer la durée de vie de la roue ferroviaire. La composante dominante (traction ou cisaillement) de l'endommagement et la réponse asymptotique du matériau ont permis de déterminer très précisément le type de comportement du matériau et de construire le diagramme d'accommodation dans lequel nous avons délimité une région de l'effet de rochet dans laquelle la roue ferroviaire se rompt de façon inopinée.

A l'interface roue-rail, les phases de traction et de freinage ont été prises en compte pour refléter le contact roue-rail réel. Les valeurs du coefficient de frottement prises pour la phase de traction sont : 0 et 0.05 et celles prises pour la phase de freinage sont : 0.1, 0.15, 0.2, 0.25, 0.3, 0.35 et 0.4. Pendant la phase de traction, le contact roue-rail se situe entre le boudin de roue et le congé de roulement de rail alors que, pendant la phase de freinage, le contact roue-rail se situe entre la bande de roulement de roue et le champignon de rail. Nous avons également étudié les deux cas de contact roue-rail linéique et elliptique. Le contact roue-rail linéique est similaire à un contact entre un cylindre et un plan alors que le contact roue-rail elliptique est similaire à un contact entre deux cylindres à axes perpendiculaires et est compatible avec les conditions ferroviaires pratiques.

Les simulations numériques effectuées dans cette étude ont permis de tirer les conclusions suivantes :

- Pour le choix de la taille des éléments du maillage dans la région d'intérêt, où les gradients de contraintes et de déformations sont très prononcés, nous avons trouvé un bon compromis avec le temps de calcul sur la base de la contrainte équivalente de Von Mises et du paramètre de fatigue maximum évalués pendant un cycle de chargement pour différentes tailles d'éléments du maillage. Nous avons donc trouvé la taille des éléments du maillage de 100 μm dans la région d'intérêt qui est située prés de la surface de contact roue-rail.

- Pour l'influence du chargement :
1. La contrainte et la déformation plastique équivalente de Von Mises augmentent avec la charge par essieu.
2. La zone dans laquelle la contrainte et la déformation plastique équivalente sont maximales se déplace vers la bande de roulement de la roue ferroviaire lorsque la charge par essieu augmente.
3. Le paramètre de fatigue maximum augmente lorsque la charge par essieu devient importante. Inversement, la durée de vie de la roue ferroviaire diminue, mais ne présente pas la saturation qui caractérise la limite d'endurance.

4. Nous avons pu modéliser les quatre types de comportement du matériau tels que le comportement purement élastique, l'adaptation élastique, l'accommodation plastique et l'effet de rochet en utilisant cinq niveaux de charge par essieu : F = 4, 7, 12, 18 et 22 MN/m.

- Pour l'influence du frottement :
1. La contrainte et la déformation plastique équivalente de Von Mises sont fortement influencées par l'augmentation du coefficient de frottement pour différents niveaux de charge par essieu.
2. La zone dans laquelle la contrainte et la déformation plastique équivalente de Von Mises sont maximales se déplace d'une certaine profondeur dans la section de la roue ferroviaire vers la bande de roulement de la roue lorsque le frottement devient de plus en plus important à l'interface roue-rail.
3. Dans le diagramme d'accommodation, le type de comportement du matériau dépend considérablement de la charge par essieu, des conditions de contact roue-rail, de la limite d'élasticité du matériau et du frottement à l'interface roue-rail. A cet effet, nous avons deux diagrammes d'accommodation dans les deux cas de contact roue-rail linéique et elliptique.
4. L'effet du frottement sur le paramètre de fatigue maximum se manifeste clairement à partir d'une certaine valeur du coefficient de frottement d'environ 0.25. A partir de cette valeur du coefficient de frottement, l'endommagement augmente fortement dans la roue ferroviaire. Inversement, cette augmentation de l'endommagement réduit considérablement la durée de vie de la roue ferroviaire. En outre, la limite d'endurance a été obtenue en exprimant la contrainte équivalente de Von Mises en fonction de la durée de vie.
5. L'augmentation de la charge par essieu et du coefficient de frottement a influencé l'angle d'orientation du plan critique du matériau qui correspond au paramètre de fatigue maximum. C'est sur ce plan critique que s'amorcent les fissures de fatigue.
6. Nous avons constaté que la valeur de la contrainte moyenne σ_{m} a un impact sur l'effet de rochet.

- Pour la force centrifuge :
1. La force centrifuge augmente avec la vitesse du train.
2. La force centrifuge entraîne une augmentation des contraintes et des déformations du contact roue-rail.

Chapitre 7

Étude de la FCR d'une roue ferroviaire par la technique de sous-modélisation

7.1 Introduction

La technique de sous-modélisation a été utilisée dans les simulations numériques d'une section de roue ferroviaire pour tenir compte de la présence d'un défaut. En effet, un sous-modèle est une section à plus petite échelle du modèle à grande échelle (modèle global) dans laquelle des simulations plus détaillées et un degré de précision plus élevé sont effectuées. Le sous-modèle doit inclure la zone proche de la surface de roulement, dans laquelle se trouve un défaut du matériau, qui est significativement affectée par le passage de la charge. C'est dans cette région d'intérêt qu'il faut étudier l'endommagement par FCR de la roue. Pour analyser le sous-modèle, les déplacements nodaux sont récupérés du modèle global simplifié et appliqués aux limites du sous-modèle. En utilisant la technique de sous-modélisation, les coûts de calcul sont réduits, tandis que le sous-modèle fournit une prévision réaliste de l'endommagement par FCR de la roue [291].

Dans les recherches de Liu et al. [149], la technique de sous-modélisation a été appliquée pour étudier l'endommagement par fatigue des roues ferroviaires, la réduction du temps de calcul et la précision des résultats du modèle ont été obtenues. Selon ces études, la sous-modélisation est un outil puissant pour étudier en détail certaines parties des problèmes d'ingénierie à grande échelle et le défi est de trouver un modèle constitutif optimal qui reflète adéquatement la réalité et les besoins de détail. Modar [272] a étudié la technique de sous-modélisation d'une section de roue dans le but de réduire le temps de calcul et d'obtenir des résultats très précis. Il a trouvé des résultats très précis pour l'endommagement par fatigue de la roue lorsque le défaut circulaire était placé à une profondeur de 15 mm dans la section de la roue à partir de la bande de roulement de la roue dans le cas d'un contact roue-rail linéique.

Ciptokusumo et al. [292] ont appliqué la technique de sous-modélisation pour étudier la distribution des contraintes d'une structure avec différentes conditions aux limites et différentes tailles de géométrie du modèle, ce qui a révélé l'efficacité de l'outil de sous-modélisation pour réduire le temps de calcul de la simulation numérique et obtenir en même temps des résultats précis.

L'approche de sous-modèle est basée sur le principe de Saint Venant [293], qui stipule que

si une distribution de force réelle est remplacée par un système statiquement équivalent, la distribution des contraintes et des déformations n'est modifiée que près des régions d'application de charge. Ce principe implique que lorsque les conditions aux limites du sous-modèle sont remplacées par les conditions aux limites du modèle global, la différence entre la réponse du modèle global et celle du sous-modèle est négligeable. Bien que la taille du sous-modèle soit définie par l'utilisateur et dépende du problème particulier, la taille appropriée du sous-modèle doit être vérifiée afin que les effets causées par les phénomènes locaux disparaissent à la limite du sous-modèle.

7.2 Description du modèle numérique 2D

La géométrie du contact roue-rail entraîne une répartition inégale des contraintes dans une section de roue ferroviaire sous chargement cyclique. La région présentant des concentrations de contraintes agit souvent comme une zone critique à partir de laquelle l'endommagement par FCR peut se produire. Une estimation précise de la distribution des contraintes, en particulier dans cette zone critique, est essentielle pour une prévision plus fiable de l'endommagement ou de la durée de vie à l'amorçage de fissure.

Nous avons utilisé une masse de 11.25 tonnes répartie sur la roue ferroviaire. Cette masse produit une pression de contact maximale égale à 1285.5 MPa et crée une surface elliptique dont le demi-grand axe, a, est égal à 7.3 mm et le demi-petit axe, b, à 5.6 mm. Cette masse appliquée à la roue correspond à une force linéique égale à 11.31 MN/m. Nous avons supposé un contact roue-rail elliptique, similaire à un contact entre deux cylindres à axes perpendiculaires.

La section de la roue est modélisée avec un défaut circulaire de 0.1 mm de rayon, situé à une profondeur $h = 0.78\ a = 5.7$ mm, où se situe la valeur la plus élevée de la contrainte de cisaillement maximum $\tau_{\max}$. Nous avons effectué six passages de la charge. La technique de sous-modélisation prend les conditions aux limites telles que les déplacements ou les contraintes d'un modèle global sans défaut à maillage généralement grossier et applique ces conditions aux limites au sous-modèle qui représente uniquement la région locale qui entoure le défaut et qui peut alors être maillé finement.

A des fins de vérification, deux modèles globaux et un sous-modèle sont construits comme suit :

- Le modèle global détaillé qui comprend un défaut circulaire de rayon donné et situé à une profondeur donnée sous la surface de roulement (Figure 7.1). Ce modèle est utilisé pour vérifier l'exactitude des solutions obtenues à partir de l'analyse du sous-modèle. Ce modèle utilise 30711 éléments dont 2052 sont situés autour du défaut.

- Dans le modèle global simplifié, le défaut est complètement négligé (Figure 7.2). Les déplacements nodaux obtenus avec ce modèle sont interpolés et appliqués comme conditions aux limites du sous-modèle. En d'autres termes, ce modèle permet de déterminer les conditions aux limites injectées dans le sous-modèle. Ce modèle utilise 3696 éléments.

- Le sous-modèle contient un défaut et a la même densité de maillage que le modèle global détaillé (Figure 7.3). Ce modèle régule les erreurs de discrétisation du modèle global

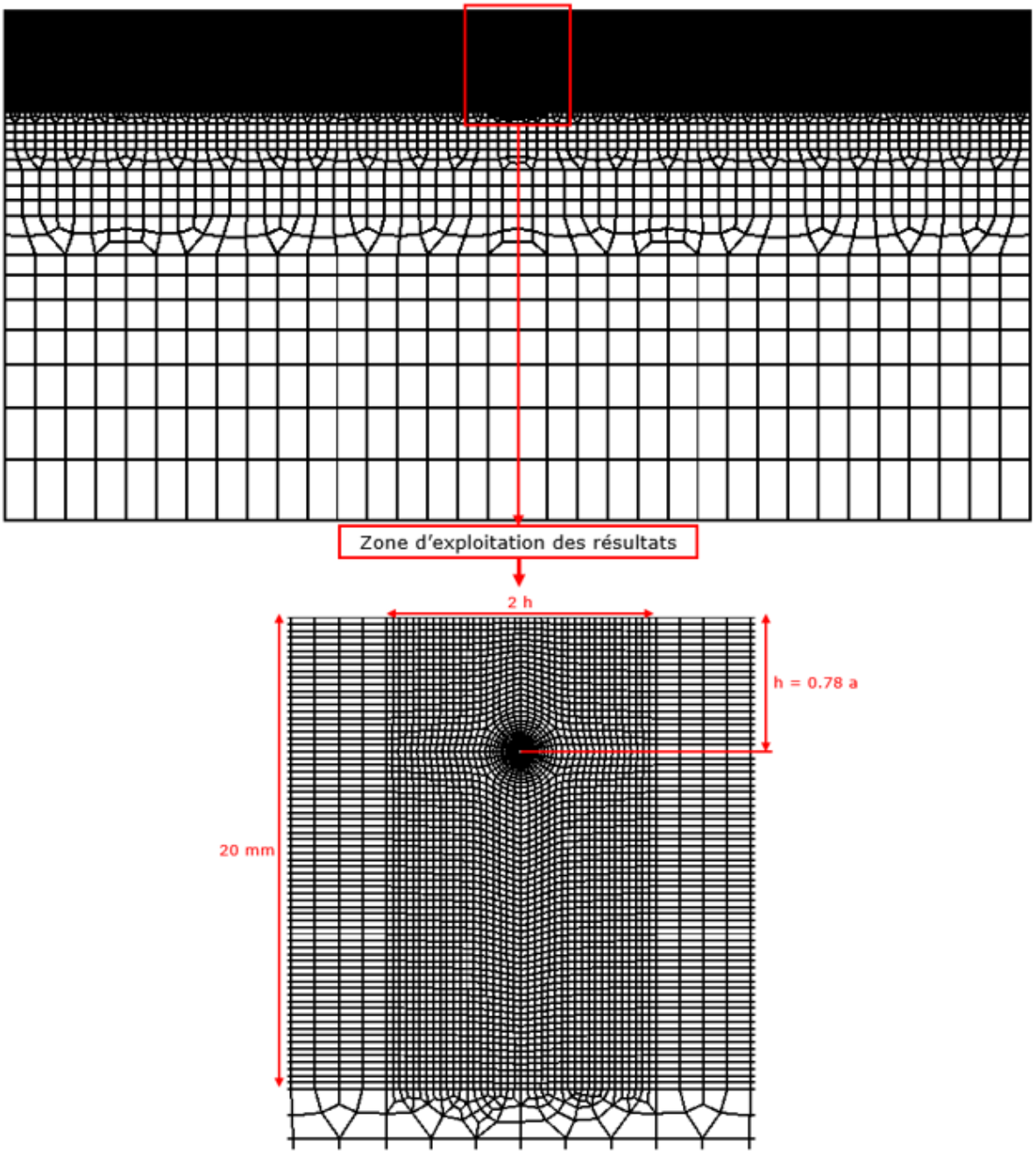


FIGURE 7.1 – Modèle global détaillé contenant un défaut circulaire situé à une certaine profondeur en dessous de la surface de contact.

simplifié, avec un temps de calcul considérablement réduit par rapport à celui du modèle global détaillé. Ce modèle utilise 1748 éléments pour une taille des éléments de 20 μm au voisinage immédiat du défaut.

Pour configurer le sous-modèle, nous avons fait une copie du modèle global simplifié, nous avons retiré toutes les parties inutiles pour le sous-modèle. Cette méthode assure que le sous-modèle se trouve à la même position dans le modèle global, ce qui est nécessaire pour que le sous-modèle fonctionne.

Les déplacements sur les bords du sous-modèle ont été interpolés ou entraînés par les

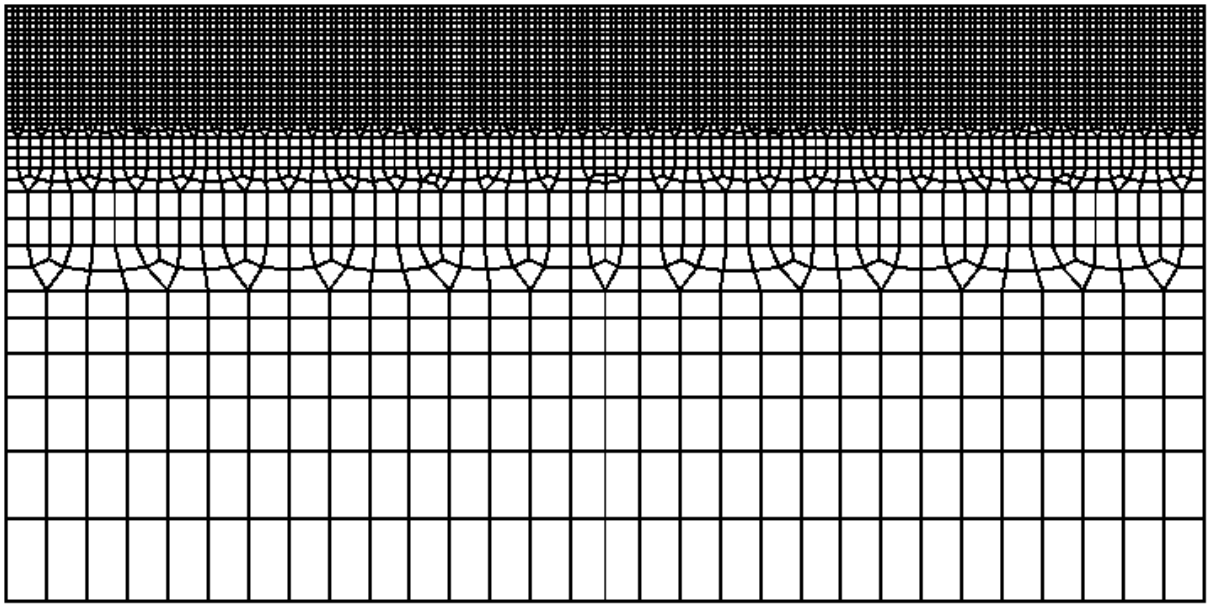


FIGURE 7.2 – Modèle global simplifié ne contenant pas de défaut.

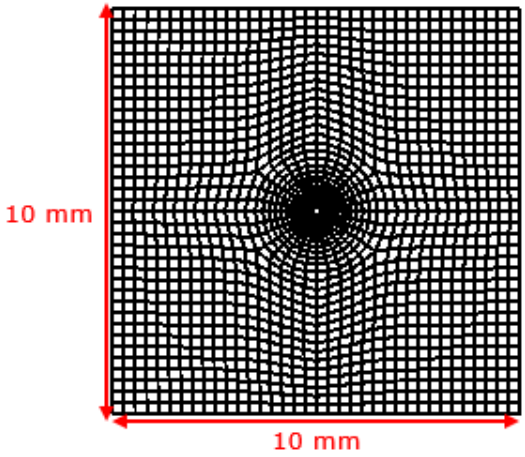


FIGURE 7.3 – Sous-modèle qui représente juste la région entourant le défaut.

déplacements obtenus à partir de la solution du modèle global simplifié. Le temps de simulation a été fixé à 6 s, soit le même que celui de l'analyse du modèle global détaillé. La définition du modèle constitutif du matériau dans le sous-modèle est la même que celle définie dans le modèle global.

Pour le sous-modèle basé sur les nœuds :
- de nouvelles conditions aux limites sont créées,
- un step d'analyse est sélectionné,
- on choisit la catégorie *Other* et le type *Submodel* pour le step sélectionné (Figure 7.4).

Pour la *région de pilotage*, la valeur par défaut *automatique* convient dans notre cas. La *tolérance extérieure* par défaut, qui spécifie dans quelle mesure les *nœuds pilotés* (sous-modèle) peuvent se trouver en dehors du *modèle pilotant* (modèle global), peut être utilisée. Les magnitudes du modèle global ne peuvent pas être modifiées. Pour les degrés de liberté, il n'y a pas de valeur par défaut ; ils doivent être renseignés. Dans notre cas, les

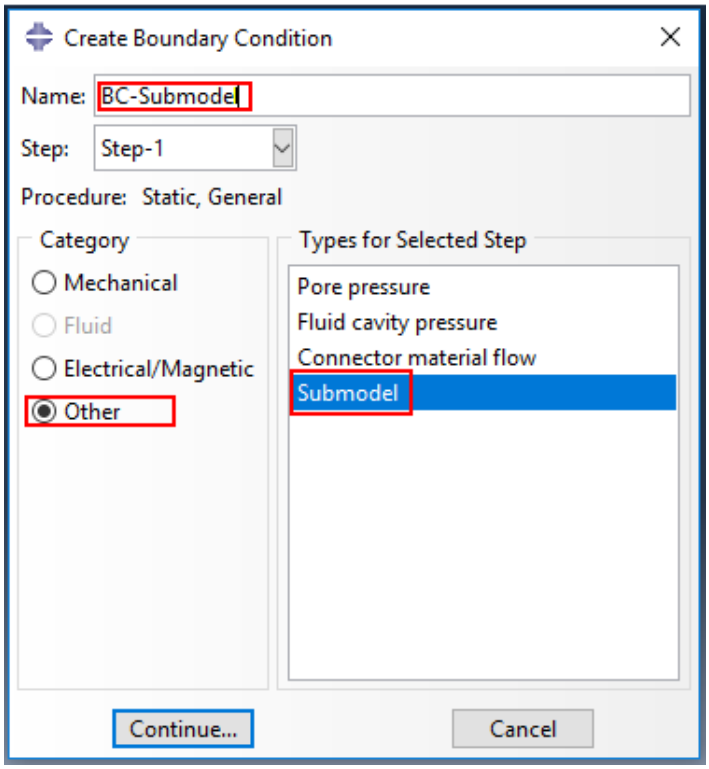


FIGURE 7.4 – Création d'une condition de sous-modélisation basée sur des nœuds.

deux degrés de liberté sont contrôlés par le modèle global et donc "1, 2" sont renseignés. Pour le nombre de step global, un seul step est disponible et donc le nombre de step dans le sous-modèle est 1 (Figure 7.5).

Le sous-modèle basé sur la surface est défini de manière similaire. Dans ce cas :
- le chargement est créé,
- Dans la boîte de dialogue *Create Load*, le step est sélectionné,
- On choisit la catégorie *Other* et le type *Submodel*.

Le modèle global utilisé pour le sous-modèle est spécifié dans les *attributs du modèle* (Figure 7.6).

Un travail peut maintenant être créé et l'analyse exécutée. Pour juger des résultats, il est avantageux de créer un graphique de superposition du modèle global détaillé et du sous-modèle.

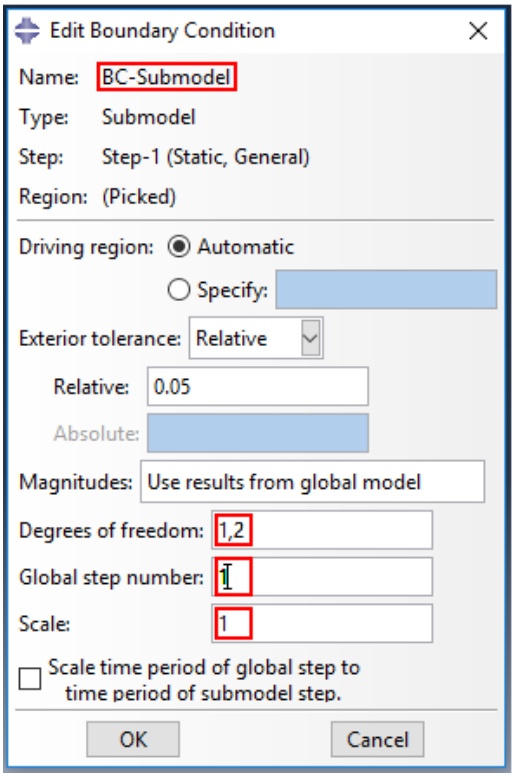


FIGURE 7.5 – Valeurs des conditions aux limites du sous-modèle.

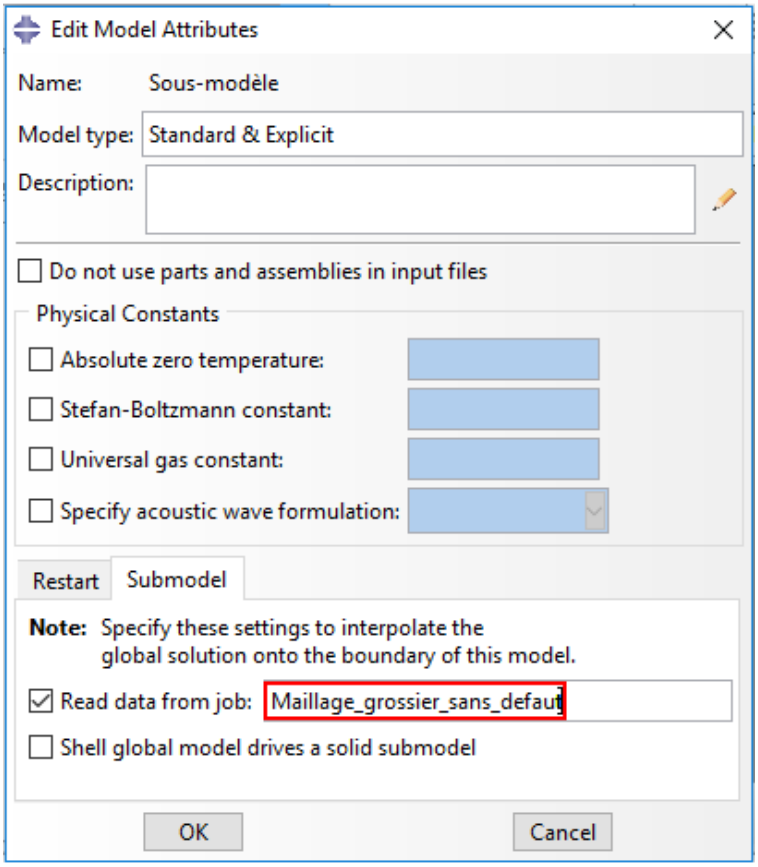


FIGURE 7.6 – Spécification du modèle global dans les attributs de modèle.

7.3 Résultats et discussions

La technique de sous-modélisation a donné des résultats qualitativement bons avec un temps de calcul 8 fois moins long. En effet, le temps de calcul est de 13201 s pour le modèle global détaillé, 1560 s pour le modèle global simplifié et 163 s pour le sous-modèle. La fiabilité du sous-modèle proposé est vérifiée en comparant les résultats du modèle global détaillé et du sous-modèle. L'objectif principal est d'assurer le transfert correct des informations du modèle global simplifié au sous-modèle.

La figure 7.7 montre la distribution des déplacements pour le modèle global détaillé et pour le sous-modèle après le passage de la charge. La différence entre les résultats est de l'ordre de 8.6 % pour la valeur maximale des déplacements. Comme on peut le constater, une variation significative des déplacements au voisinage immédiat du défaut, a lieu principalement dans la même zone dans le modèle global détaillé et le sous-modèle.

La figure 7.8 montre la distribution des composantes verticale et horizontale du déplacement pour le modèle global détaillé et pour le sous-modèle après le passage de la charge. La différence entre les résultats est de l'ordre de 36.8 % pour la composante verticale et de 8.9 % pour la composantes horizontale.

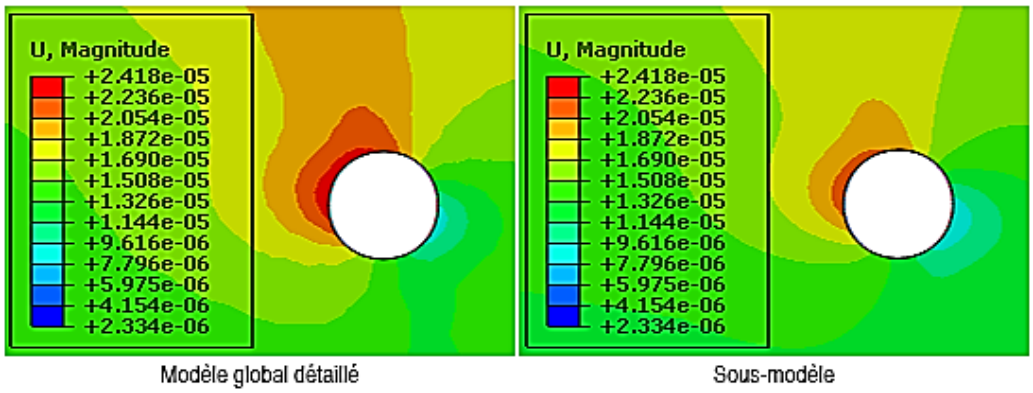


FIGURE 7.7 – Distribution des déplacements pour le modèle global détaillé et pour le sous-modèle au voisinage du défaut après le passage de la charge.

La figure 7.9 présente la distribution de la contrainte équivalente de Von Mises pour le modèle global détaillé et le sous-modèle après le passage de la charge. La différence entre les résultats est de 3.9 % pour la contrainte équivalente de Von Mises. Le modèle global détaillé aboutit à la plus grande valeur par rapport au sous-modèle.

La figure 7.10 présente la distribution de la contrainte normale et de cisaillement pour le modèle global détaillé et le sous-modèle après le passage de la charge. La différence entre les résultats est de 22.6 % pour la contrainte normale et de 16.9 % pour la contrainte de cisaillement. Le sous-modèle présente la valeur la plus grande par rapport au modèle global détaillé pour la contrainte normale alors que c'est l'inverse pour la contrainte de cisaillement.

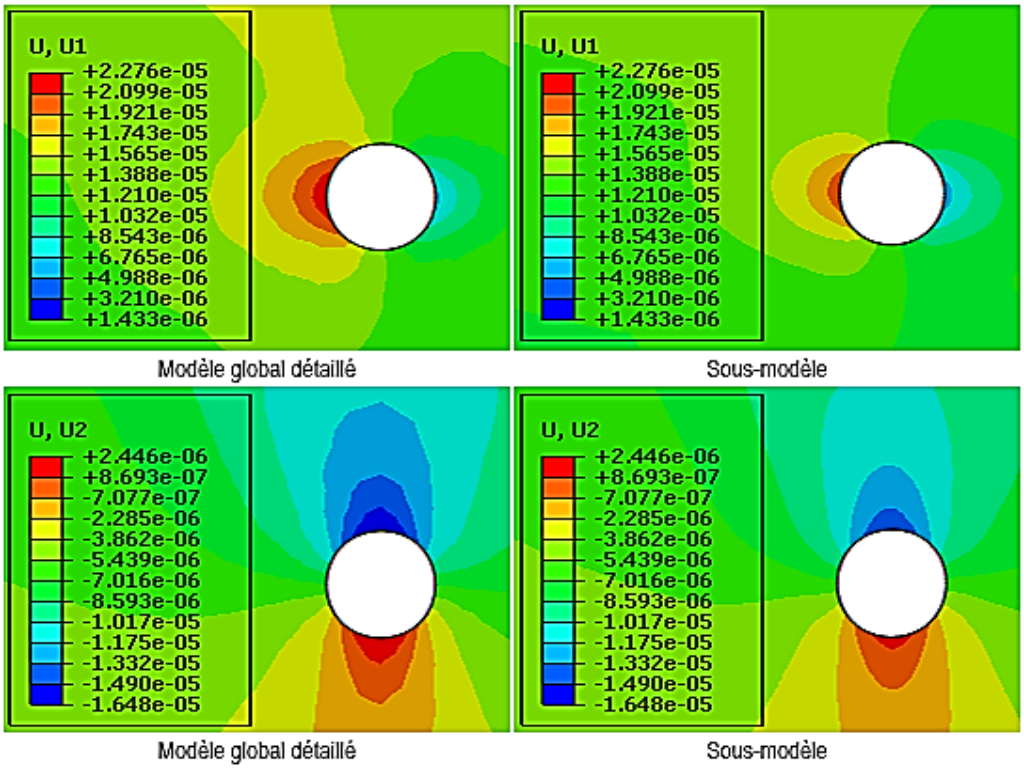


FIGURE 7.8 – Distribution des composantes horizontale U_1 et verticale U_2 des déplacements pour le modèle global détaillé et pour le sous-modèle au voisinage du défaut après le passage de la charge.

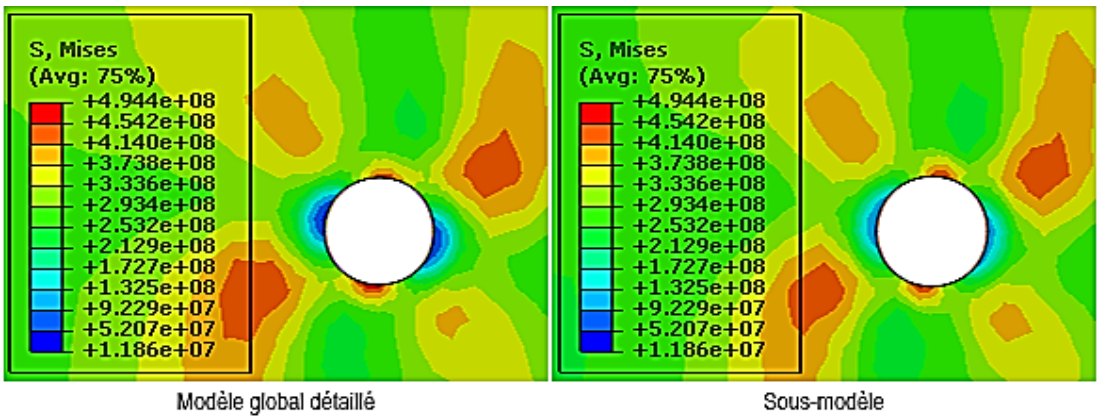


FIGURE 7.9 – Distribution de la contrainte équivalente de Von Mises pour le modèle global détaillé et le sous-modèle au voisinage du défaut après le passage de la charge.

La figure 7.11 présente la distribution de la déformation plastique équivalente pour le modèle global détaillé et le sous-modèle après le passage de la charge. La différence entre les résultats est de l'ordre de 12.8 % pour la déformation plastique équivalente. Le modèle global détaillé aboutit à la valeur la plus grande par rapport au sous-modèle.

La figure 7.12 présente la distribution de la déformation normale et de la déformation de cisaillement pour le modèle global détaillé et le sous-modèle après le passage de la charge. La différence entre les résultats est d'environ 17.9 % pour la déformation normale et 9.3 % pour la déformation de cisaillement. Le modèle global détaillé présente la valeur la

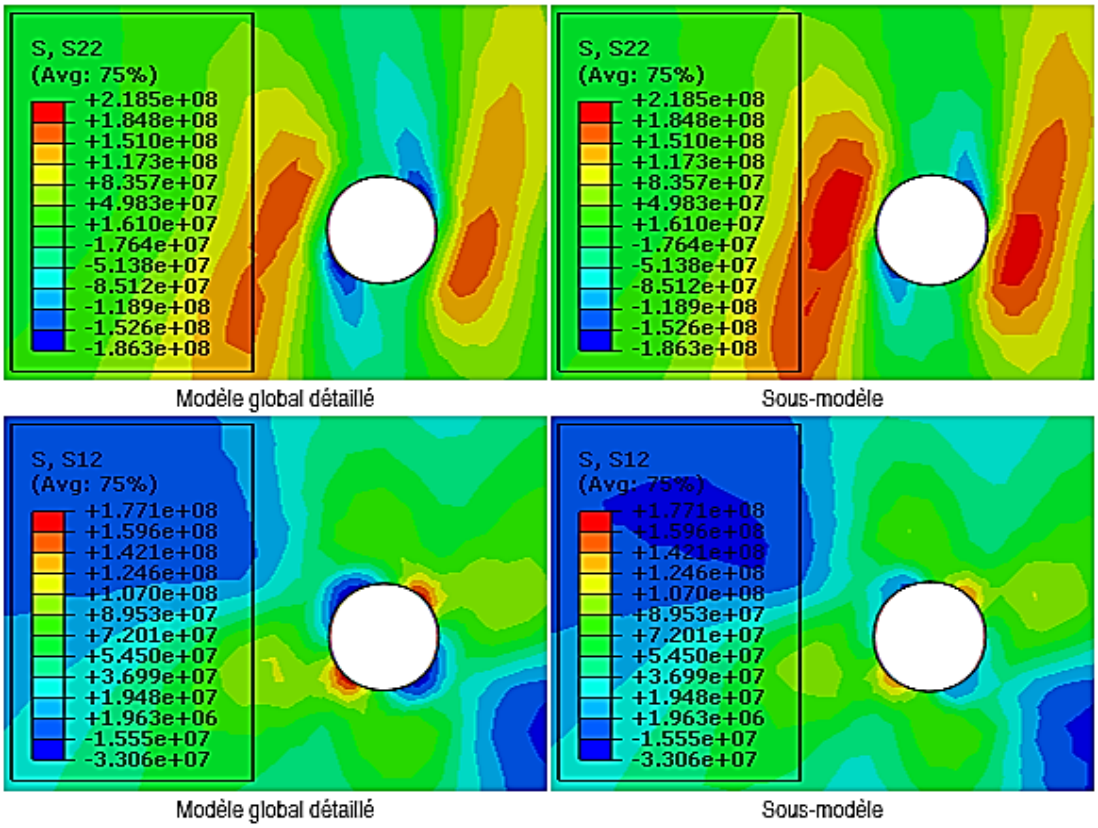


FIGURE 7.10 – Distribution de la contrainte normale et de cisaillement pour le modèle global détaillé et le sous-modèle au voisinage du défaut après le passage de la charge.

plus grande par rapport au modèle global détaillé pour la contrainte normale et pour la contrainte de cisaillement.

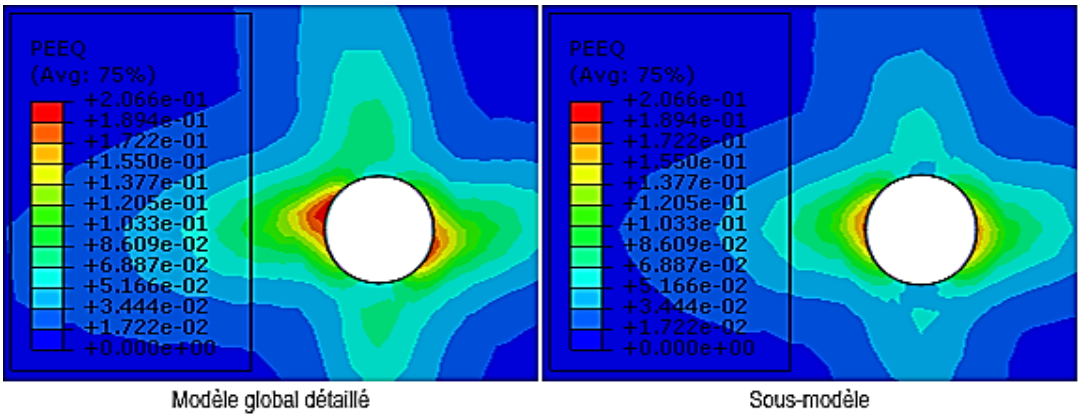


FIGURE 7.11 – Distribution de la déformation plastique équivalente pour le modèle global et le sous-modèle au voisinage du défaut après le passage de la charge.

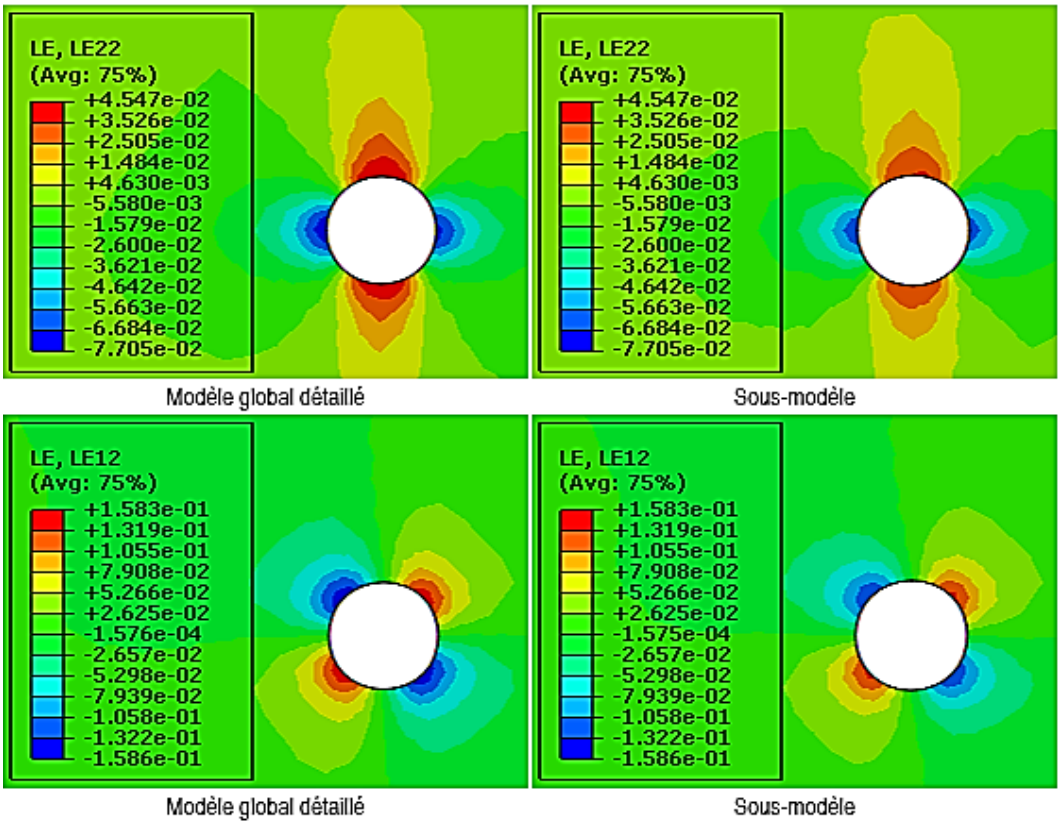


FIGURE 7.12 – Distribution de la déformation normale et de cisaillement pour le modèle global et le sous-modèle au voisinage du défaut après le passage de la charge.

Les figures 7.13 et 7.14 présentent l'évolution de la contrainte et de la déformation normale et de cisaillement respectivement pour le modèle global détaillé et le sous-modèle dans un élément le plus sollicité situé au voisinage immédiat du défaut. La comparaison des résultats révèle qu'il y a des écarts non négligeables entre les résultats obtenus à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle.

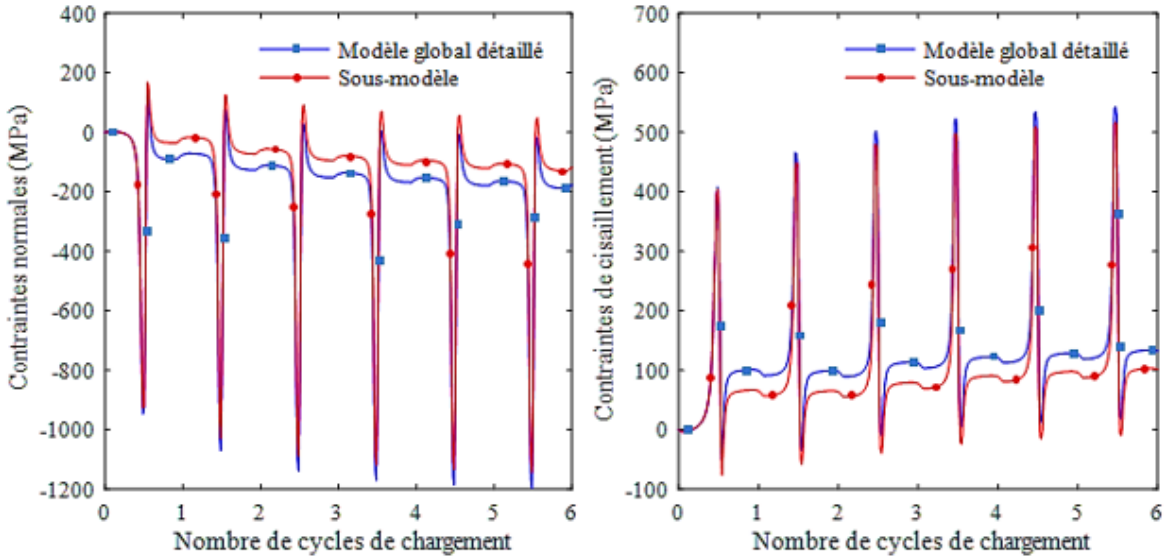


FIGURE 7.13 – Évolution de la contrainte normale et de cisaillement pour le modèle global détaillé et le sous-modèle pour un défaut situé à une profondeur $h = 5.7$ mm.

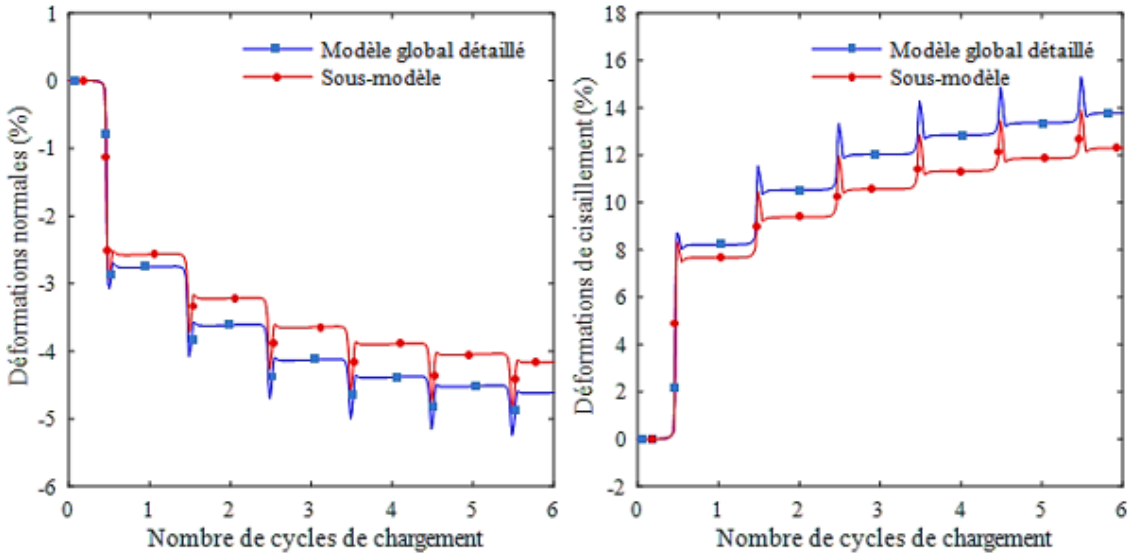


FIGURE 7.14 – Évolution de la déformation normale et de cisaillement pour le modèle global détaillé et le sous-modèle pour un défaut situé à une profondeur $h = 5.7$ mm.

La figure 7.15 présente l'évolution du paramètre de fatigue en fonction de l'angle d'orientation du plan du matériau pour le modèle global détaillé et le sous-modèle. Dans l'élément le plus sollicité, le $\mathrm{FP_{max}}$ est de l'ordre de 2.491 MPa pour le modèle global détaillé et de 2.749 MPa pour le sous-modèle. Dans l'élément le plus endommagé, le $\mathrm{FP_{max}}$ est de l'ordre de 3.911 MPa pour le modèle global détaillé et de 3.362 MPa pour le sous-modèle. La différence entre les résultats est d'environ 10.4 et de 14 %, respectivement, pour les deux éléments (le plus sollicité et le plus endommagé). Cela démontre qu'il y a une énorme différence entre les résultats obtenus à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle. On note également que, pour l'élément le plus endommagé, la sous-modélisation sous-estime FP_{max}, ce qui est problématique pour le calcul de la durée de vie $\mathrm{N_f}$.

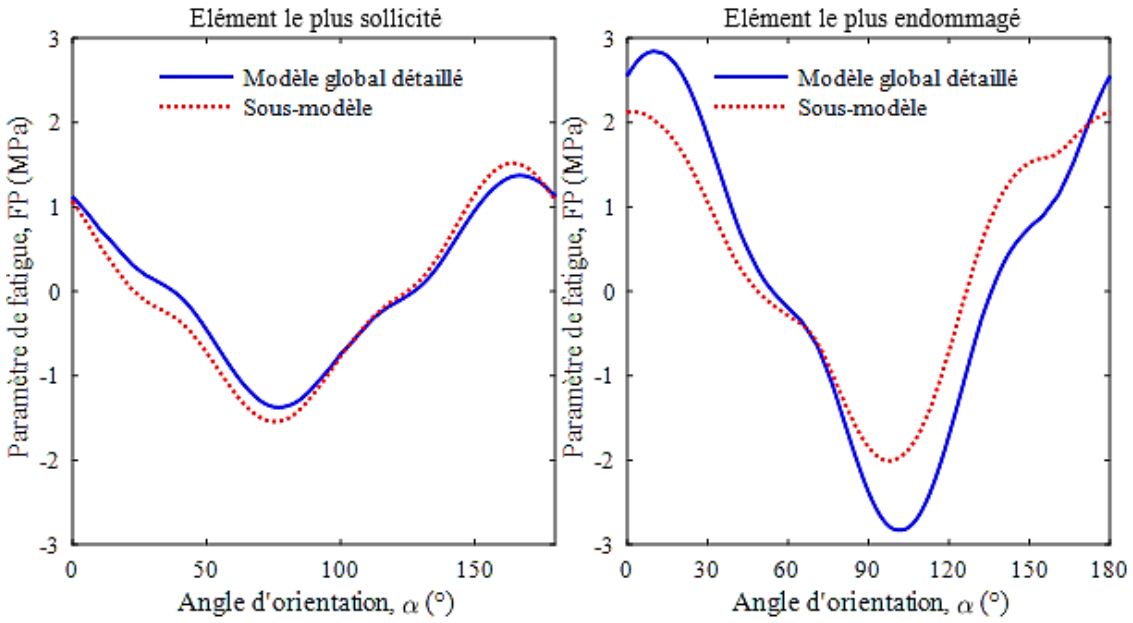


FIGURE 7.15 – Évolution du paramètre de fatigue en fonction de l'angle d'orientation du plan du matériau pour le modèle global et le sous-modèle pour un défaut situé à une profondeur $h = 5.7$ mm.

Les deux approches de modélisation fournissent des résultats qualitativement identiques même si les écarts entre les résultats sont importants. Cela signifie que la technique de sous-modélisation peut fournir des résultats raisonnables qui correspondent bien à ceux obtenus à partir du modèle global détaillé si l'on essaie de réduire ces écarts.

La différence entre les résultats peut être attribuée à la discrétisation du maillage plus grossier pour le modèle global simplifié, aux déplacements nodaux à la limite du sous-modèle différents de ceux du modèle global simplifié, à la simplification impliquée par l'hypothèse d'interpolation des déplacements sur les limites du sous-modèle [294] et à la profondeur du défaut dans la section de la roue.

7.4 Influence de la profondeur de défaut

Pour valider la technique de sous-modélisation, nous avons également étudié l'influence de la profondeur du défaut dans le modèle global détaillé et dans le sous-modèle. La comparaison des résultats obtenus à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle nous a permis d'analyser les différences entre ces résultats. Les profondeurs étudiées sont : 2, 6, 10 et 15 mm.

Les valeurs des déplacements, des contraintes et des déformations obtenues à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle en fonction de la profondeur du défaut sont présentées respectivement dans les tableaux 7.1, 7.3 et 7.5. Les tableaux 7.2, 7.4 et 7.6 donnent respectivement les différences entre les déplacements, les contraintes et les déformations obtenus à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle.

	h = 2 mm		h = 5.7 mm		h = 10 mm		h = 15 mm	
	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle
U (μm)	25.3	23.1	24.1	22.0	18.7	17.0	18.6	4.9
U_1 (μm)	24.3	21.8	22.7	20.7	16.9	16.0	16.9	4.3
U_2 (μm)	2.1	-0.5	2.6	1.6	0.3	-0.1	-0.8	-0.9

TABLEAU 7.1 – Déplacements obtenus à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut.

	h = 2 mm	h = 5.7 mm	h = 10 mm	h = 15 mm
U (%)	8.8	8.6	9.1	73.8
U_1 (%)	10.0	8.9	5.5	74.5
U_2 (%)	123.6	36.8	151.9	7.21

TABLEAU 7.2 – Différence entre les déplacements obtenus à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut.

	h = 2 mm		h = 5.7 mm		h = 10 mm		h = 15 mm	
	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle
σ_{eq} (MPa)	426.0	405.8	492.6	473.6	382.5	387.1	474.9	482.4
σ_{22} (MPa)	217.6	313.4	176.8	216.7	411.3	437.1	559.8	569.1
τ_{12} (MPa)	148.7	94.47	177.8	147.7	165.3	183.2	149.0	149.2

TABLEAU 7.3 – Contraintes obtenues à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut.

	h = 2 mm	h = 5.7 mm	h = 10 mm	h = 15 mm
σ_{eq} (%)	4.7	3.9	1.2	1.6
σ_{22} (%)	44	22.6	6.3	1.7
τ_{12} (%)	36.5	17	10.8	0.1

TABLEAU 7.4 – Différence entre les contraintes obtenues à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut.

	h = 2 mm		h = 5.7 mm		h = 10 mm		h = 15 mm	
	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle
ε_{eq} (%)	23.4	20.5	20.7	18.1	9.5	8.9	2.5	2.3
ε_{22} (%)	4.7	3.5	4.6	3.8	0.7	0.7	0.1	0.1
γ_{12} (%)	15.9	12.9	15.9	14.4	5.1	4.8	1.0	0.9

TABLEAU 7.5 – Déformations obtenues à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut.

Nous avons étudié l'évolution des contraintes et des déformations, obtenues à partir du modèle globale détaillé et du sous-modèle, dans l'élément le plus sollicité au cours de cycles de chargement pour différentes profondeurs du défaut. Nous avons ainsi déterminé l'évolution du paramètre de fatigue en fonction de l'angle d'orientation du plan du matériau dans cet élément.

	$h = 2$ mm	$h = 5.7$ mm	$h = 10$ mm	$h = 15$ mm
ε_{eq} (%)	12.4	12.8	6.3	6.8
ε_{22} (%	26.3	17.9	0.2	14.1
γ_{12} (%)	19.3	9.3	4.8	5.6

TABLEAU 7.6 – Différence entre les déformations obtenues à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut.

La figure 7.16 présente l'évolution de la contrainte normale en fonction du nombre de cycles de chargement dans l'élément le plus sollicité. Nous constatons que l'écart entre les pics des courbes de la contrainte normale diminue lorsque la profondeur du défaut augmente. Nous remarquons également que les deux courbes de la contrainte normale coïncident à 15 mm de profondeur. Le tableau 7.7 donne les valeurs maximales de la contrainte normale au cours du dernier cycle de chargement. Le tableau 7.8 donne l'écart entre les valeurs maximales de la contrainte normale et montre que l'écart entre les résultats obtenus à partir de deux modèles diminue lorsque la profondeur du défaut augmente.

	Profondeur (mm)							
	2		5.7		10		15	
	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle
$(\sigma_{22})_{\max}$ (MPa)	13.95	103.5	-16.73	48.78	354.1	380.4	565.7	569.4

TABLEAU 7.7 – Valeur maximale de la contrainte normale obtenue à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut pendant le dernier cycle de chargement.

	Profondeur (mm)			
	2	5.7	10	15
$\Delta(\sigma_{22})_{\max}$ (%)	641.9	391.6	7.4	0.7

TABLEAU 7.8 – Écart entre les valeurs maximales de la contrainte normale obtenues à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut au cours du dernier cycle de chargement.

La figure 7.17 présente l'évolution de la contrainte de cisaillement en fonction du nombre de cycles de chargement dans l'élément le plus sollicité. On constate que les deux courbes coïncident à partir d'une profondeur de 10 mm. Le tableau 7.9 donne les valeurs d'amplitude de la contrainte de cisaillement lors du dernier cycle de chargement. Le tableau 7.10 donne l'écart entre les valeurs d'amplitude de la contrainte de cisaillement. On peut voir que l'écart entre les résultats obtenus à partir de deux modèles est très faible à partir d'une profondeur de 5.7 mm.

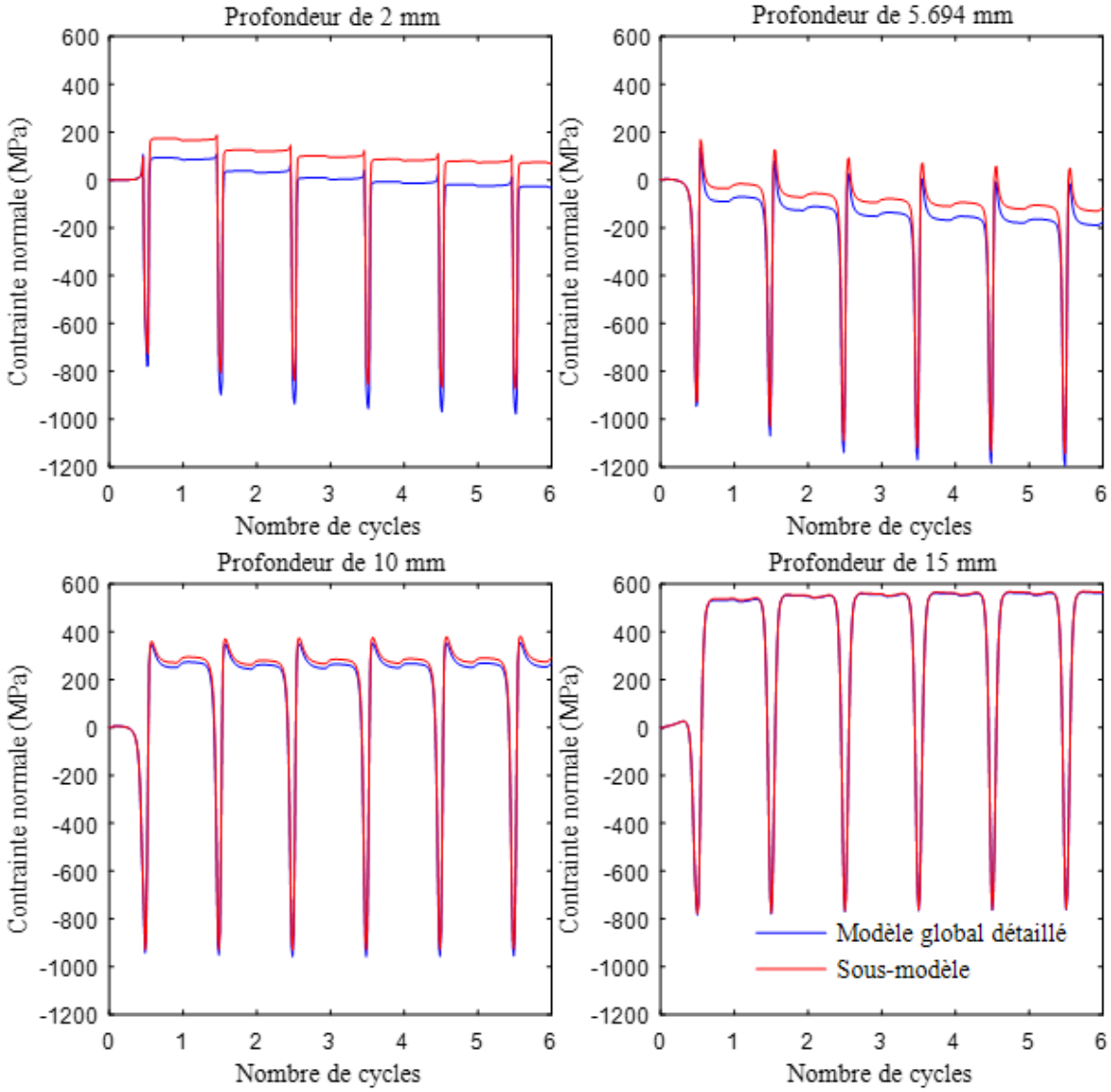


FIGURE 7.16 – Évolution de la contrainte normale au cours de cycles de chargement dans un élément le plus sollicité.

	Profondeur (mm)							
	2		5.7		10		15	
	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle
$\Delta\tau_{12}$ (MPa)	57.7	-9.1	524.9	526.6	402.5	405.7	224.9	223.2

TABLEAU 7.9 – Valeurs d'amplitude de la contrainte de cisaillement obtenue à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut pendant le dernier cycle de chargement.

La figure 7.18 présente l'évolution de la déformation normale en fonction du nombre de cycles de chargement. On remarque qu'il n'y a pas de coïncidence stricte de deux courbes mais que l'écart entre les pics des courbes diminue lorsque la profondeur du défaut augmente. Le tableau 7.11 donne les valeurs d'amplitude de la déformation normale au cours du dernier cycle de chargement. Le tableau 7.12 donne l'écart entre les valeurs d'ampli-

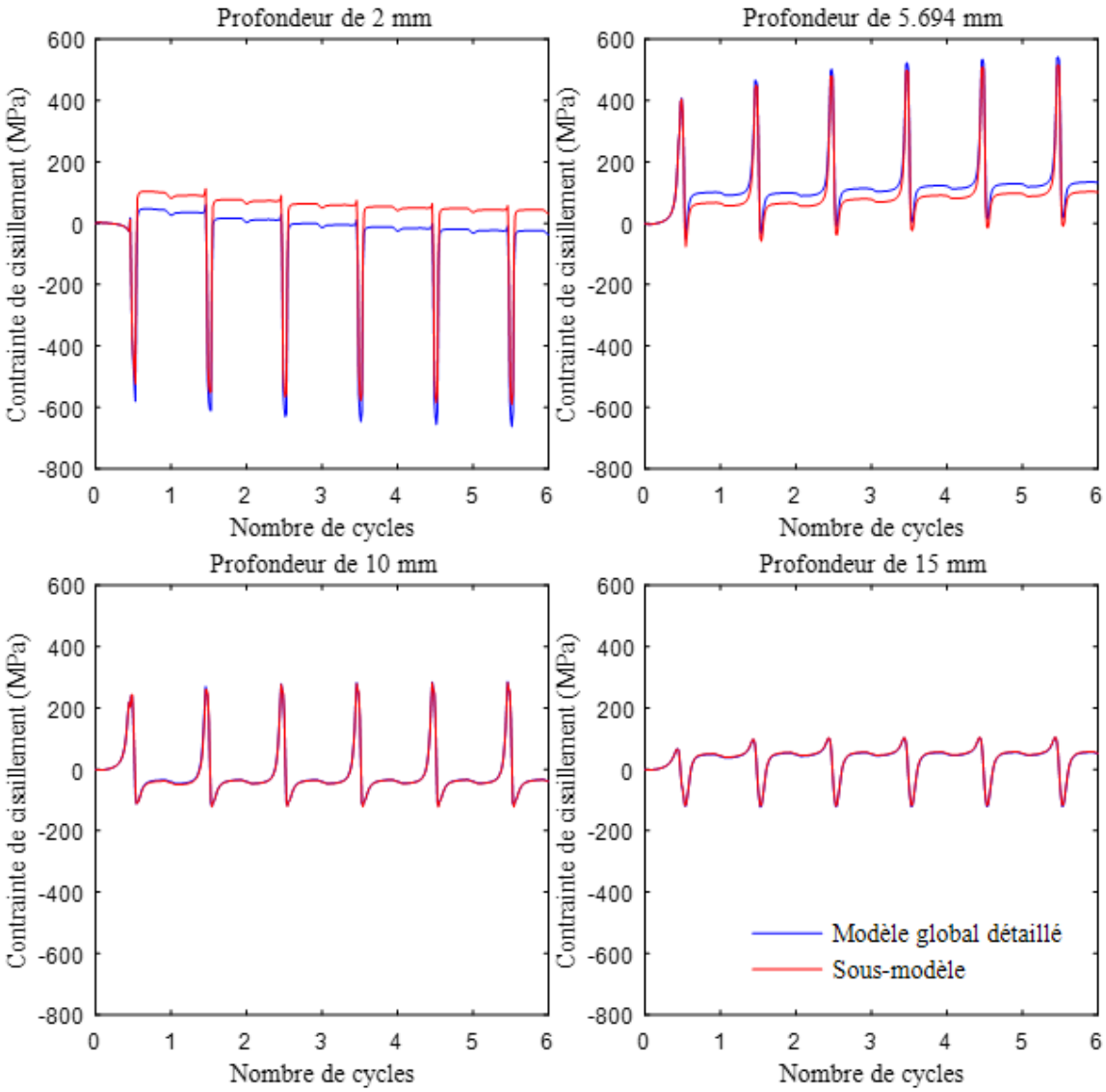


FIGURE 7.17 – Évolution de la contrainte de cisaillement pendant les cycles de chargement dans un élément le plus sollicité.

	Profondeur (mm)			
	2	5.7	10	15
$\Delta(\Delta\tau_{12})$ (%)	115.8	0.3	0.8	0.8

TABLEAU 7.10 – Écart entre les amplitudes des contraintes de cisaillement obtenues à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut pendant le dernier cycle de chargement.

tude de la déformation normale et montre que l'écart entre les résultats obtenus à partir de deux modèles est négligeable à partir d'une profondeur de 10 mm.

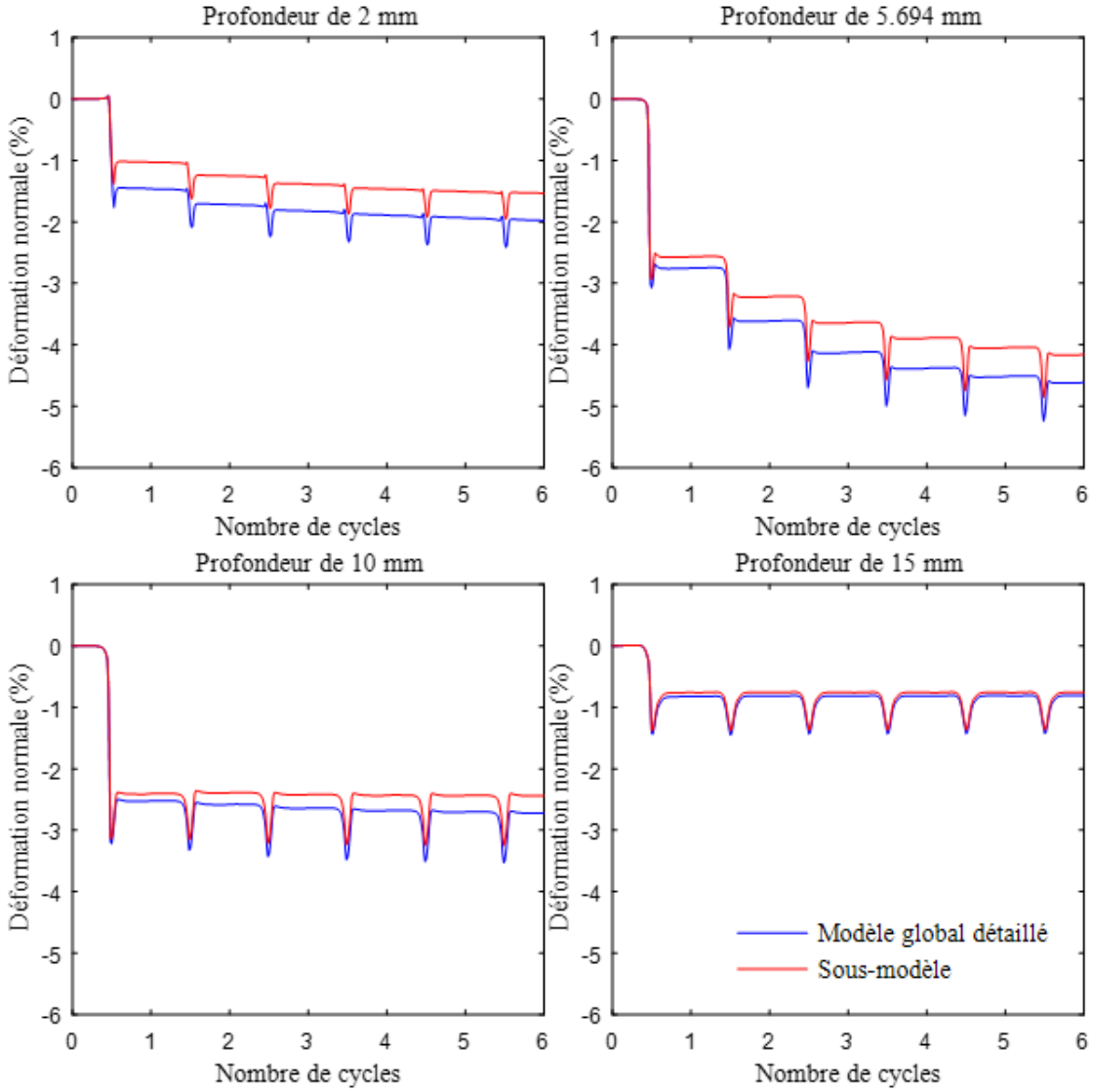


FIGURE 7.18 – Évolution de la déformation normale au cours de cycles de chargement dans un élément le plus sollicité.

	Profondeur (mm)							
	2		5.7		10		15	
	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle
$\Delta\varepsilon_{22}$ (%)	0.5	0.45	0.71	0.79	0.83	0.84	0.612	0.608

TABLEAU 7.11 – Valeur d'amplitude de la déformation normale obtenue à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut au cours du dernier cycle de chargement.

La figure 7.19 présente l'évolution de la déformation de cisaillement en fonction du nombre de cycles de chargement dans l'élément le plus sollicité. On constate qu'il y a une coïncidence stricte de deux courbes à 10 mm et que l'écart entre les pics des courbes diminue lorsque la profondeur augmente. Le tableau 7.13 donne les valeurs d'amplitude de la déformation de cisaillement au cours du dernier cycle de chargement. Le tableau 7.14 donne l'écart entre les valeurs des amplitudes de la déformation de cisaillement et on peut voir

	Profondeur (mm)			
	2	5.7	10	15
$\Delta(\Delta\varepsilon_{22})$ (%)	9.02	11.9	0.96	0.76

TABLEAU 7.12 – Écart entre les valeurs d'amplitude de la déformation normale obtenues à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut au cours du dernier cycle de chargement.

que l'écart entre les résultats obtenus à partir de deux modèles est très négligeable à 15 mm de profondeur.

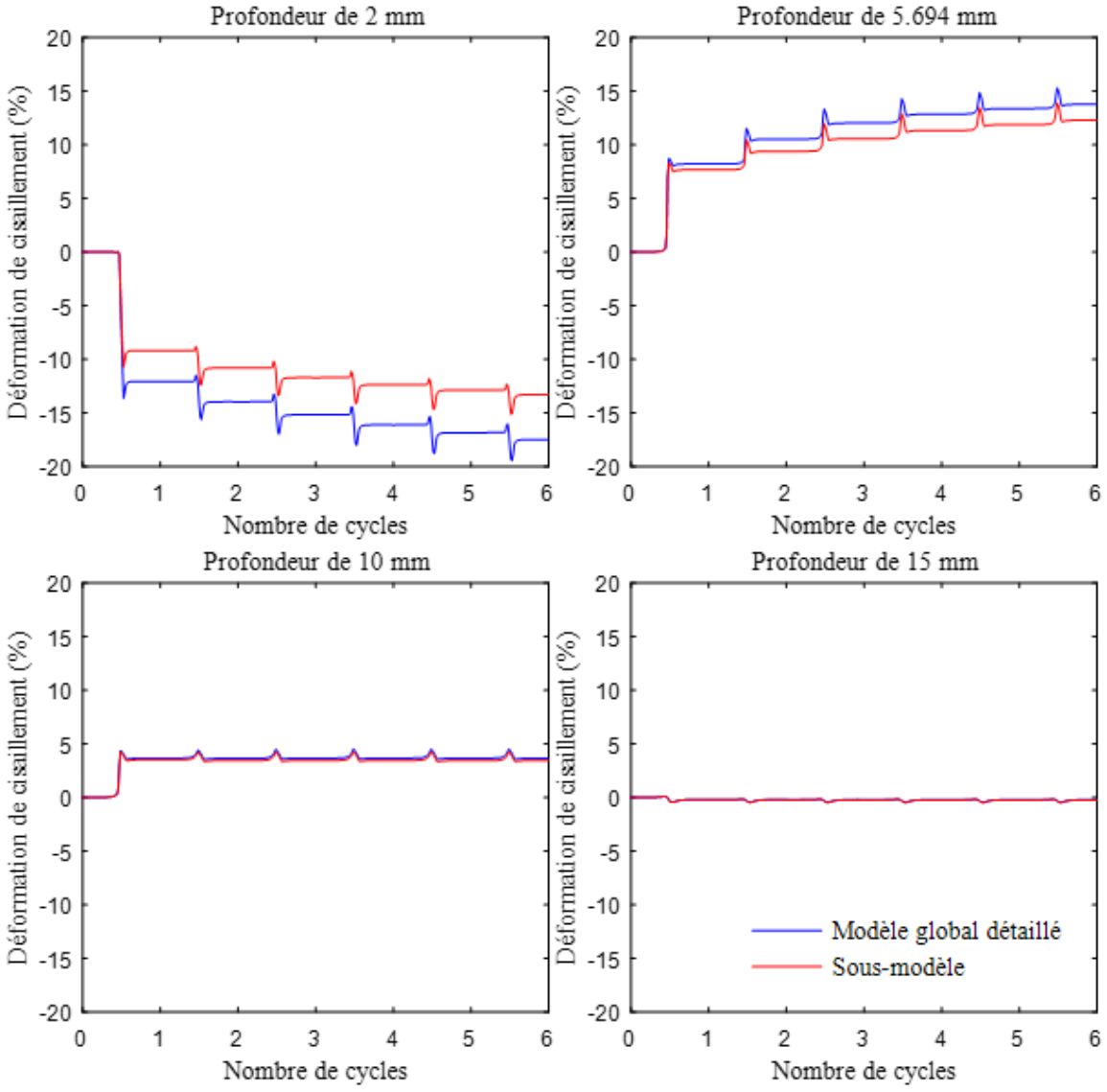


FIGURE 7.19 – Évolution de la déformation de cisaillement au cours de cycles de chargement dans un élément le plus sollicité.

	Profondeur (mm)							
	2		5.7		10		15	
	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle
$\Delta\varepsilon_{22}$ (MPa)	3.42	2.79	1.84	1.95	0.93	0.91	0.2886	0.2897

TABLEAU 7.13 – Valeur d'amplitude de la déformation de cisaillement obtenue à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut au cours du dernier cycle de chargement.

	Profondeur (mm)			
	2	5.7	10	15
$\Delta(\Delta\tau_{12})$ (%)	18.4	5.98	1.512	0.381

TABLEAU 7.14 – Écart entre les valeurs d'amplitude de la déformation de cisaillement obtenues à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut au cours du dernier cycle de chargement.

La figure 7.20 présente l'évolution du paramètre de fatigue en fonction de l'angle d'orientation du plan du matériau pour le modèle global détaillé et le sous-modèle dans l'élément le plus sollicité. Le tableau 7.15 donne les valeurs du paramètre de fatigue maximum au cours du dernier cycle de chargement. Le tableau 7.16 donne l'écart entre les valeurs du paramètre de fatigue maximum et on peut voir que l'écart entre les résultats obtenus à partir de deux modèles est presque nul à 15 mm de profondeur.

	Profondeur (mm)							
	2		5.7		10		15	
	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle
$FP_{\max}$ (MPa)	2.66	1.80	1.37	1.51	0.97	0.95	0.56	0.56

TABLEAU 7.15 – Paramètre de fatigue maximum obtenu à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut dans un élément le plus sollicité.

	Profondeur (mm)			
	2	5.7	10	15
$\Delta(FP_{\max})$ (%)	32.1	10.4	2.0	0.9

TABLEAU 7.16 – Écart entre les paramètres de fatigue maximum obtenus à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut dans un élément le plus sollicité.

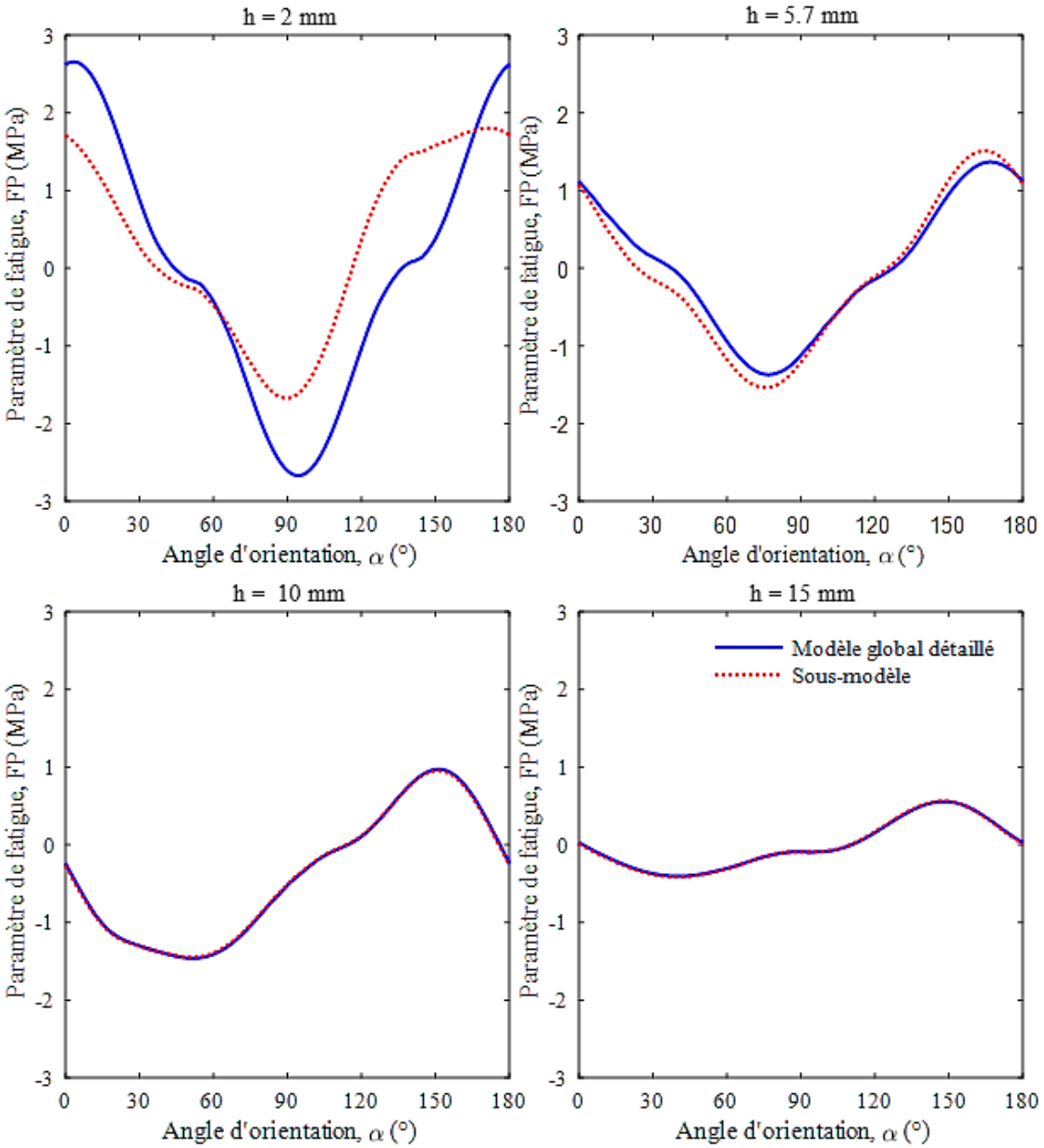


FIGURE 7.20 – Évolution du paramètre de fatigue en fonction de l'angle du plan d'orientation du plan du matériau dans un élément le plus sollicité.

Par analogie, les mêmes grandeurs ont été comparées dans un élément le plus endommagé au cours des cycles de chargement pour différentes profondeurs du défaut. Il s'avère que nous avons obtenu les mêmes conclusions sur les évolutions de ces grandeurs sauf que les valeurs de $FP_{\max}$ sont différentes. La figure 7.21 présente l'évolution du paramètre de fatigue en fonction de l'angle d'orientation du plan du matériau. Le tableau 7.17 donne les valeurs du paramètre de fatigue maximum au cours du dernier cycle de chargement. Le tableau 7.18 donne l'écart entre les valeurs du paramètre de fatigue maximum et on peut voir que l'écart entre les résultats obtenus à partir de deux modèles est très négligeable à 15 mm de profondeur.

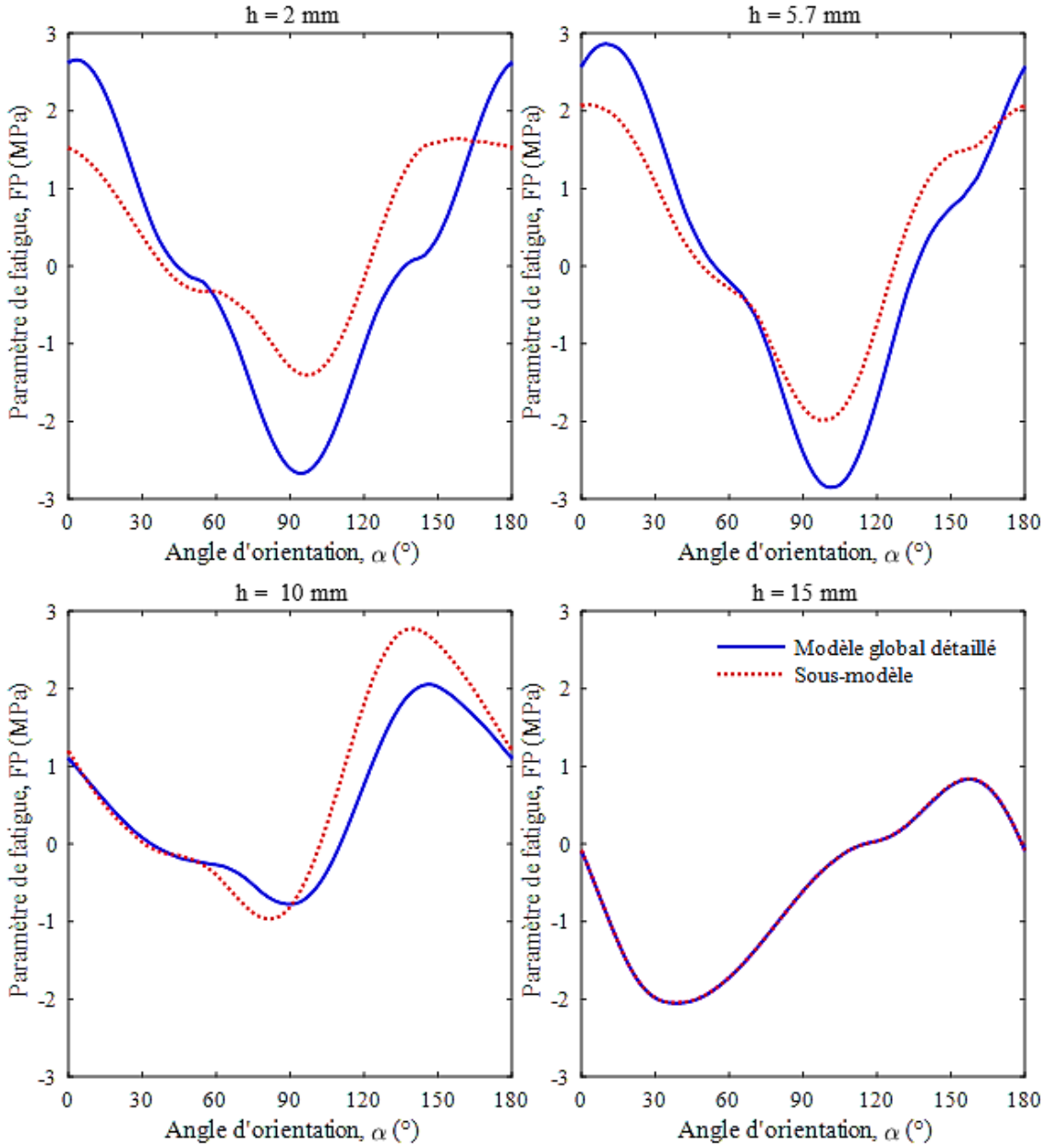


FIGURE 7.21 – Évolution du paramètre de fatigue en fonction de l'angle d'orientation du plan du matériau dans un élément le plus endommagé.

	Profondeur (mm)							
	2		5.7		10		15	
	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle	Modèle global	Sous-modèle
$FP_{\max}$ (MPa)	2.66	1.64	2.86	2.08	2.06	2.77	8.34	8.42

TABLEAU 7.17 – Paramètre de fatigue maximum obtenu à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut au cours du dernier cycle de chargement dans un élément le plus endommagé.

	Profondeur (mm)			
	2	5.7	10	15
$\Delta(FP_{\max})$ (%)	38.2	27.4	34.9	1.0

TABLEAU 7.18 – Écart entre les paramètres de fatigue maximum obtenus à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut au cours du dernier cycle de chargement dans un élément le plus endommagé.

7.5 Conclusions

Cette étude a introduit le concept de sous-modélisation et l'a appliqué à la modélisation numérique d'une section de roue ferroviaire en présence d'un défaut circulaire. Dans l'approche de sous-modélisation, un modèle plus petit (sous-modèle) a été découpé dans le modèle global et une analyse plus approfondie a été menée dans le sous-modèle. Il a été constaté que l'approche de sous-modélisation est un outil puissant pour obtenir des informations détaillées dans la zone proche de la surface de contact et au voisinage du défaut avec des coûts de calcul très faibles. L'approche de sous-modélisation a permis de prédire avec précision l'endommagement par FCR de la roue. Le sous-modèle proposé présentait écarts non négligeables entre les résultats obtenus à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle que nous avons essayés de réduire.

Sur la base des analyses effectuées dans cette étude, les conclusions suivantes ont pu être tirées :

1. L'étude de l'influence du maillage du modèle global simplifié a montré que :
- L'évolution des contraintes et des déformations obtenues à partir du sous-modèle ne varie pas lorsque la taille des éléments du modèle global simplifié est réduite. Cela nous permet d'affirmer que l'on ne peut pas réduire l'écart entre les résultats obtenus à partir du sous-modèle et du modèle global détaillé en affinant uniquement le maillage du modèle global simplifié. Dans notre étude, nous avons conclu que la taille des éléments d'environ 2 mm est suffisante dans la zone proche de la surface de contact pour le modèle à maillage grossier pour que la technique de sous-modélisation fonctionne.
- Par analogie, l'évolution du paramètre de fatigue en fonction de l'angle d'orientation du plan de matériau a montré que l'endommagement n'est pas influencé par la réduction de la taille des éléments du modèle global simplifié.

2. L'étude de l'influence du maillage du sous-modèle a montré que :
- La différence entre les évolutions des contraintes et des déformations obtenues à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle est élevée lorsque le maillage du sous-modèle est raffiné.
- De même, la différence entre les valeurs du paramètre de fatigue maximum obtenues à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle ne diminue pas lorsque la taille des éléments du sous-modèle est réduite.
- La convergence du maillage se produit lorsque la taille au voisinage immédiat du défaut est de 5 μm, si la taille du sous-modèle est déterminée en fonction de la valeur du paramètre de fatigue maximum.

3. L'étude de l'influence de la profondeur d'un défaut du matériau sur l'endommagement

par FCR de la roue ferroviaire en utilisant la technique de sous-modélisation a montré que :
- Cette méthode a fourni des réponses identiques à la profondeur de 15 mm pour l'endommagement par FCR.
- L'écart entre les résultats obtenus à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle est très négligeable (acceptable) à cette profondeur.
- La validité de la technique de sous-modélisation est vérifiée en déterminant la valeur du paramètre de fatigue maximum pour les deux modèles.

Ces résultats ont également montré l'influence de la profondeur d'un défaut sur l'endommagement. En effet, plus un défaut est proche de la surface de contact, plus l'endommagement par FCR d'une roue ferroviaire est important.

Dans la suite, le défaut du matériau sera situé à $h = 0.78\ a$ où la contrainte de cisaillement maximum est plus élevée. A cette position, la technique de sous-modélisation ne nous a pas fourni une bonne précision pour quantifier l'endommagement de la roue. D'où l'abandon de cette technique, c'est-à-dire que nous avons utilisé le modèle global détaillé dans la suite.

Chapitre 8

Influence de la géométrie d'un défaut sur la FCR d'une roue ferroviaire

Les roues ferroviaires, comme les rails, subissent des dommages de surface en service. La fatigue de contact de roulement (FCR) des roues est un problème qui nécessite un reprofilage fréquent en raison de défauts de matériaux, ce qui réduit la durée de vie des roues et diminue la disponibilité des véhicules ferroviaires. Des modèles de prévision de la FCR des roues aideraient l'industrie ferroviaire à comprendre les causes profondes et à développer des solutions rentables pour améliorer la durée de vie des roues ferroviaires. La durée de vie des roues ferroviaires est donc limitée par la formation de la FCR.

L'objectif de cette étude est de développer une approche numérique capable d'évaluer l'influence des différentes formes de défauts sur la fatigue de contact de roulement d'une roue ferroviaire en acier en fonction des conditions ferroviaires pratiques. Les principales étapes sont l'identification du comportement du matériau, la détermination des champs contrainte-déformation et l'application d'un critère de fatigue multiaxiale. Deux formes de défauts dans la roue en acier ont été utilisées. Les réponses asymptotiques du matériau diffèrent selon la forme des défauts et par conséquent le risque d'endommagement peut être affecté. Cette méthodologie permet une classification des défauts géométriques face au risque de fatigue de contact de roulement.

Avec l'augmentation des vitesses des trains et des charges par essieu, la fatigue de contact de roulement des roues ferroviaires est devenue un problème important en matière de rupture. Trois types de fatigue dans les roues sont pris en compte : la fatigue amorcée en surface et sous la surface et la fissuration initiée au niveau des défauts profonds du matériau [295]. Avec l'amélioration de la qualité du processus de traitement des matériaux, le dernier s'applique rarement. La fatigue de surface et la fatigue sous la surface diffèrent principalement en fonction de l'intensité de la charge et du glissement au niveau du contact roue-rail. Bien que des modèles simplifiés tels le diagramme d'accommodation puissent être utilisés pour analyser et classer les cas de fatigue de surface [295], ces approches ne sont pas assez précises pour comparer différentes formes de défauts de matériaux. Le choix des formes de défauts est très important pour les fabricants de roues confrontés au risque de fatigue de contact de roulement. Ces choix doivent être optimisés en fonction des conditions de chargement.

Plusieurs cas de chargement ont été explorés en faisant varier la charge verticale et le

coefficient de frottement (vitesse de glissement). Les champs de contraintes et de déformations sont déterminés en état stabilisé. Les résultats numériques donnent généralement quatre cas de comportement mécanique : élasticité, adaptation élastique, accommodation plastique et effet de rochet.

Comme nous l'avons déjà vu, sur la bande de roulement de la roue, on peut trouver des extractions métalliques de forme circulaire, elliptique et de toute autre forme, ce qui correspond aux trois formes de défauts du matériau. Par contre, dans notre étude, nous avons uniquement utilisé les deux premières formes.

La plupart des modèles de fatigue reposent sur les valeurs d'entrée des contraintes et des déformations pour produire leurs prévisions. Dans cette étude, des analyses temporelles des contraintes de contact d'une roue ferroviaire roulant sur un segment de rail sont effectuées à l'aide d'un modèle bidimensionnel par éléments finis. Les résultats de ces analyses sont ensuite utilisés dans un modèle de fatigue multiaxial de Jiang-Sehitoglu pour estimer la position ainsi que l'orientation de la première microfissure sous-surfacique induite par la fatigue.

Il a été noté que l'approche de la prévision de la durée de vie utilisée avec l'analyse par éléments finis élastoplastique est une combinaison puissante dans la prévision de l'initiation des fissures de fatigue. Les détails du modèle d'éléments finis construit sont décrits dans cette étude. L'effet de la température résultant du frottement n'a pas été pris en compte dans les simulations, car il dépassait le cadre de cette étude. De plus, l'effet et le comportement des contraintes et déformations résiduelles à la surface et sous la surface seront présentés dans cette étude [296].

8.1 Modèle numérique

Les conditions de contact roue-rail, telles que la charge par essieu (P), la pression de contact hertzienne maximale (p_0) et la demi-longueur de la zone de contact (a), utilisées dans cette zone sont indiquées dans le tableau 8.1.

F (MN/m)	p_0 (MPa)	a (mm)
4	764.5	4.4
7	1011.4	5.8
12	1324.2	7.5
18	1621.8	9.2
22	1793.0	10.2

TABLEAU 8.1 – Conditions de contact roue-rail.

On suppose généralement que le contact roue-rail est hertzien. Dans ce cas, la forme de la zone de contact roue-rail est elliptique et la pression de contact est distribuée de manière elliptique sur la zone de contact.

Pour étudier l'effet de la forme du défaut, le défaut elliptique doit être située à la même profondeur que le défaut circulaire. De plus, la surface du défaut doit être égale à celle du

défaut elliptique, comme le montre la figure 8.1.

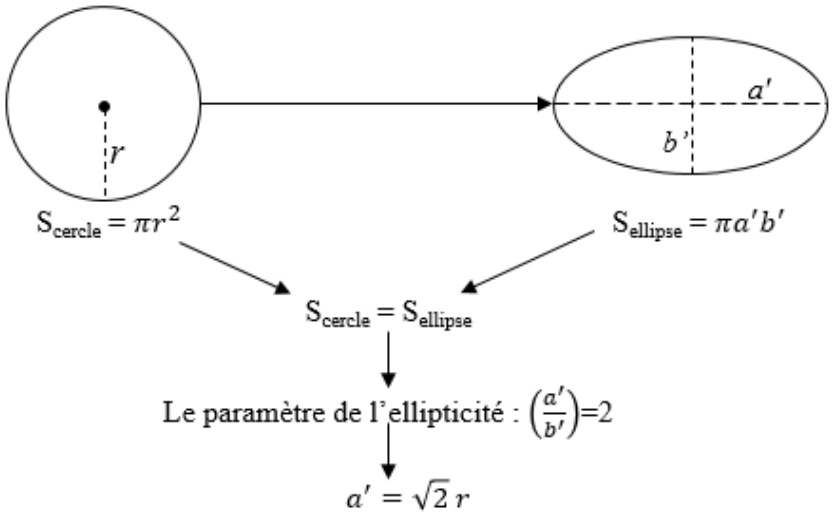


FIGURE 8.1 – Étapes de modélisation d'un défaut elliptique à partir d'un défaut circulaire.

En général, le défaut doit se situer à la même position que la zone de la contrainte de cisaillement maximum la plus élevée dans une section de roue. Cette position correspond à $h = 0.78\ a$ où a est la demi-longueur de la zone de contact (demi-grand axe de l'ellipse). Dans notre étude, la valeur nominale de h est de 3.4, 4.5, 5.85, 7.18 et 7.96 mm respectivement F = 4, 7, 12, 18 et 22 MN/m. Ces valeurs ont été obtenues par la théorie du contact de Hertz. Dans toutes les simulations numériques, nous avons donc utilisé $h =$ 5.85 mm, qui est relativement la moyenne de ces valeurs de h, comme le montre la figure 8.2. Nous avons donc considéré cette profondeur du défaut correspondant à la charge par essieu F = 12 MN/m comme le cas standard.

Les calculs sont effectués avec l'hypothèse d'une roue avec frottement, pour un état de déformations planes. Les éléments choisis sont de type CPE8R sous Abaqus. La roue est soumise à une charge mobile et à des forces tangentielles dues au frottement. Dans ces simulations numériques, nous avons fixé $u_y = 0$ en bas et $u_x = 0$ à gauche et à droite.

La charge par essieu est appliquée sous forme de pression de contact en supposant une voie en alignement droit. La section de roue comporte 46657 éléments dont 28 autour du défaut circulaire de 0.1 mm de rayon et 45610 éléments dont 34 autour du défaut elliptique, comme la figure 8.3.

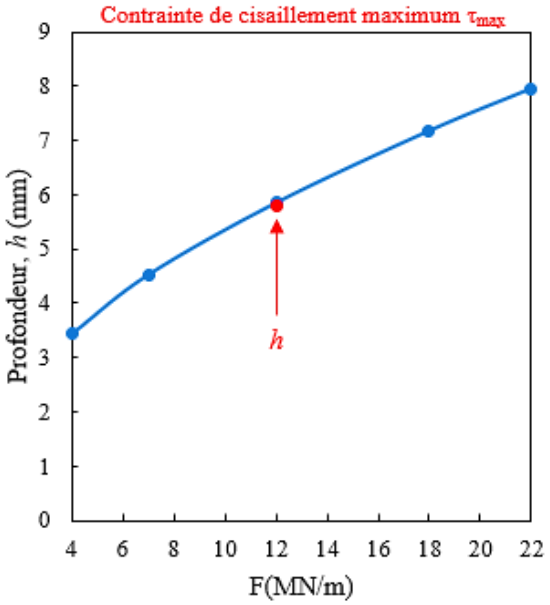


FIGURE 8.2 – Profondeur de $\tau_{\max}$ en fonction de F.

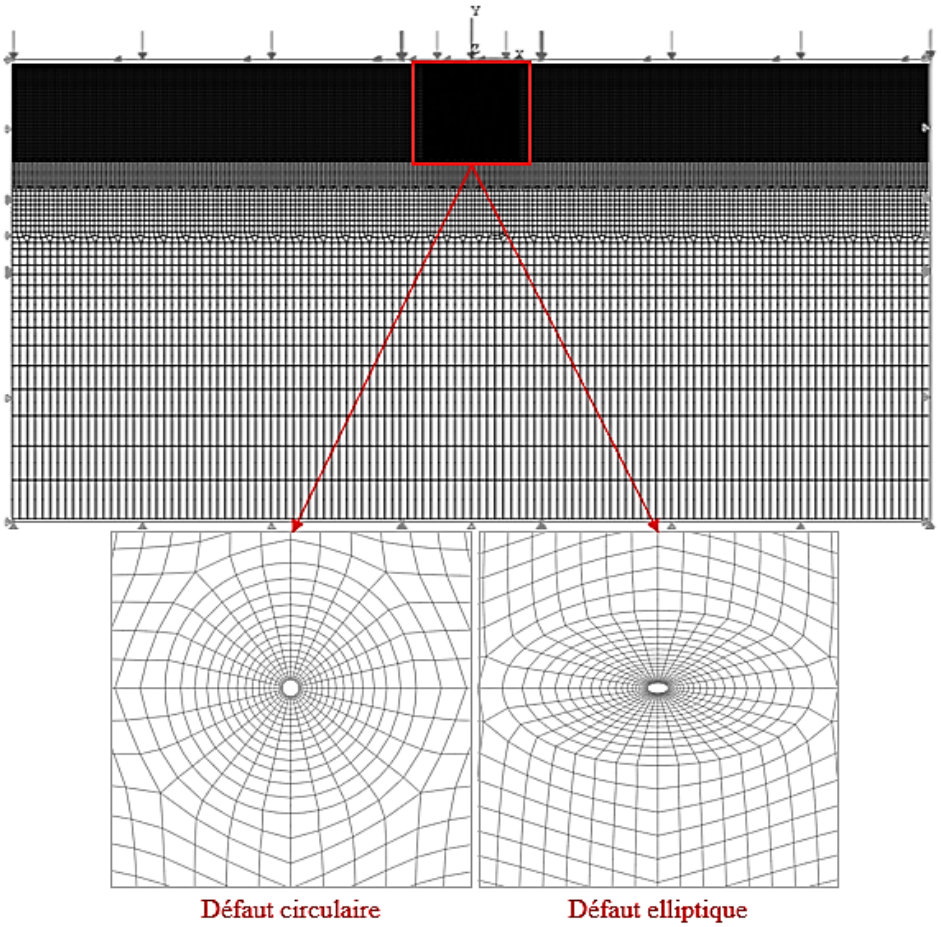


FIGURE 8.3 – Modèle numérique d'une section de roue avec un défaut circulaire et elliptique.

8.2 Résultats et discussions

8.2.1 Conditions de contact roue-rail

Les changements brusques du profil des roues et des rails induisent des forces d'impact dynamiques très élevées sur les voies ferrées, causant l'endommagement des éléments constitutifs d'une voie ferrée tels que la superstructure (rails, systèmes de fixation, semelles et traverses) et la sous-structure (ballast, sous-ballast et plate-forme). De tels changements peuvent se produire au niveau des joints de rail et des aiguillages, dont les effets doivent être soigneusement évalués afin de gérer et de protéger les voies ferrées. L'estimation de ces forces élevées nécessite l'utilisation de modèles numériques avec des données géométriques et mécaniques correctement fournies, ce qui demande un investissement important en temps et en ressources. Il est donc nécessaire de déterminer les valeurs des contraintes maximales normales de contact roue-rail afin de savoir si les conditions d'exploitation ferroviaire sont bien respectées [277].

Analytiquement, à la surface de contact roue-rail, la contrainte normale maximale $(\sigma_{22})_{\max}$ en compression est égale à la pression de contact maximale hertzienne p_0, ce qui a été vérifié numériquement dans le cas de la roue ferroviaire sans défaut. De même, il s'avère que , dans le cas de la roue sans défaut, la taille de la demi-longueur de la zone de contact est la même analytiquement et numériquement. Nous avons donc comparé les résultats numériques et analytiques obtenus par la théorie du contact élastique de Hertz, dans le cas d'une roue ferroviaire avec un défaut circulaire et elliptique. Cette comparaison concerne la taille de la zone de contact a (dimension caractéristique de la forme elliptique du contact) et la pression de contact maximale p_0. Dans les simulations numériques, la pression de contact maximale p_0 est donc égale à $(\sigma_{22})_{\max}$ en compression.

La figure 8.4 montre les distributions des contraintes normale et de cisaillement près de la surface de contact et au voisinage du défaut elliptique au milieu du troisième cycle de chargement pour F = 4 MN/m, sans frottement. On constate que, pour les valeurs maximales de la contrainte normale, on a la même configuration en traction selon l'axe vertical et en compression selon l'axe horizontal au voisinage immédiat du défaut dans le cas d'un défaut circulaire que dans celui d'un défaut elliptique. De plus, on constate que pour les valeurs maximales de la contrainte de cisaillement se produisent sur des plans obliques à un angle d'environ 60 ° dans le cas d'un défaut circulaire et 45 ° dans le cas d'un défaut elliptique. On constate que la valeur maximale de la contrainte normale en compression est plus élevée dans le cas d'un défaut elliptique (p_0 = 870.1 MPa) que dans le cas d'un défaut circulaire (p_0 = 791.7 MPa) et que l'écart entre les deux cas est de 9.9 %. On constate également que la valeur maximale de la contrainte de cisaillement est plus élevée dans le cas d'un défaut elliptique que dans le cas d'un défaut circulaire et que l'écart entre les deux cas est de 14.4 % en traction et de 67.4 % en compression.

Nous avons étudié les évolutions spatiales des contraintes à la surface et sous la surface de la bande de roulement des roues ferroviaires en termes de contraintes cycliques sans dimension par rapport à la longueur de contact ($2a$) et à la contrainte normale maximale (p_0). En effet, lorsqu'une roue contenant un défaut elliptique roule sur un rail, la contrainte varie de manière cyclique avec une sévérité qui est régie par la géométrie spécifique du contact, les propriétés du matériau, la charge par essieu et le coefficient de frottement. Pour un contact sans frottement, la contrainte varie selon la figure 8.5 a), tandis que

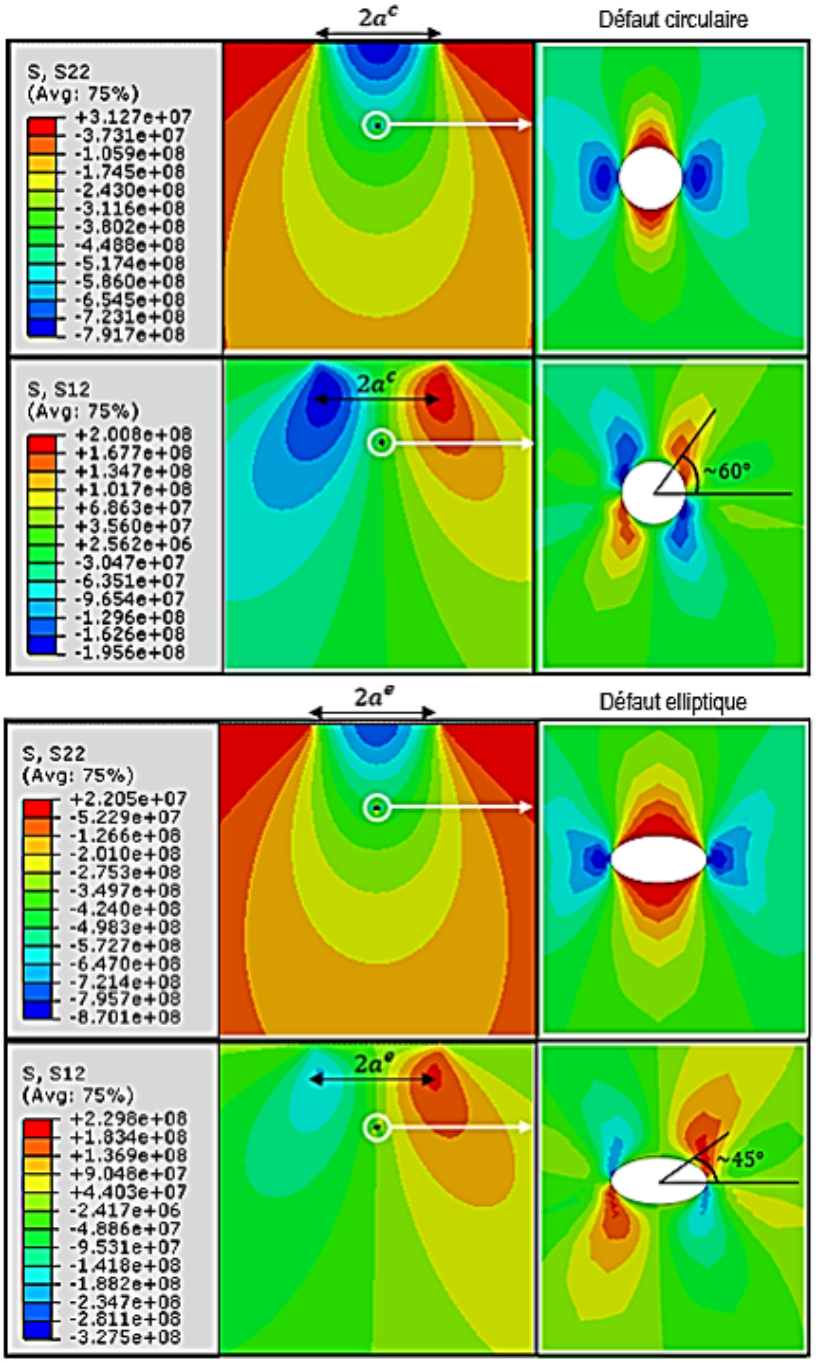


FIGURE 8.4 – Distributions de σ_{22} et τ_{12} au milieu du 3ème cycle de chargement pour F = 4 MN/m avec $\mu = 0$: a^c est la demi-longueur de la zone de contact dans le cas d'un défaut circulaire et a^e dans le cas d'un défaut elliptique.

la figure 8.5 b) montre comment ces mêmes contraintes varient pour un coefficient de frottement de 0.35. Pour un roulement pur, la roue est en phase de traction alors que le frottement, $\mu = 0.35$, est considéré lorsque la roue est en phase de freinage. En surface, sans frottement, la contrainte de cisaillement est nulle dans cette étude. On constate que lorsqu'une roue ferroviaire présentant un défaut (circulaire ou elliptique), soumise à une charge par essieu donnée, passe sur un rail, les contraintes n'évoluent pas de la même manière à la surface que sous la surface. En surface, la contrainte de cisaillement est faible

quelle que soit la valeur du coefficient de frottement. La contrainte σ_{11} diminue fortement sous la surface tandis que la contrainte normale ne coïncide pas à la pression de contact maximale p_0 sous la surface.

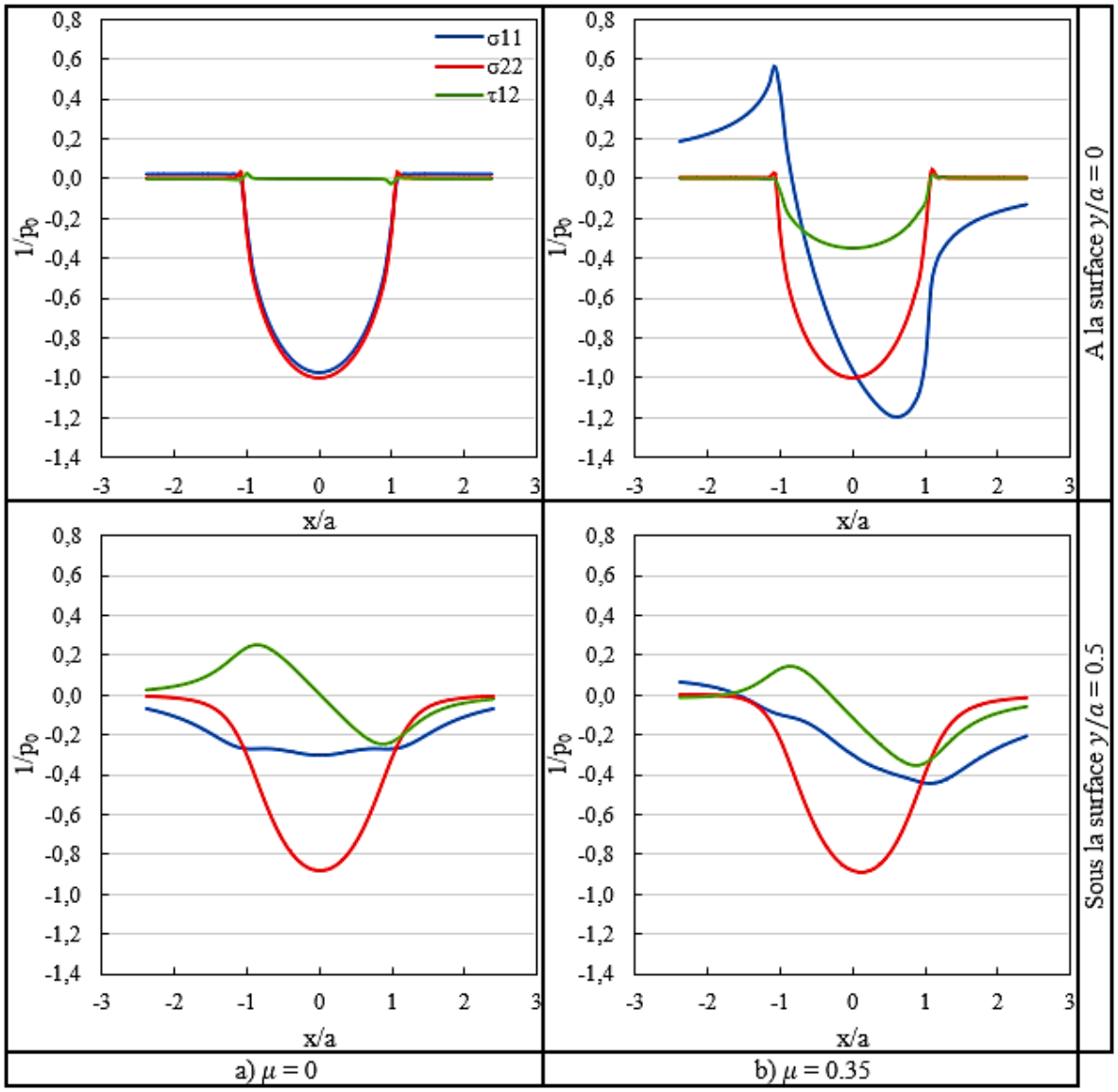


FIGURE 8.5 – Contraintes cycliques associées à un contact de roulement, adimensionnées par a et p_0 à la surface ($y/a = 0$) et sous la surface ($y/a = 0.5$), sans frottement ($\mu = 0$) et avec frottement ($\mu = 0.35$) pour une section de roue avec un défaut elliptique.

On constate également que la contrainte normale est égale à la pression de contact maximale en intensité (σ_{22}/p_0 = -1). Ce résultat a été trouvé lorsque nous avons tracé les courbes d'iso-contraintes en utilisant la théorie du contact de Hertz. Notons que ce résultat n'est valable qu'à la surface de contact roue-rail car cette valeur est comprise entre -0.8 et -1 lorsque, par exemple, la contrainte est déterminée sous la surface.

La figure 8.6 présente l'évolution de la contrainte normale normalisée par la pression de contact maximale p_0 en fonction de l'espace de la surface de contact normalisée par la demi-longueur de la zone de contact a pour F = 4 MN/m avec $\mu = 0$. $2d_1$, $2d_2$ et $2d_3$ sont les longueurs de la zone de contact obtenues numériquement et les valeurs de leurs demi-longueurs sont données dans le tableau 8.2. Une corrélation relativement bonne avec la théorie de Hertz peut observée dans le cas sans défaut pour la zone de contact. Les résultats sont légèrement différents dans le cas d'un défaut circulaire en raison de la présence du défaut dans la section de la roue. La zone de contact est considérablement modifiée dans le cas d'un défaut elliptique, ceci peut être expliqué par la géométrie complexe du défaut. En effet, en comparant les valeurs numériques avec celle trouvée analytiquement par la théorie de Hertz, l'écart entre les résultats analytiques et numériques est de de 2.3, 11.4 et 23.2 % respectivement dans le cas d'une roue sans défaut, avec défaut circulaire et avec défaut elliptique.

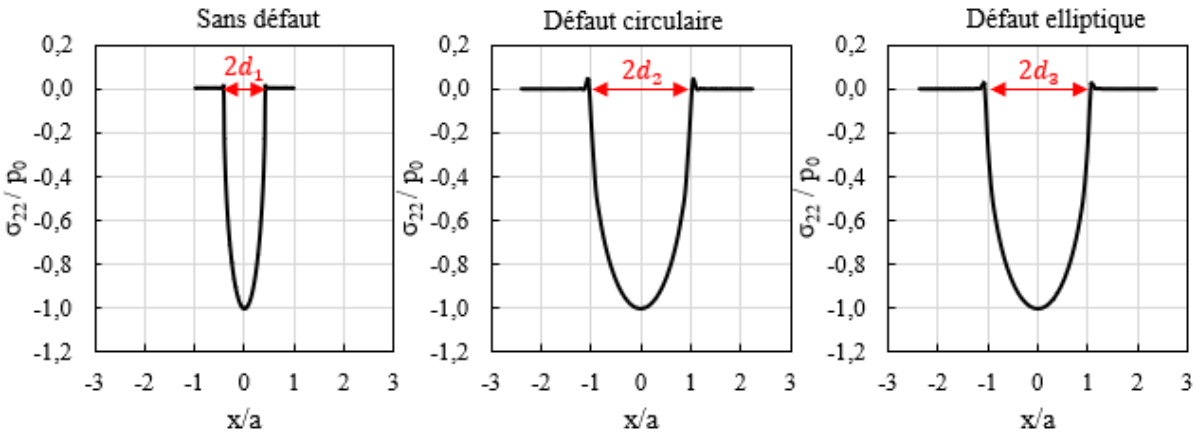


FIGURE 8.6 – σ_{22}/p_0 en fonction de x/a pour F = 4 MN/m avec $\mu = 0$: $2d_1$ est la longueur de la zone de contact dans le cas d'une roue sans défaut, $2d_2$ ($= 2a^c$) dans le cas d'un défaut circulaire et $2d_2$ ($= 2a^e$) dans le cas d'un défaut elliptique.

Théorie de Hertz	Résultats numériques		
a (mm)	d_1 (mm)	d_2 (mm)	d_3 (mm)
4.4	4.5	4.9	5.42

TABLEAU 8.2 – Résultats analytiques et numériques des demi-longueurs de la zone de contact dans le cas d'une roue sans (d_1) et avec défaut circulaire (d_2) et elliptique (d_3).

Conclusions sur les conditions de contact roue-rail

La présence d'un défaut dans la section de la roue ferroviaire entraîne l'augmentation de l'écart entre les résultats analytiques et numériques pour la longueur de la zone de contact. L'écart entre les résultats analytiques et numériques augmente plus fortement dans le cas d'un défaut elliptique que dans le cas d'un défaut circulaire.

8.2.2 Contrainte normale maximale en compression

La pression de contact génère des contraintes et des déformations dans les roues ferroviaires proches de la surface de contact. Ces contraintes ne doivent pas dépasser une certaine limite sinon elles entraîneraient des dommages irréversibles (défibrage, écaillage, écrouissage, etc...) néfastes au bon fonctionnement du mécanisme.

L'effet de l'augmentation de la pression de contact sur l'augmentation de la durée de vie en fatigue a été clairement observé à un coefficient de frottement plus élevé, il n'a pas été observé à un faible coefficient de frottement. La durée de vie augmente de manière significative avec l'augmentation du coefficient de frottement [297]. La pression de contact s'est avérée être une variable critique responsable de l'endommagement de la surface de roulement de la roue. De plus, avec l'augmentation de la charge par essieu, une croissance régulière de la zone de contact et de la valeur de la pression de contact est souvent observée.

La figure 8.7 présente l'évolution de la contrainte normale maximale en compression au cours des cycles de chargement pour F = 4 MN/m, sans frottement. on constate qu'en compression, la valeur maximale de la contrainte diminue au cours des cycles de chargement dans le cas d'un défaut (circulaire ou elliptique) alors qu'elle ne varie pas dans le cas sans défaut. Cette diminution est due à la présence du défaut dans la roue. Cette diminution est plus rapide dans le cas d'un défaut elliptique que dans le cas d'un défaut circulaire.

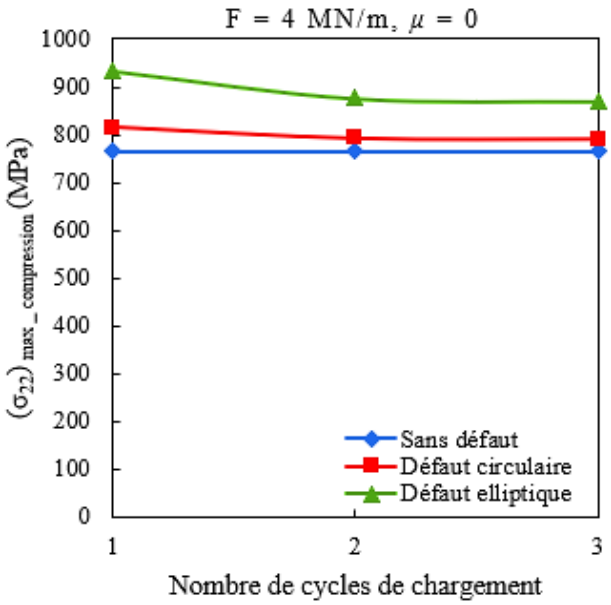


FIGURE 8.7 – Évolution de la contrainte normale maximale en compression au cours des cycles de chargement dans le cas d'une section de roue sans défaut et avec un défaut circulaire et elliptique.

La figure 8.8 présente l'évolution de la contrainte normale maximale en compression en fonction de la charge par essieu, sans frottement dans les cas d'une section de roue sans et avec défaut circulaire et elliptique. On constate que l'écart entre les valeurs théoriques et numériques peut augmenter lorsque la charge par essieu augmente et lorsque la roue présente un défaut. De plus, la géométrie d'un défaut influe fortement sur cet écart car plus la forme du défaut est complexe, plus cet écart augmente.

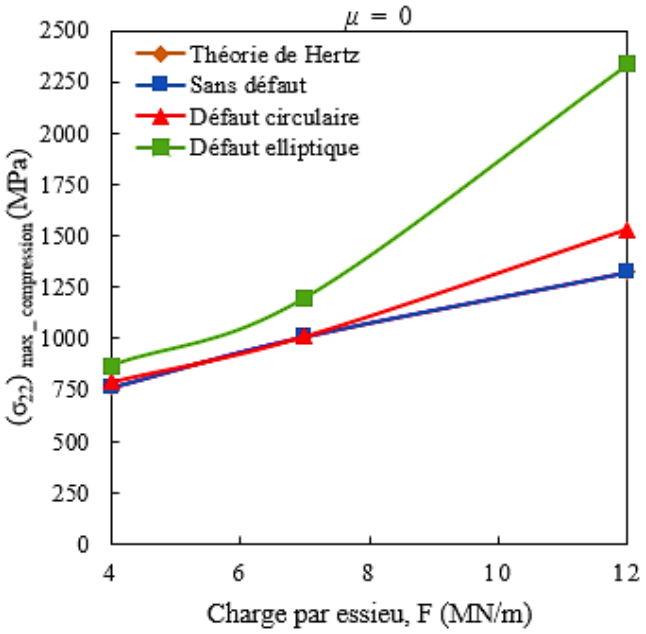


FIGURE 8.8 – Évolution de $(\sigma_{22})_{\max}$ en compression en fonction de F avec $\mu = 0$ aux nœuds de la section de la roue sans et avec un défaut circulaire et elliptique.

La figure 8.9 présente l'évolution de la contrainte normale maximale en compression en fonction du coefficient de frottement aux nœuds de la section de la roue présentant un défaut elliptique. On constate que la contrainte normale maximale en compression ne varie pas lorsque le coefficient de frottement augmente pour F = 4 NM/m alors qu'elle augmente avec l'augmentation de μ pour F = 7 MN/m.

La valeur de la contrainte normale maximale en compression aux points d'intégration de la section de la roue n'est pas égale à celle trouvée aux nœuds de la section de la roue, comme le montre la figure 8.10. Nous avons constaté que l'écart entre sa valeur théorique et sa valeur numérique extraite aux nœuds est faible que celui entre sa valeur théorique et sa valeur numérique extraite aux points d'intégration.

Les valeurs théoriques et numériques de la contrainte normale maximale en compression extraites aux nœuds dans le cas de la section de roue sans et avec un défaut pour F = 4 MN/m, sont données dans le tableau 8.3. On constate que l'écart entre les résultats théoriques et numériques est de l'ordre de 0.013, 3.558 et 13.813 % respectivement dans le cas sans et avec défaut circulaire et elliptique.

La figure 8.11 montre l'évolution de la contrainte normale au cours du dernier cycle de chargement à la surface de contact pour F = 4 MN/m, sans frottement. On constate que

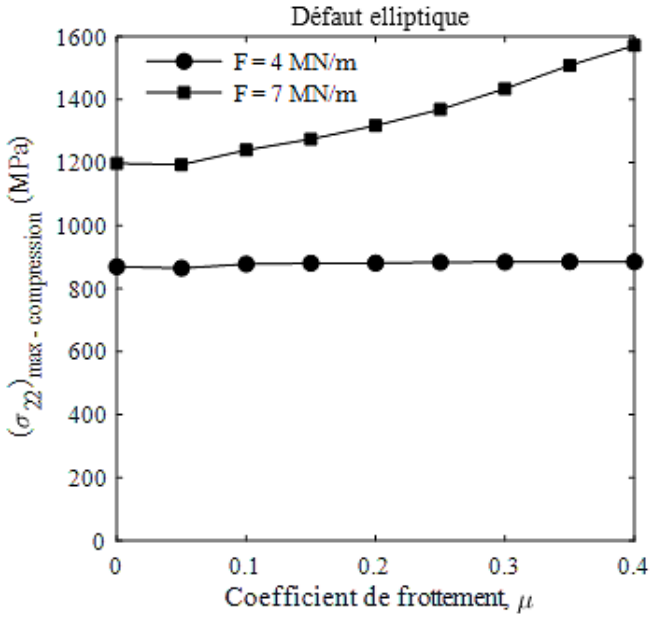


FIGURE 8.9 – Évolution de $(\sigma_{22})_{\max}$ en compression en fonction du coefficient de frottement aux nœuds de la section de la roue avec un défaut elliptique.

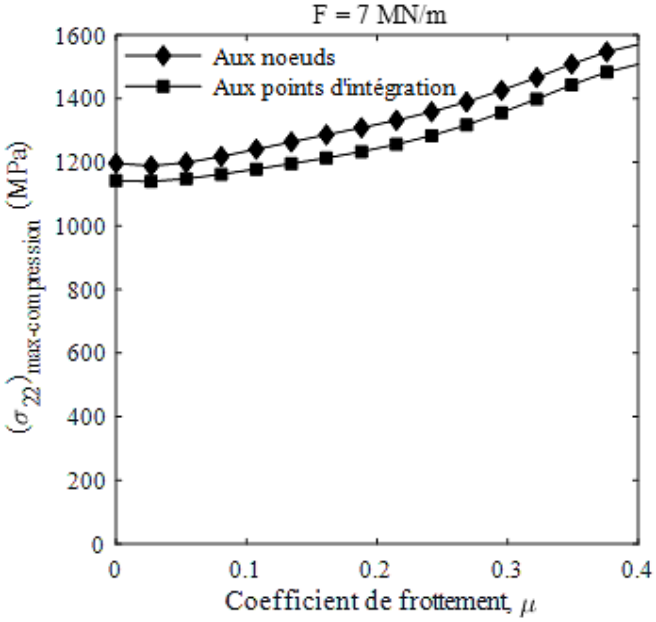


FIGURE 8.10 – Évolution de $(\sigma_{22})_{\max}$ en compression extraite aux nœuds et aux points d'intégration en fonction du coefficient de frottement dans le cas d'un défaut elliptique.

Théorie de Hertz	Résultats numériques		
	Sans défaut	Défaut circulaire	Défaut elliptique
764.5	764.6	791.7	870.1

TABLEAU 8.3 – Valeurs de $(\sigma_{22})_{\max}$ en compression (MPa) extraites aux nœuds pour F = 4 MN/m avec $\mu = 0$.

la distribution de la contrainte normale est approximativement symétrique et que le profil de la courbe dans le cas de la section de la roue sans défaut est cohérent avec celui obtenu à partir de la théorie du contact de Hertz.

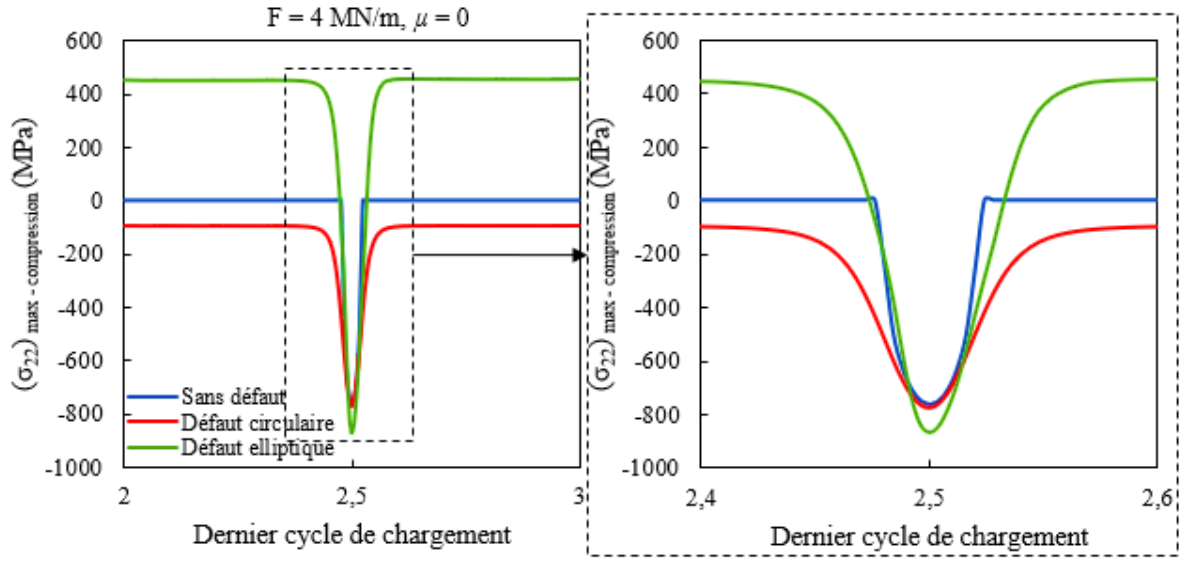


FIGURE 8.11 – Évolution de σ_{22} dans le cas le cas d'une roue sans et avec défaut circulaire et elliptique.

Conclusions sur la contrainte normale en compression

Pour obtenir la fiabilité du modèle numérique, il est nécessaire d'extraire les valeurs de la contrainte normale maximale en compression aux nœuds d'un élément du maillage au lieu de les extraire aux points d'intégration. En effet, l'écart entre la contrainte normale maximale théorique et numérique devient très faible au niveau des nœuds.

L'évolution de la contrainte normale maximale en compression ne varie pas au cours de cycles de chargement dans le cas d'une section de roue sans défaut. En revanche, le défaut (circulaire ou elliptique) a un effet majeur sur la contrainte normale maximale en compression au cours de cycles de chargement.

Avec l'augmentation de la charge par essieu, une croissance régulière de la zone de contact et de la valeur de la contrainte normale maximale en compression a été observée.

La valeur et l'évolution de la contrainte normale maximale restent constantes pour différentes valeurs du coefficient de frottement pour une charge par essieu relativement faible (F = 4 MN/m). Par ailleurs, l'influence du frottement sur la contrainte normale maximale en compression est importante pour F $\geq$ 7 MN/m.

La contrainte normale en compression est beaucoup plus élevée pour un défaut elliptique que pour un défaut circulaire. Dans tous les cas, la présence de défauts du matériau a pour effet d'augmenter la contrainte normale en cisaillement.

8.2.3 Contrainte et déformation plastique équivalente

La position et le niveau de la contrainte de Von Mises indiquent le début de l'écoulement plastique ou la capacité du matériau à résister à tout amorçage d'une fissure. En raison des contraintes plus élevées à ces positions dans une section de roue, ces sites sont plus susceptibles d'amorcer d'une fissure [298].

La figure 8.12 a) présente l'évolution de la contrainte équivalente de Von Mises en fonction de la charge par essieu au cours du dernier cycle de chargement dans le cas d'une section de roue : sans défaut, avec défaut circulaire et elliptique. On constate que la contrainte équivalente de Von Mises augmente lentement lorsque la charge par essieu augmente dans le cas sans défaut alors qu'elle augmente rapidement dans le cas avec défaut. On note également que l'on peut avoir des conditions de contact irréalistes (> 1600 MPa) lorsque la charge par essieu devient de plus en plus lourde en présence d'un défaut dans la section de roue.

De plus, la figure 8.12 b) présente l'évolution de la contrainte équivalente de Von Mises en fonction du coefficient de frottement pour F = 12 MN/m. On constate que la contrainte équivalente de Von Mises ne varie pas lorsque le coefficient de frottement augmente.

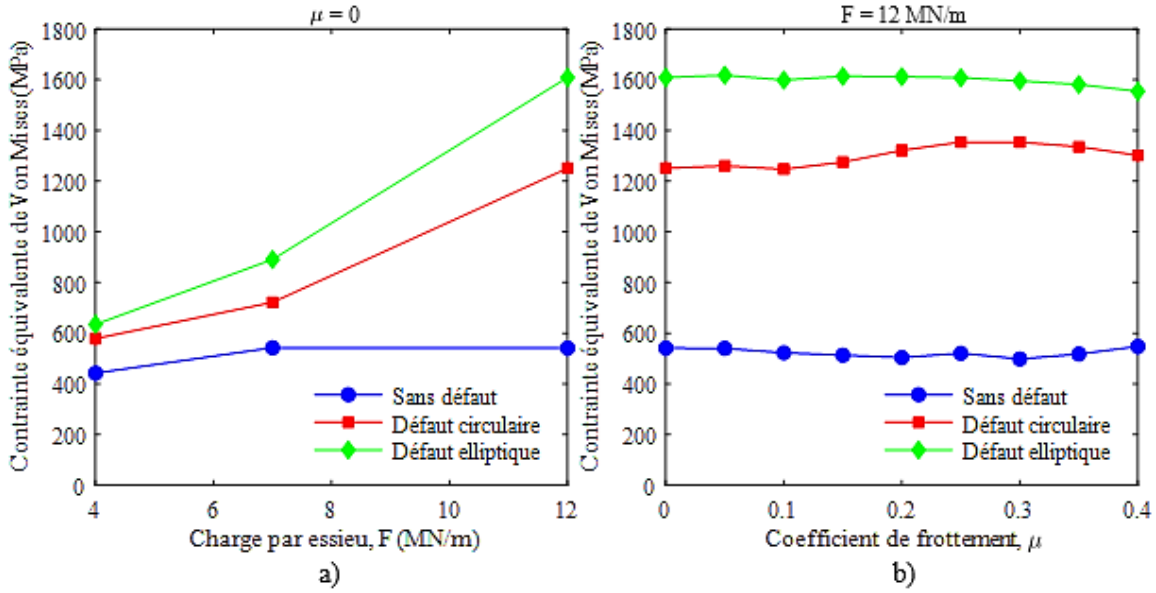


FIGURE 8.12 – Évolution de la contrainte équivalente de Von Mises en fonction a) de la charge par essieu, b) du frottement, sans frottement dans une section de roue sans défaut et avec défaut circulaire et elliptique.

La plupart des défauts de la bande de roulement des roues en service apparaissent après un certain nombre de cycles de chargement et, par conséquent, après qu'une certaine déformation plastique se soit accumulée au niveau et à proximité des régions de la surface de contact. Il a été signalé que la déformation plastique peut affecter le comportement en FCR des matériaux défectueux en modifiant la morphologie d'un défaut, la dureté du matériau et les contraintes résiduelles près de la surface de contact.

Dans le cas d'un contact roue-rail réel, la déformation plastique à l'état stabilisé serait obtenue au cours d'un plus petit nombre de cycles de chargement par rapport au nombre total de cycles de chargement pendant une période de reprofilage de roues. De plus, le procédé de fabrication peut générer une déformation plastique avant l'introduction d'un défaut, ce qui réduit la capacité du matériau restant à se déformer.

La figure 8.13 présente la distribution de la déformation plastique résiduelle équivalente pour différentes valeurs du coefficient de frottement, pour F =12 MN/m. On peut voir que la valeur maximale de la déformation plastique résiduelle équivalente se trouve au voisinage immédiat du défaut le long de l'axe horizontal (direction du mouvement de la charge). A partir d'une certaine valeur du coefficient de frottement, la distribution de la déformation plastique ne change pas et sa valeur maximale augmente lorsque le coefficient de frottement augmente. De plus, la valeur maximale de la contrainte équivalente de Von Mises est située à la même profondeur que celle de la déformation plastique.

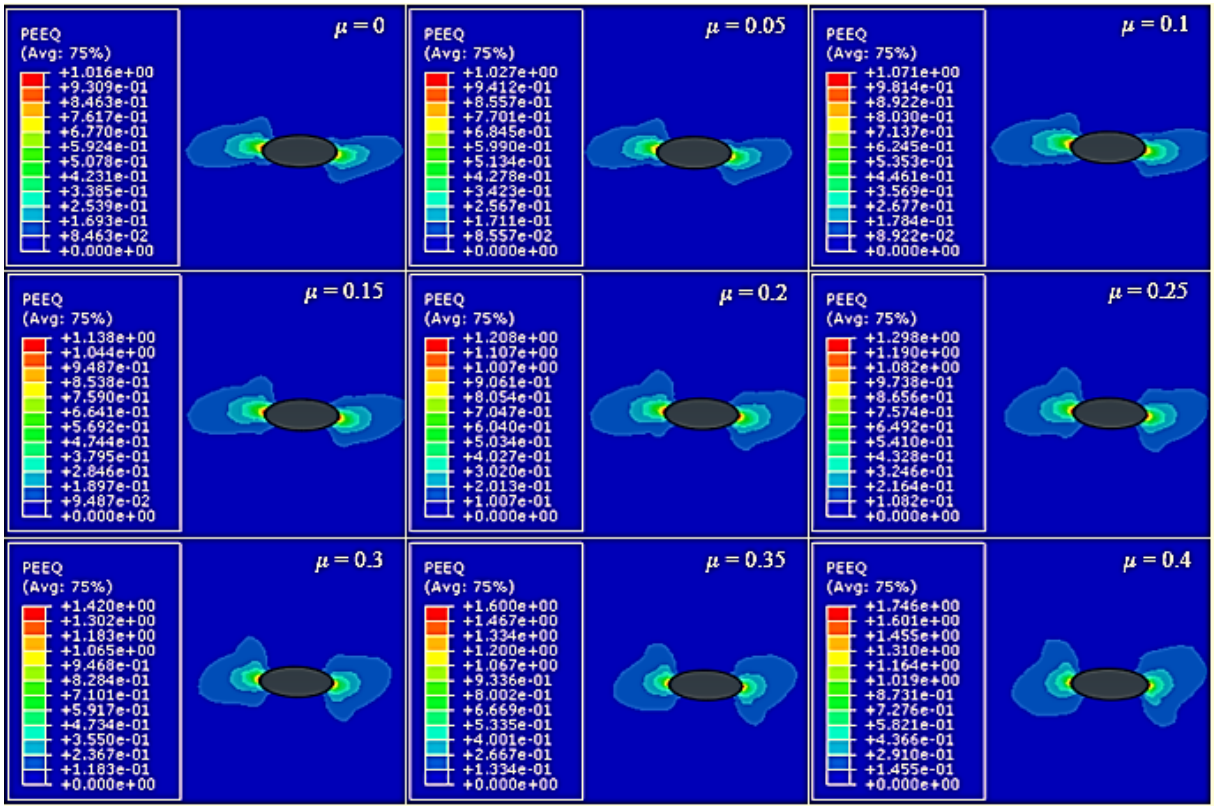


FIGURE 8.13 – Distribution de la déformation plastique équivalente de Von Mises pour différentes valeurs du coefficient de frottement, pour F = 12 MN/m, dans le cas d'une section de roue avec un défaut elliptique.

La figure 8.14 montre le déplacement de la zone où se situe la valeur maximale de la déformation plastique en fonction du coefficient de frottement. Comme pour la contrainte équivalente, l'écoulement plastique peut se produire à la surface de contact roue-rail à partir d'une certaine valeur du coefficient de frottement bien que la majeure partie de la déformation plastique soit toujours située au voisinage immédiat du défaut suivant la direction du mouvement de la charge.

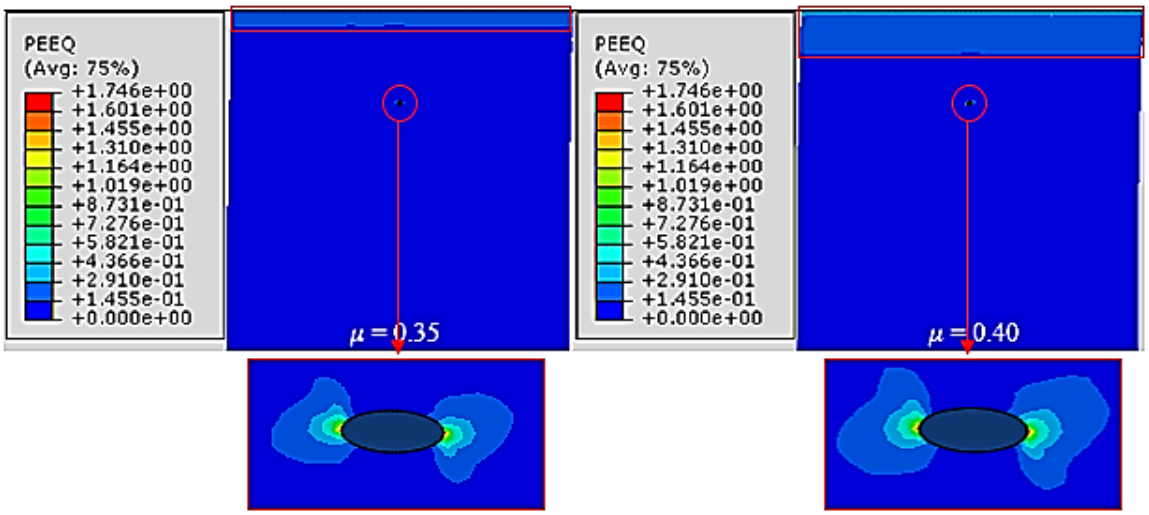


FIGURE 8.14 – Déplacement de la zone où se trouve la valeur maximale de la déformation plastique équivalente vers la surface de la bande de roulement avec l'augmentation du coefficient de frottement pour F = 12 MN/m. A partir de $\mu = 0.35$, l'écoulement plastique se produit au niveau de la surface de contact.

La figure 8.15 montre l'évolution de la déformation plastique équivalente (PEEQ) en fonction de la charge par essieu dans le cas d'une section de roue sans et avec défaut circulaire et elliptique. On constate que la déformation plastique équivalente augmente rapidement lorsque la charge par essieu augmente. De plus, la déformation plastique équivalente est plus élevée pour le défaut elliptique que pour le défaut circulaire. Dans tous les cas, la présence d'un défaut dans un matériau entraîne une augmentation significative de la déformation plastique équivalente.

La figure 8.16 montre la procédure de calcul de la déformation plastique cyclique (p). La déformation plastique cyclique est calculée à partir des contraintes et des déformations sur le plan critique au cours du dernier cycle de chargement. Le concept de la déformation plastique cyclique est largement utilisé comme paramètre de changement des caractéristiques mécaniques du matériau lors de l'écrouissage ou du ramollissement par déformation et, parfois, comme critère de rupture à la fatigue oligocyclique. Il n'a de sens qu'en cas de chargement alterné.

La figure 8.17 montre l'évolution de la déformation plastique équivalente (PEEQ) et de la déformation plastique cyclique (p) en fonction du coefficient de frottement dans le cas d'une section de roue présentant un défaut elliptique. On constate que la déformation plastique équivalente augmente lorsque le coefficient de frottement augmente. De plus, pour F = 7 MN/m, on constate que $p = 1.96$ % pour $\mu = 0.4$.

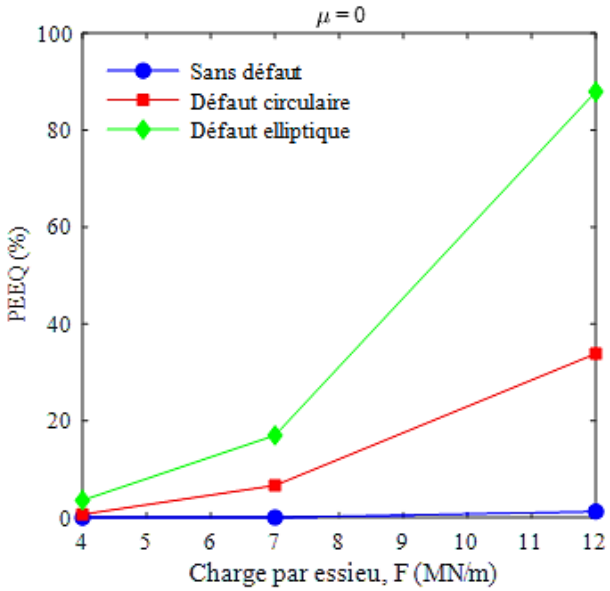


FIGURE 8.15 – Évolution de la déformation plastique équivalente (PEEQ) en fonction de la charge par essieu dans le cas d'une section de roue sans et avec défaut circulaire et elliptique.

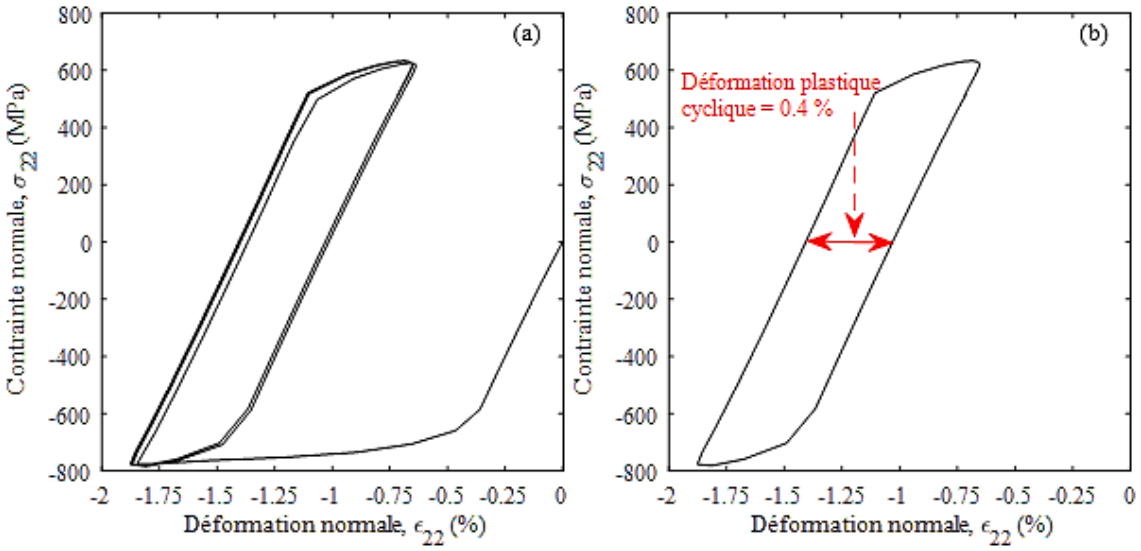


FIGURE 8.16 – Procédure pour déterminer la déformation plastique cyclique dans le cas d'une section de roue présentant un défaut elliptique soumise à une charge F = 7 MN/m : (a) au cours des cycles de chargement et (b) à l'état stabilisé.

La figure 8.18 montre l'influence (de la forme) d'un défaut du matériau sur la déformation plastique équivalente. En effet, pour une charge donnée, la déformation plastique équivalente est plus élevée dans le cas d'un défaut que dans le cas sans défaut. De plus, elle est importante pour le défaut elliptique que pour le défaut circulaire.

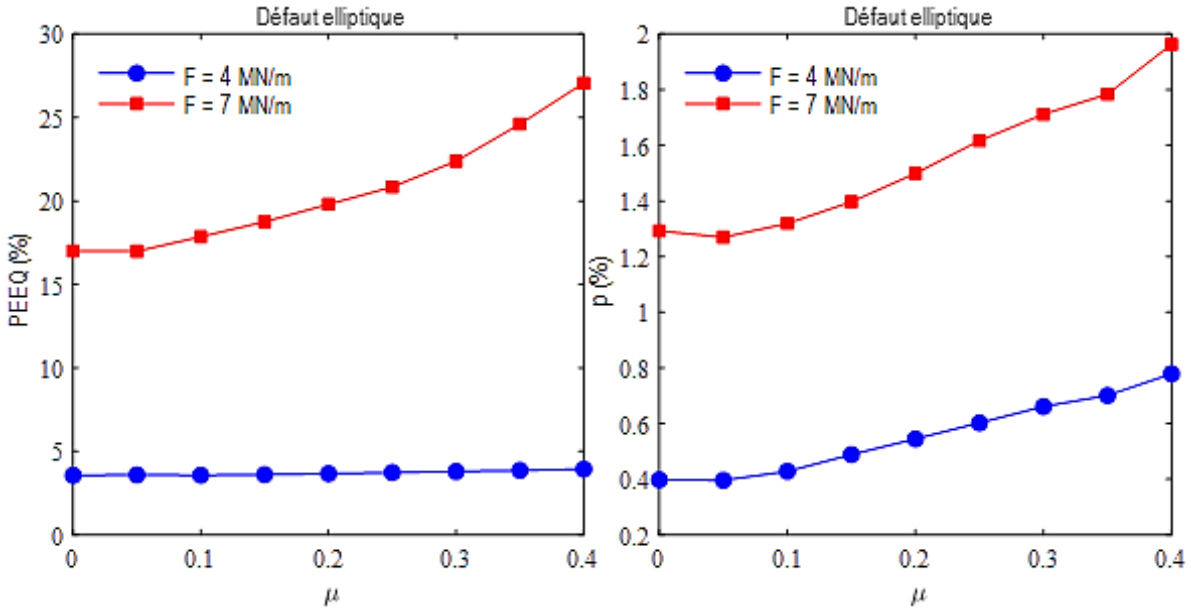


FIGURE 8.17 – Évolution de la déformation plastique équivalente (PEEQ) en fonction du coefficient de frottement dans le cas d'une section de roue avec défaut elliptique.

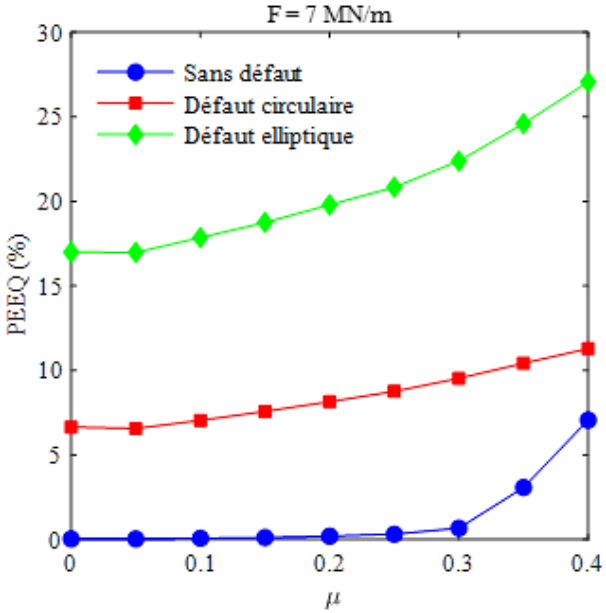


FIGURE 8.18 – Évolution de la déformation plastique en fonction du coefficient de frottement pour une charge par essieu de F = 7 MN/m, dans le cas d'une section de roue sans et avec défaut circulaire et elliptique.

Conclusions sur les contraintes et les déformations

L'augmentation de la charge par essieu entraîne une augmentation de la contrainte équivalente de Von Mises. Par contre, pour une charge par essieu donnée, le frottement a un effet mineur sur la contrainte équivalente de Von Mises. De plus, pour F > 7 MN/m, la contrainte et la déformation plastique équivalente de Von Mises augmentent très rapide-

ment lorsque la charge par essieu augmente et cette augmentation est favorisée par la présence d'un défaut dans la section de la roue ferroviaire.

Pour une charge par essieu donnée, la déformation plastique équivalente augmente lorsque le coefficient de frottement augmente. De plus, dans le cas sans défaut, la déformation plastique équivalente augmente généralement rapidement à partir d'une certaine valeur du coefficient de frottement ($\mu \geq 0.3$).

L'augmentation de la valeur du coefficient de frottement entraîne le déplacement de l'écoulement plastique d'une certaine profondeur vers la surface de contact dans le cas d'une section de roue sans défaut et du niveau du défaut (en petites quantités) vers la surface de contact.

8.2.4 Types de comportement du matériau

La durée de vie en fatigue d'une roue ferroviaire nécessite avant tout de connaître l'historique des contraintes et des déformations au point critique où la fissure est susceptible de s'amorcer. Dans le cas de la fatigue à grand nombre de cycles, le matériau reste globalement élastique alors que dans le cas de la fatigue oligocyclique, les grandes déformations plastiques se produisent dans le matériau, provoquant les réponses asymptotiques d'accommodation plastique et d'effet de rochet du matériau.

La figure 8.19 montre les distributions des contraintes et des déformations au milieu du dernier cycle de chargement dans la section de la roue avec un défaut elliptique pour F = 12 MN/m avec $\mu = 0$. On voit que les valeurs maximales en traction sont situées verticalement au droit du défaut et en compression horizontalement au droit du défaut pour les contraintes et déformations normales et que ces valeurs sont situées sur les côtés verticaux du défaut pour les contraintes et déformations de cisaillement.

La figure 8.20 présente l'évolution de la contrainte et de la déformation au cours de cycles de chargement pour F = 12 MN/m dans le cas d'une section de roue avec un défaut elliptique. On voit que l'amplitude de la contrainte normale et de cisaillement se stabilise au troisième cycle de chargement et que l'amplitude de la déformation de cisaillement ne se stabilise pas. Ce phénomène très dangereux peut provoquer la rupture de la roue avec défaut. Toutefois, sur ces courbes, il est difficile de classer ce type de comportement au cours de cycles de chargement, on peut l'identifier facilement si on exprime la contrainte en fonction de la déformation. Cette caractéristique exceptionnelle de l'évolution de la déformation de cisaillement qui ne présente pas d'état stabilisé devrait attirer l'attention des ingénieurs pour concevoir une roue ferroviaire.

La figure 8.21 présente l'évolution de la contrainte en fonction de la déformation pour F = 12 MN/m avec $\mu = 0$, pour $\alpha = 0\ ^\circ$ où α est l'angle d'orientation d'un plan du matériau, dans le cas d'une section de la roue avec un défaut elliptique. On observe qu'il y a un effet de rochet du matériau.

Nous rappelons que l'effet de rochet du matériau est un processus de déformation plastique qui s'accumule progressivement avec le nombre de cycles de chargement, et qui est responsable de la grave détérioration des performances de la roue ferroviaire due à l'en-

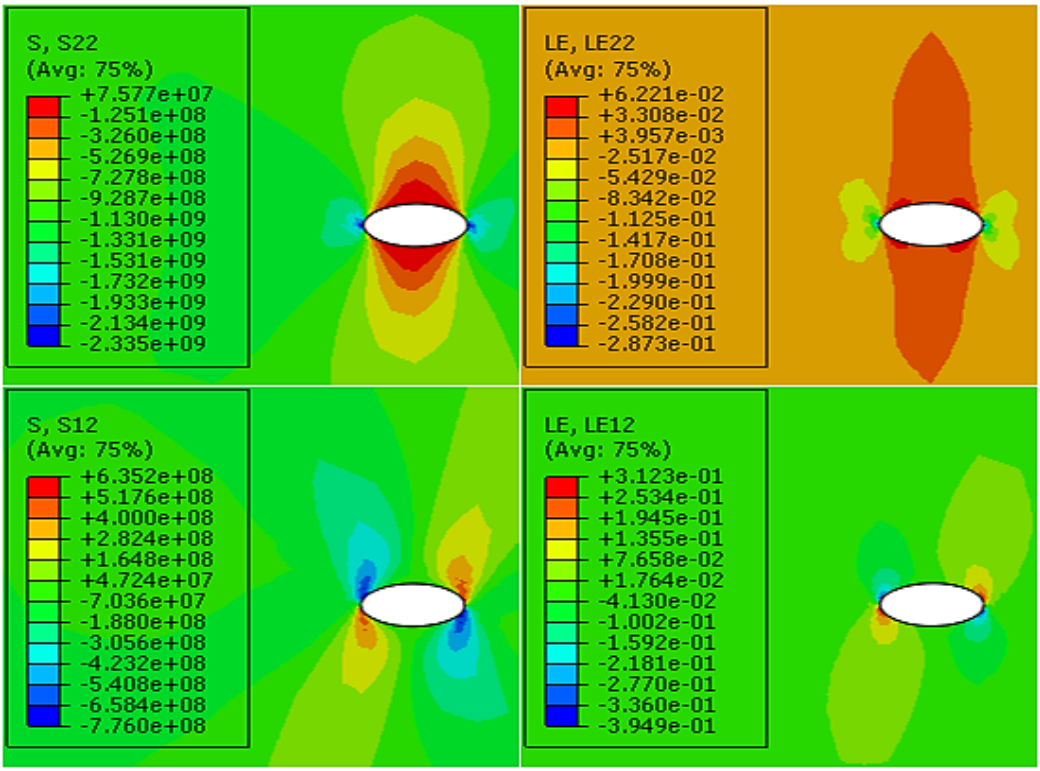


FIGURE 8.19 – Distribution des contraintes et des déformations au milieu du dernier cycle de chargement dans le cas d'une section avec un défaut elliptique pour une charge par essieu de F = 12 MN/m avec $\mu = 0$.

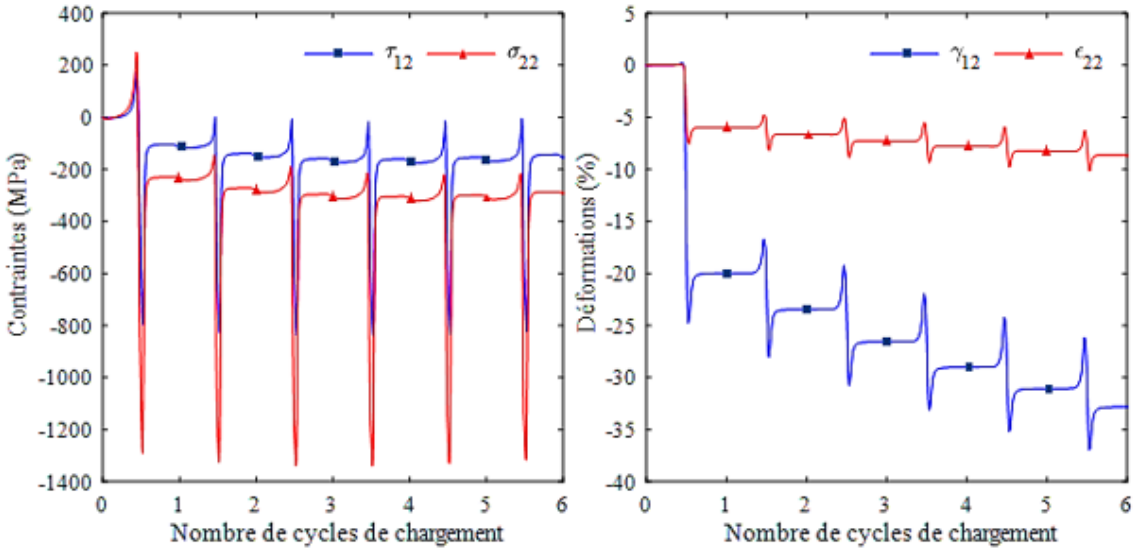


FIGURE 8.20 – Évolution de la contrainte et de la déformation au cours de cycles de chargement dans l'élément le plus endommagé pour F = 12 MN/m avec $\mu = 0$, dans le cas de la section de la roue avec un défaut elliptique.

dommagement par fatigue [299].

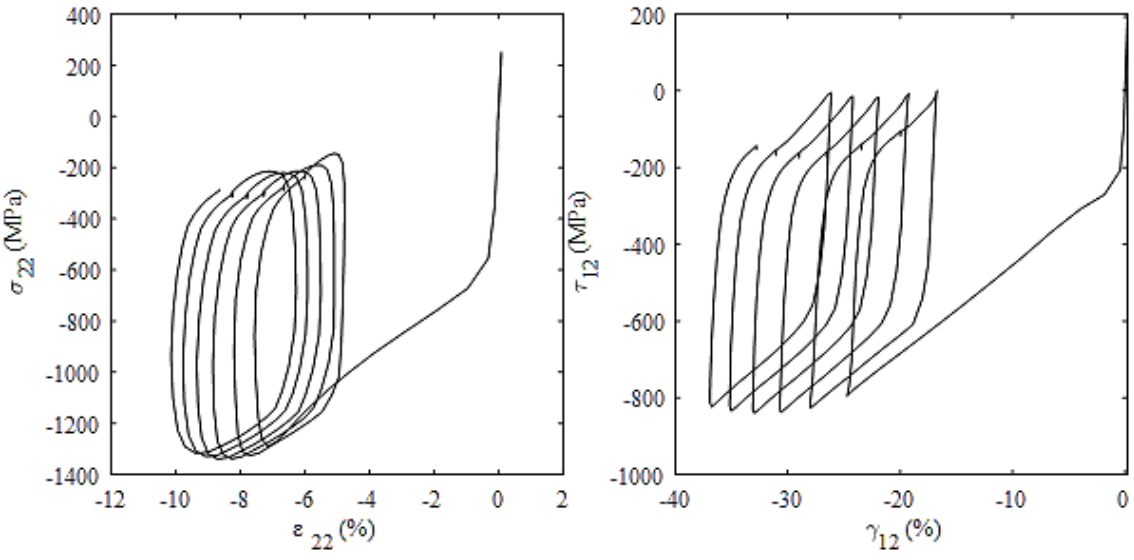


FIGURE 8.21 – Évolution de la contrainte normale en fonction de la déformation normale et de la contrainte de cisaillement en fonction de la déformation de cisaillement dans l'élément le plus endommagé pour F = 12 MN/m avec $\mu = 0$ et pour $\alpha = 0$ °, dans le cas de la section de la roue avec un défaut elliptique.

La figure 8.22 montre l'évolution de la contrainte de cisaillement en fonction de la déformation de cisaillement pour différentes valeurs du coefficient de frottement sur le plan critique pour F = 12 MN/m, dans le cas de la section de la roue avec un défaut elliptique. On constate que le même type de comportement de l'effet de rochet est obtenu sur le plan critique où s'amorce une fissure de fatigue.

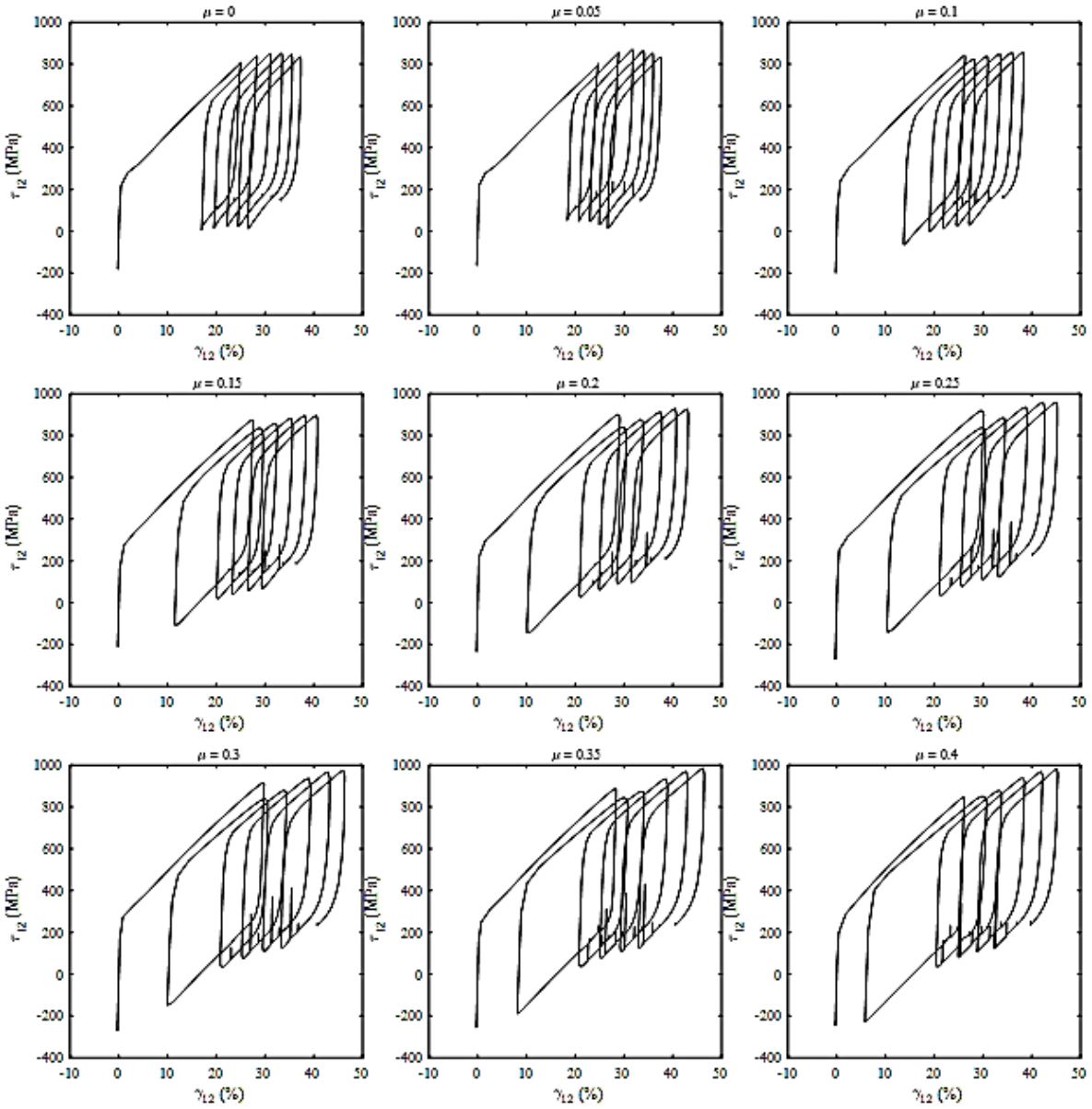


FIGURE 8.22 – Évolution de la contrainte de cisaillement en fonction de la déformation de cisaillement dans l'élément le plus endommagé pour F = 12 MN/m pour différentes valeurs de μ sur le plan critique, dans le cas de la section de la roue avec un défaut elliptique.

Conclusions sur les types de comportement du matériau

Pour une section de roue sans défaut, l'augmentation de la charge par essieu et du coefficient de frottement à la surface de contact roue-rail a un effet majeur sur le type de comportement du matériau d'une roue ferroviaire. Cela a considérablement contribué à la construction du diagramme d'accommodation.

En revanche, dans le cas d'une section de roue qui contient un défaut circulaire ou elliptique, seul le niveau de la charge par essieu peut modifier le type de comportement du matériau. En effet, dans le cas d'une section de roue avec un défaut circulaire, pour F =

4 MN/m, le matériau s'adapte de manière élastique quelle que soit la valeur du coefficient de frottement. De même, dans le cas d'une section de roue avec un défaut elliptique, pour la même charge, un effet de rochet est observé avec une faible déformation de rochet.

Dans le cas d'une section de roue présentant un défaut elliptique, la courbe contrainte-déformation conduit à un effet de rochet, même pour de faibles charges par essieu.

8.2.5 Paramètre de fatigue

Lorsqu'une roue ferroviaire présente un défaut circulaire ou elliptique induit dans le matériau au cours du procédé de fabrication, elle peut être endommagée lorsque le coefficient de frottement augmente pour une charge par essieu donnée.

La figure 8.23 montre la procédure pour déterminer la contrainte normale maximale, la variation de la contrainte de cisaillement, la variation de la déformation normale et de cisaillement sur le plan critique pour F = 12 MN/m avec $\mu = 0$, dans le cas de la section de la roue avec un défaut elliptique.

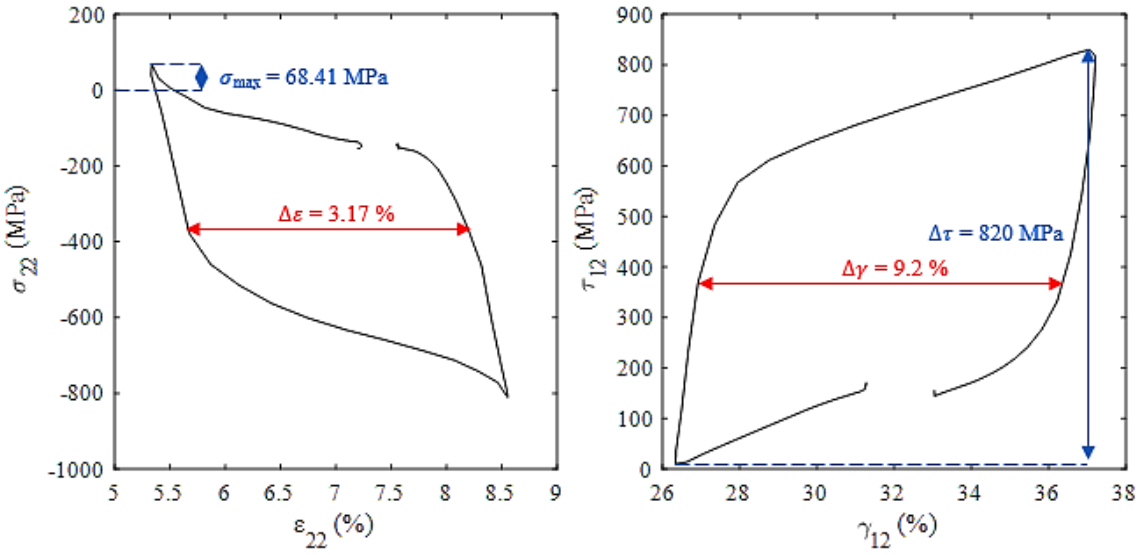


FIGURE 8.23 – Procédure de détermination des contraintes et déformations contribuant à l'endommagement par FCR pour une charge par essieu F = 12 MN/m dans le cas d'une section de roue présentant un défaut elliptique.

La figure 8.24 montre l'évolution du paramètre de fatigue en fonction de l'angle d'orientation du plan du matériau pour F = 12 MN/m pour différentes valeurs du coefficient de frottement dans le cas d'un contact roue-rail elliptique. On constate que cet endommagement se produit souvent presque sur le même plan critique avec l'augmentation du coefficient de frottement. Le tableau 8.4 donne toutes les valeurs du paramètre de fatigue maximum en fonction du coefficient de frottement pour différents niveaux de charge.

Ces valeurs du paramètre de fatigue maximum correspondent chacune à un plan critique où s'amorce une fissure de fatigue. Le tableau 8.5 donne les valeurs des angles d'orientation des plans critiques du matériau pour différentes valeurs de la charge par essieu et du

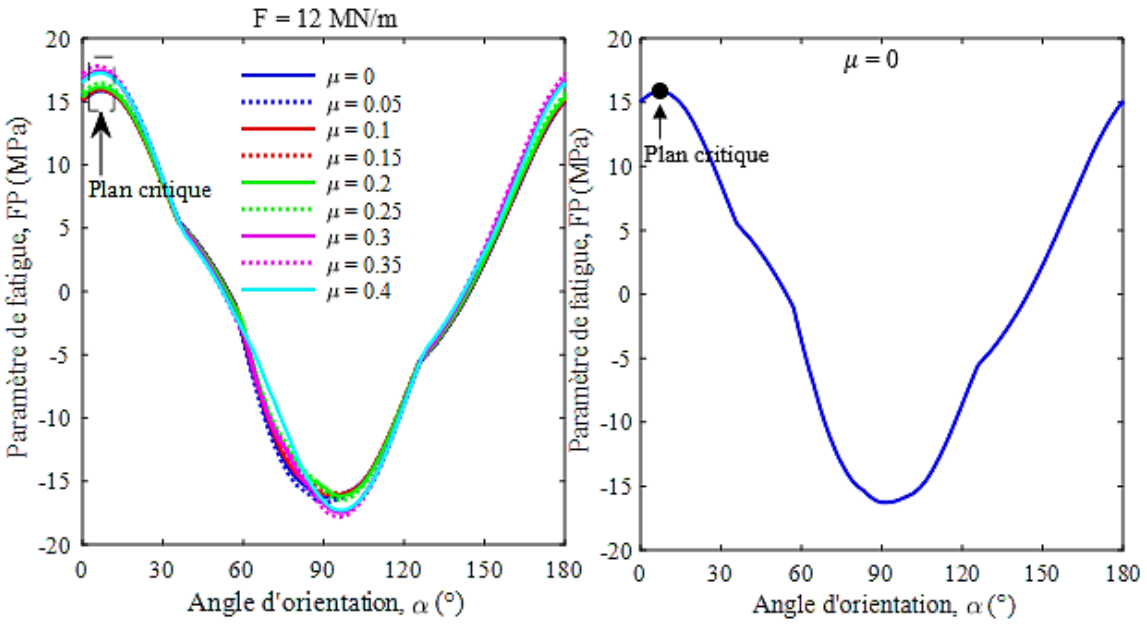


FIGURE 8.24 – Évolution du paramètre de fatigue en fonction de l'angle d'orientation du plan du matériau pour différentes valeurs du coefficient de frottement pour F = 12 MN/m dans le cas d'une section de roue avec un défaut elliptique.

F (MN/m)	Coefficient de frottement, μ								
	0	0.05	0.1	0.15	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4
4	0.82	0.82	1.24	1.32	1.40	1.48	1.56	1.64	1.72
7	1.77	1.74	1.77	1.89	2.05	2.19	2.35	2.58	2.86
12	15.87	16.13	15.96	15.99	16.16	16.47	17.47	17.81	17.28

TABLEAU 8.4 – Valeurs du paramètre de fatigue maximum, en MPa, pour différentes valeurs de la charge par essieu et du coefficient de frottement dans le cas d'une section de roue avec défaut elliptique.

coefficient de frottement.

F (MN/m)	Coefficient de frottement, μ								
	0	0.05	0.1	0.15	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4
4	73	73	90	91	91	91	91	91	91
7	89	89	90	91	90	90	90	89	89
12	7	8	7	7	6	7	6	6	7

TABLEAU 8.5 – Valeurs des angles d'orientation du plan critique du matériau, en °, pour différentes valeurs de la charge par essieu et du coefficient de frottement dans le cas d'une section de roue avec défaut elliptique.

La figure 8.25 montre l'évolution du paramètre de fatigue maximum, FP_{max} en fonction de la charge par essieu dans le cas d'une section de roue sans et avec un défaut circulaire et elliptique. On constate que l'endommagement augmente fortement lorsque la charge par essieu augmente. On observe également que l'endommagement est plus important pour

un défaut elliptique que pour un défaut circulaire. De plus, l'endommagement est très important dans le cas d'un défaut circulaire que dans le cas sans défaut. Pour un roulement pur, un défaut elliptique est très endommageant par rapport à un défaut circulaire. En effet, pour F = 12 MN/m, la différence entre l'endommagement obtenu dans le cas sans défaut et celui obtenu dans le cas d'un défaut est de l'ordre de 80 et 93 % respectivement pour un défaut circulaire et pour un défaut elliptique.

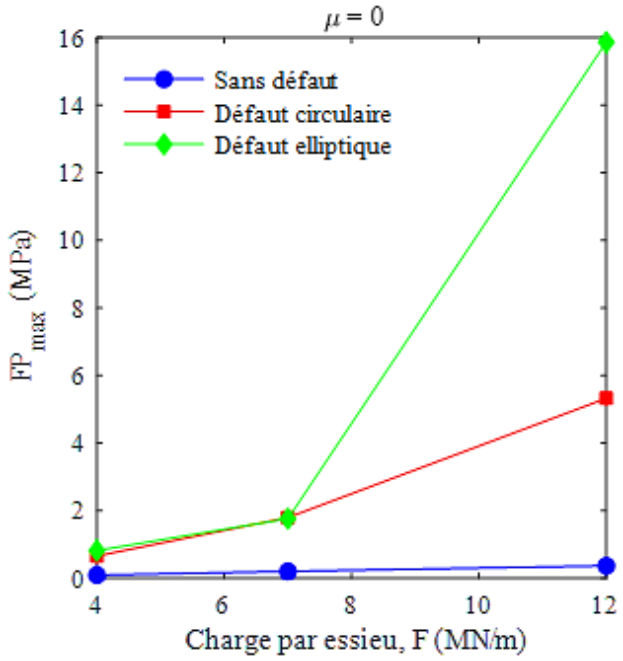


FIGURE 8.25 – Évolution du paramètre de fatigue en fonction de la charge par essieu dans le cas d'une section de roue sans et avec défaut circulaire et elliptique.

La figure 8.26 montre l'évolution du paramètre de fatigue maximum, FP_{max} en fonction du coefficient de frottement dans le cas d'une section de roue sans et avec un défaut circulaire et elliptique. On constate que l'endommagement augmente lorsque le coefficient de frottement augmente. Il est nécessaire d'ajouter les valeurs intermédiaires pour la phase de traction (μ <0.1), pour bien comprendre comment l'endommagement évolue dans cet intervalle car l'endommagement y est constant dans notre étude. La croissance de l'endommagement apparaît dès le début de la phase de freinage ($\mu \geq 0.1$). Pour une charge par essieu donnée, le défaut elliptique est toujours très endommageant par rapport au défaut circulaire lorsque le coefficient de frottement augmente.

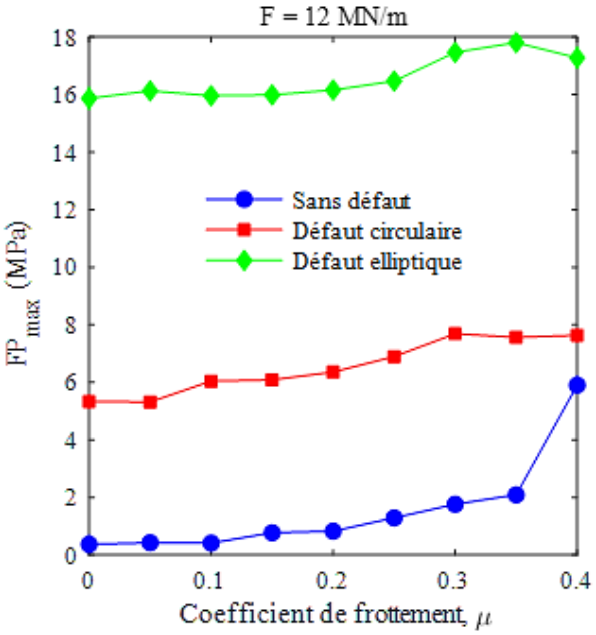


FIGURE 8.26 – Évolution du paramètre de fatigue maximum FP_{max} en fonction du coefficient de frottement pour F = 12 MN/m dans le cas d'une section de roue sans et avec défaut circulaire et elliptique.

Pour un défaut elliptique, il est préférable d'utiliser des valeurs de charge par essieu inférieures ou égales à 12 MN/m, afin de refléter des conditions d'exploitation ferroviaire réalistes. Dans le cas contraire, au-delà de cette charge, des valeurs exorbitantes du paramètre de fatigue maximum peuvent être atteintes.

Conclusions sur le paramètre de fatigue

En fonction des conditions de frottement au contact roue-rail et des niveaux de charge, nous avons obtenu trois principaux types d'endommagement par FCR : l'endommagement de surface, l'endommagement sous la surface et la fissuration au niveau du défaut du matériau.

Dans le cas d'une section de la roue sans défaut, pour une charge par essieu élevée et un coefficient de frottement élevé, l'endommagement par FCR est généralement situé à la surface de contact en raison de grandes déformations plastiques et, à l'inverse, une faible charge par essieu et un faible coefficient de frottement conduisent à l'amorçage de fissures de fatigue sous la surface de contact. En revanche, dans le cas d'une section de roue présentant un défaut, l'endommagement par FCR se produit généralement au voisinage immédiat du défaut. Par conséquent, comme l'élément le plus sollicité et l'élément le plus déformé, l'élément le plus endommagé est situé autour du défaut.

Le défaut elliptique est très endommageant par rapport au défaut circulaire. La différence entre les deux défauts apparaît bien au-delà de la charge par essieu égale à 7 MN/m.

8.2.6 Modes d'endommagement par FCR

Nous rappelons que l'endommagement par FCR est causé par l'amorçage et la propagation de fissures. Sous l'effet combiné de la corrosion et de la fatigue ou de chargement en traction, les modes de rupture sont souvent localisés, généralement en termes de propagation de fissures [300]. De plus, la fatigue est un mécanisme de rupture qui implique la fissuration du matériau en raison de contraintes cycliques. Alors que les contraintes appliquées peuvent être de traction et/ou de compression, l'amorçage et la propagation des fissures peuvent être dues à la composante de traction ou de cisaillement. Ainsi, dans le cas d'une section de roue sans défaut, l'endommagement peut être régi par la traction et le cisaillement avec l'augmentation de la charge et/ou du coefficient de frottement.

La figure 8.27 montre l'évolution de l'endommagement et ses contributions en fonction du coefficient de frottement pour F = 12 MN/m dans le cas de la section de la roue sans et avec un défaut circulaire et elliptique. Pour le cas sans défaut, on observe que, pour $\mu \leq 0.1$, l'endommagement est régi complètement par la composante de cisaillement tandis que la composante de traction est nulle (la contrainte normale maximale est toujours négative) et, pour $0.15 \leq \mu \leq 0.3$, l'endommagement est complètement régi par la composante de traction. Pour $\mu \geq 0.3$, l'endommagement est dû, à parts égales à la traction et au cisaillement. Pour les cas avec défaut, il n'y a que le cisaillement qui contribue à l'endommagement.

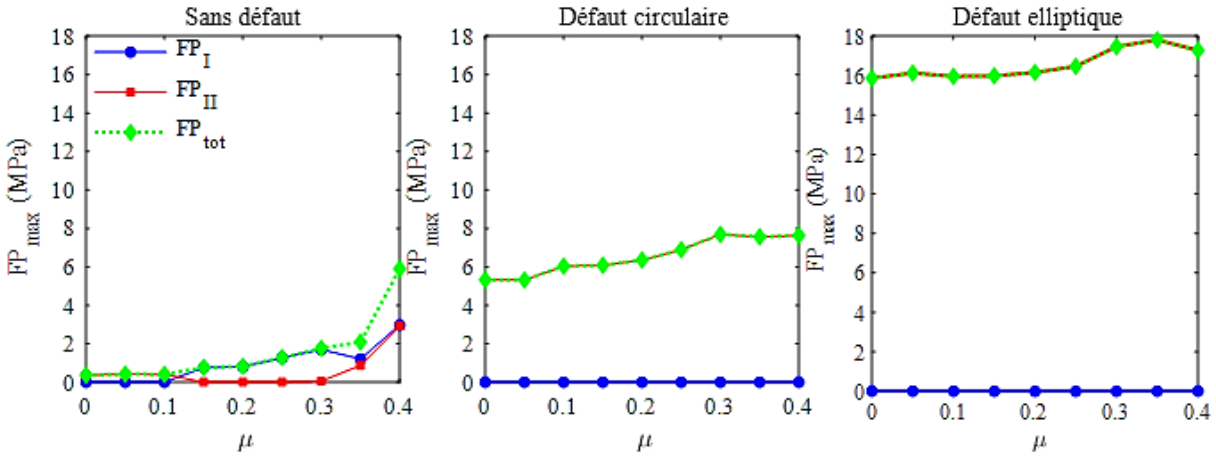


FIGURE 8.27 – Évolution de FP_I, FP_{II}, FP_{tot} en fonction du coefficient de frottement pour F = 12 MN/m dans le cas de la section de la roue sans et avec un défaut circulaire et elliptique.

Pour F = 12 MN/m avec $\mu = 0$, l'endommagement total est exprimé par $FP_{max} = F_I + F_{II}$ où F_I et F_{II} sont respectivement les composantes de traction et de cisaillement de l'endommagement total. Dans ce cas, $F_I = 0$ MPa et $F_{II} = 15.87$ MPa. Ici, la composante de cisaillement est de 100 % de FP_{max}. Par conséquent, la composante de cisaillement domine complètement la composante de traction, et l'on dit que l'endommagement est régi par le mode II - mode de cisaillement.

Conclusions sur les modes d'endommagement par FCR

Comme pour les types de comportement du matériau, c'est la charge par essieu qui a un effet majeur sur le type de comportement du matériau de roue présentant un défaut. En effet, pour la section de la roue avec un défaut circulaire, l'endommagement est régi par la traction (le mode d'ouverture domine le mode de cisaillement) pour F = 4 et 7 MN/m et pour F = 12 MN/m, c'est le cisaillement qui domine sur la traction. Pour la section de la roue avec un défaut elliptique, l'endommagement par FCR est donc régi par la composante de cisaillement avec l'augmentation du coefficient de frottement pour une charge par essieu donnée.

8.2.7 Durée de vie en fatigue

La figure 8.28 montre l'évolution de la durée de vie en fonction de la charge par essieu dans le cas d'une section de roue sans et avec défaut circulaire et elliptique. On constate que la durée de vie diminue rapidement lorsque la charge par essieu augmente. Nous avons également constaté que la durée de vie est très faible dans la zone où l'endommagement est superficiel et sévère. Ces cas de durée de vie faible doivent être évités en essayant d'améliorer la qualité de l'acier de roue par un traitement thermique qui modifie les propriétés mécaniques (par exemple, en augmentant la limite d'élasticité du matériau) et la composition chimique de l'acier de roue.

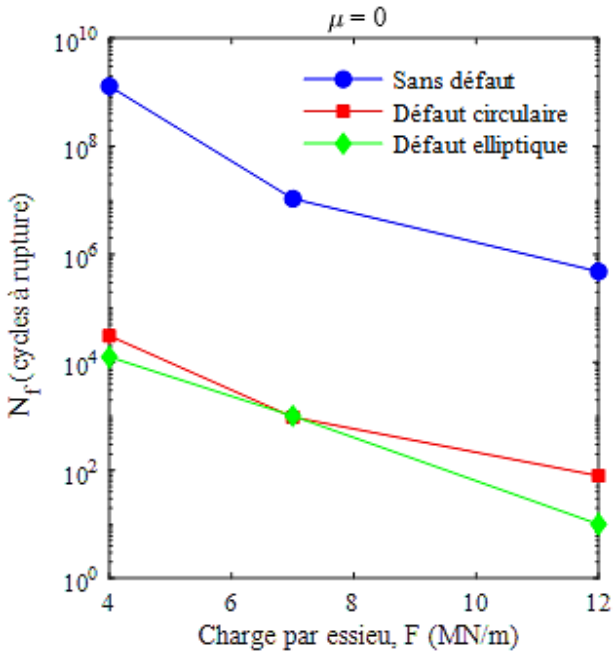


FIGURE 8.28 – Évolution de la durée de vie en fonction de la charge par essieu, sans frottement dans le cas d'une section de roue sans et avec défaut circulaire et elliptique.

Le frottement à l'interface roue-rail a une influence sur la durée de vie d'une roue ferroviaire. La tendance actuelle dans l'industrie ferroviaire est d'améliorer la durée de vie des roues et des rails afin de garantir la sécurité du système ferroviaire. Cependant, une roue qui roule sur un rail subit inévitablement un glissement.

La figure 8.29 montre l'évolution de la durée de vie en fonction du coefficient de frottement dans le cas d'une section de roue sans et avec défaut circulaire et elliptique pour une charge donnée. On peut voir que la durée de vie diminue lentement avec l'augmentation du coefficient de frottement dans le cas d'un défaut du matériau. De plus, le défaut elliptique fait chuter la durée de vie plus que le défaut circulaire. On voit aussi qu'en présence d'un défaut, le nombre de cycles à rupture ne dépend pas (ou très peu) du frottement. Le tableau 8.6 donne les valeurs de la durée de vie dans le cas d'une roue avec défaut elliptique.

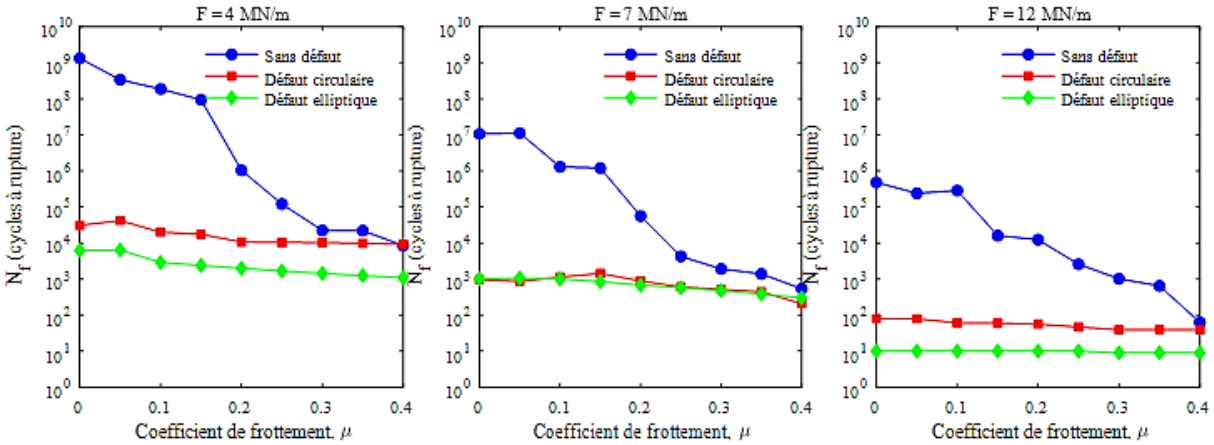


FIGURE 8.29 – Évolution de la durée de vie en fonction du coefficient de frottement pour différents niveaux de charge dans le cas d'une section de roue sans et avec défaut circulaire et elliptique.

F(MN/m)	Coefficient de frottement, μ								
	0	0.05	0.1	0.15	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4
4	1.3×10^4	1.3×10^4	2.9×10^3	2.4×10^3	2.0×10^3	1.7×10^3	1.4×10^3	1.3×10^3	1.1×10^3
7	1.0×10^3	1.1×10^3	1.0×10^3	849	681	575	482	383	301
12	10	10	10	10	10	10	9	9	9

TABLEAU 8.6 – Valeurs de N_f, en cycles à rupture, pour différentes valeurs du coefficient de frottement et pour différents niveaux de charge par essieu dans le cas d'une section d'une roue avec défaut elliptique.

Dans le cas d'une section de roue sans défaut, l'évolution de N_f diminue lorsque le coefficient de frottement augmente et tend vers la saturation pour F = 4 et 7 MN/m, mais pour F $\geq$ 12 MN/m, cette tendance vers la saturation ne se manifeste plus. En effet, pour F = 4 MN/m, N_f passe de 1.3×10^9 à 8.5×10^3 cycles à rupture (réduction d'environ 100 %) dans le cas de la section de la roue sans défaut alors que N_f passe de 31042 à 9308 cycles à rupture (réduction de 70 %) dans le cas de la section de la roue avec un défaut circulaire et de 12571 à 1092 cycles à rupture (réduction d'environ 91 %) dans le cas de la section de la roue avec un défaut elliptique, lorsque μ passe de 0 à 0.4. Le tableau 8.6 donne les valeurs de la durée de vie de la roue contenant un défaut elliptique.

Conclusions sur la durée de vie

Les augmentations de la charge par essieu et du coefficient de frottement ont un effet majeur sur la durée de vie des roues. En effet, la durée de vie diminue avec une augmentation de la valeur de charge par essieu ou du coefficient de frottement dans le cas d'une section de roue sans et avec défaut circulaire et elliptique. La différence est que si la roue présente un défaut, la diminution de la durée de vie n'est pas aussi rapide que si la roue était exempte de défauts du matériau.

La quantité de l'endommagement de surface doit être réduite afin d'améliorer la durée de vie des roues et de maintenir des conditions d'exploitation réalistes. Les cas de durée de vie faible pour les cas de défaut circulaire et elliptique doivent être évités pour la sécurité du système ferroviaire.

Pour augmenter la durée de vie, il est nécessaire de recourir :
- au traitement thermique pour améliorer la qualité de l'acier pour roues [301],
- à l'augmentation de la limite d'élasticité du matériau, c'est-à-dire qu'elle doit être supérieure à 543 MPa,
- à la réduction de la charge par essieu dans le cas d'une section de roue présentant un défaut : pour avoir des valeurs réalistes de la durée de vie, il faut utiliser $F \leq 12$ MN/m respectivement pour un défaut circulaire et un défaut elliptique. Cependant, tout dépend de la limite d'élasticité du matériau [302], de la position du défaut dans la section de la roue et des conditions de contact roue-rail elliptique, telles que la pression de contact maximale p_0 et la demi-longueur de la zone de contact a.

8.2.8 Conclusions

Lorsqu'une roue présentant un défaut passe sur un rail, les contraintes n'évoluent pas de la même manière en surface et sous la surface. De plus, la présence d'un défaut dans une roue augmente la longueur de la zone de contact roue-rail et les conditions de contact changent beaucoup plus dans le cas d'une section de roue avec un défaut elliptique que dans celui d'une section de roue avec un défaut circulaire.

La pression de contact maximale augmente lorsque la charge par essieu augmente. De plus, un défaut du matériau (circulaire ou elliptique) a un effet majeur sur la pression de contact au cours de cycles de chargement.

L'influence du coefficient de frottement sur la pression de contact est très faible dans le cas d'une section de la roue sans défaut. Par contre, la pression de contact augmente lorsque le coefficient de frottement augmente dans le cas avec défaut.

L'augmentation de la charge par essieu et/ou du coefficient de frottement a une influence majeure sur l'écoulement plastique dans le cas d'une section de roue sans et avec défaut du matériau. D'autre part, l'augmentation de la charge par essieu et/ou du coefficient de frottement entraîne le déplacement de l'écoulement plastique d'une certaine profondeur vers la surface de contact dans le cas d'une section de roue sans défaut et du niveau du défaut (en faibles quantités) vers la surface de contact.

Dans le cas d'un défaut, l'endommagement se produit au niveau d'un défaut circulaire ou elliptique quel que soit le niveau du coefficient de frottement. De plus, un défaut elliptique est très endommageant par rapport à un défaut circulaire.

Dans le cas d'une section de la roue présentant un défaut, c'est uniquement l'augmentation de la charge par essieu, mais pas celle du coefficient de frottement, qui a un effet sur le type de comportement du matériau.

L'augmentation de la charge par essieu et/ou du coefficient de frottement a un effet majeur sur la durée de vie d'une roue ferroviaire. Dans le cas d'une roue ferroviaire sans défaut, la durée de vie diminue très rapidement lorsque la charge par essieu et/ou le coefficient de frottement augmentent, mais la durée de vie varie très peu dans le cas d'un défaut circulaire et elliptique.

8.3 Influence des paramètres du matériau

Dans cette étude, nous avons utilisé F = 12 MN/m dans les deux cas de section de la roue ferroviaire sans et avec défaut circulaire de rayon égal à 0.1 mm. De plus, le frottement à l'interface roue-rail a été négligé dans les deux cas. Le modèle combinant l'écrouissage isotrope et l'écrouissage cinématique non linéaire de Chaboche-Lemaître a été utilisé. Les paramètres étudiés sont :
- C, le paramètre d'écrouissage cinématique représentant la vitesse de translation de la surface de charge,
- γ, le paramètre d'écrouissage cinématique déterminant la vitesse de relaxation de la translation de la surface de charge au fur et à mesure que la déformation plastique s'accumule.
En général, C et γ sont considérés comme constants et C,$\gamma > 0$.
- Q_∞, une valeur saturée de la composante isotrope de l'écrouissage,
- b, qui détermine la vitesse à laquelle la saturation est atteinte.

La figure 8.30 montre l'évolution de la contrainte équivalente de Von Mises en fonction des paramètres du matériau du modèle de plasticité de Chaboche pour F = 12 MN/m au milieu du dernier cycle de chargement dans le cas d'une roue sans et avec défaut circulaire. On constate que la contrainte équivalente de Von Mises ne varie pas avec l'augmentation des valeurs des paramètres du matériau dans le cas d'une section de roue sans défaut. En effet, la valeur de la contrainte équivalente de Von Mises est d'environ 541 MPa pour b et Q_∞. D'autre part, la valeur de la contrainte est comprise entre 541 et 542 MPa pour γ et entre 541 et 544 MPa pour C.

L'effet des paramètres du matériau sur la contrainte équivalente de Von Mises se manifeste très explicitement dans le cas d'une section de roue contenant un défaut circulaire pour la même charge par essieu que dans le cas d'une section de roue sans défaut. Par contre, les paramètres du matériau qui interviennent dans le modèle d'écrouissage cinématique non linéaire (C et γ) influencent fortement la contrainte. En effet, la contrainte varie très peu et se situe entre environ 1249 et 1252 MPa pour b alors qu'elle augmente très lentement de 1249 à 1360 MPa pour Q_∞. De plus, la contrainte diminue de 1321 à 610 MPa avec l'augmentation de la valeur de γ alors qu'elle augmente rapidement de 549 à 1571 MPa avec l'augmentation de C.

De plus, lorsque b est nul, $\sigma^0 = \sigma|_0$. Cela signifie que la taille de la surface de charge ne change pas. De même, ceci est valide lorsque Q_∞ est nul. Par ailleurs, dans le modèle d'écrouissage cinématique non linéaire, si C est nul, l'évolution de la contrainte interne $\dot{X}$ est réduite au terme de rappel $-\gamma X \dot{\bar{\varepsilon}}^{pl}$ traduisant la non-linéarité. Dans ce cas, la contrainte interne ne dépendra que de la déformation plastique équivalente et du paramètre du matériau γ. Dans le modèle d'écrouissage cinématique non-linéaire, le paramètre γ ne peut pas être nul sinon on retrouve le modèle d'écrouissage cinématique linéaire. La valeur initiale nulle pour γ a été prise en compte afin de pouvoir suivre clairement l'évolution des grandeurs étudiées.

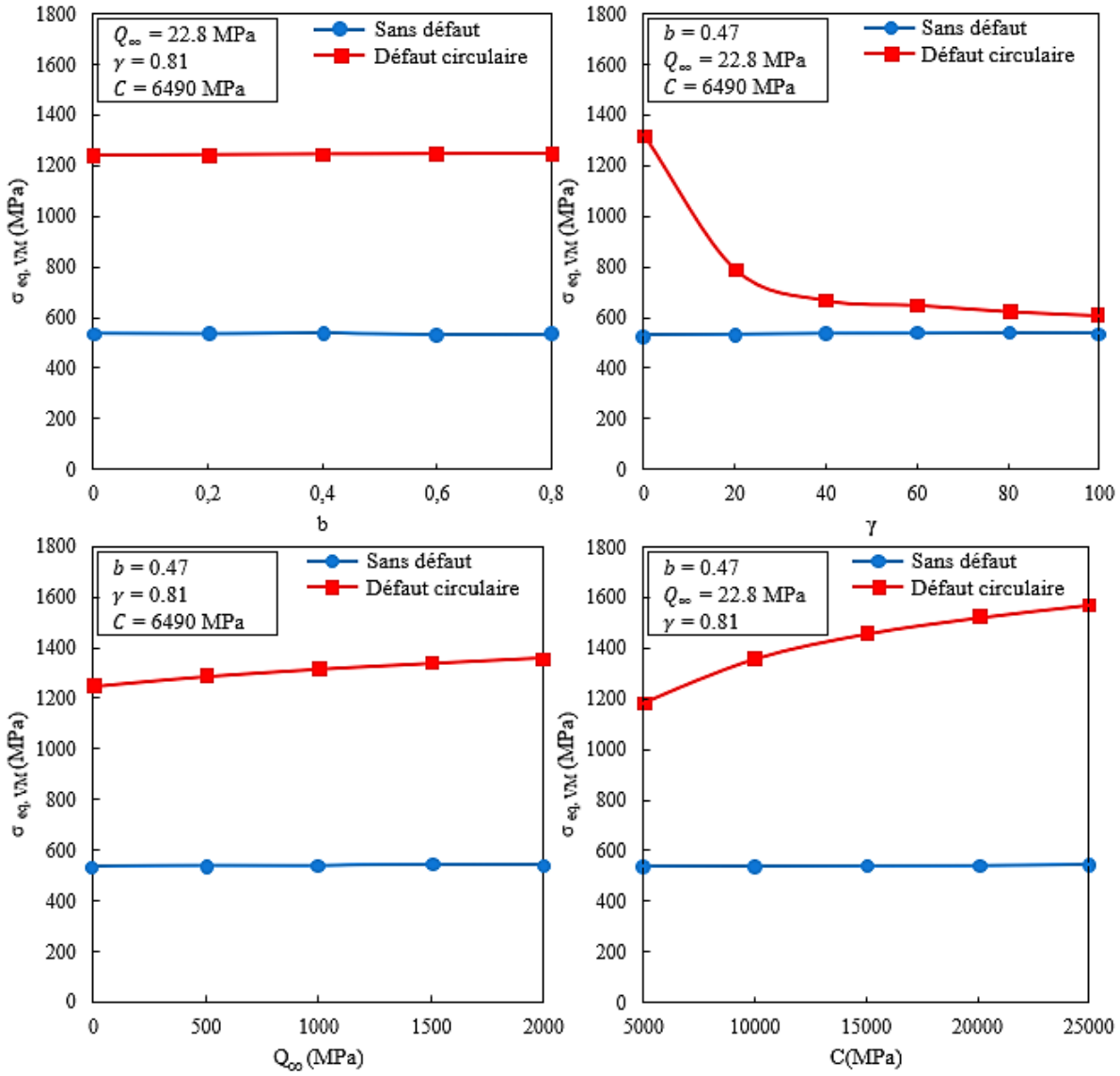


FIGURE 8.30 – Évolution de la contrainte équivalente de Von Mises en fonction des paramètres du matériau b, γ, Q_∞ et C au milieu du sixième cycle de chargement dans le cas d'une roue sans et avec un défaut circulaire.

Dans le cas de la section de la roue contenant un défaut circulaire, il y a génération de grandes déformations plastiques équivalentes à celles dans le cas de la section de la roue

sans défaut en tenant compte de la valeur de la limite élastique intrinsèque du matériau de 543 MPa.

Comme la contrainte équivalente de Von Mises, la déformation plastique équivalente ne change pas avec l'augmentation des valeurs des paramètres du matériau dans le cas d'une section de roue sans défaut (voir figure 8.31). En effet, la déformation plastique équivalente est d'environ 1.3 % pour tous les paramètres du matériau. Dans le cas d'une section de roue contenant un défaut circulaire, on observe la situation inverse pour la déformation plastique équivalente par rapport à celle observée pour la contrainte équivalente de Von Misès. En effet, la déformation plastique équivalente ne varie pas avec l'augmentation de b et est d'environ 34 % alors qu'elle diminue lentement de 34.2 à 21.1 % avec l'augmentation de Q_∞. De plus, la déformation augmente de 33.8 à 49.6 % avec l'augmentation de γ alors qu'elle diminue de 36.2 à 20.1 % avec l'augmentation de C.

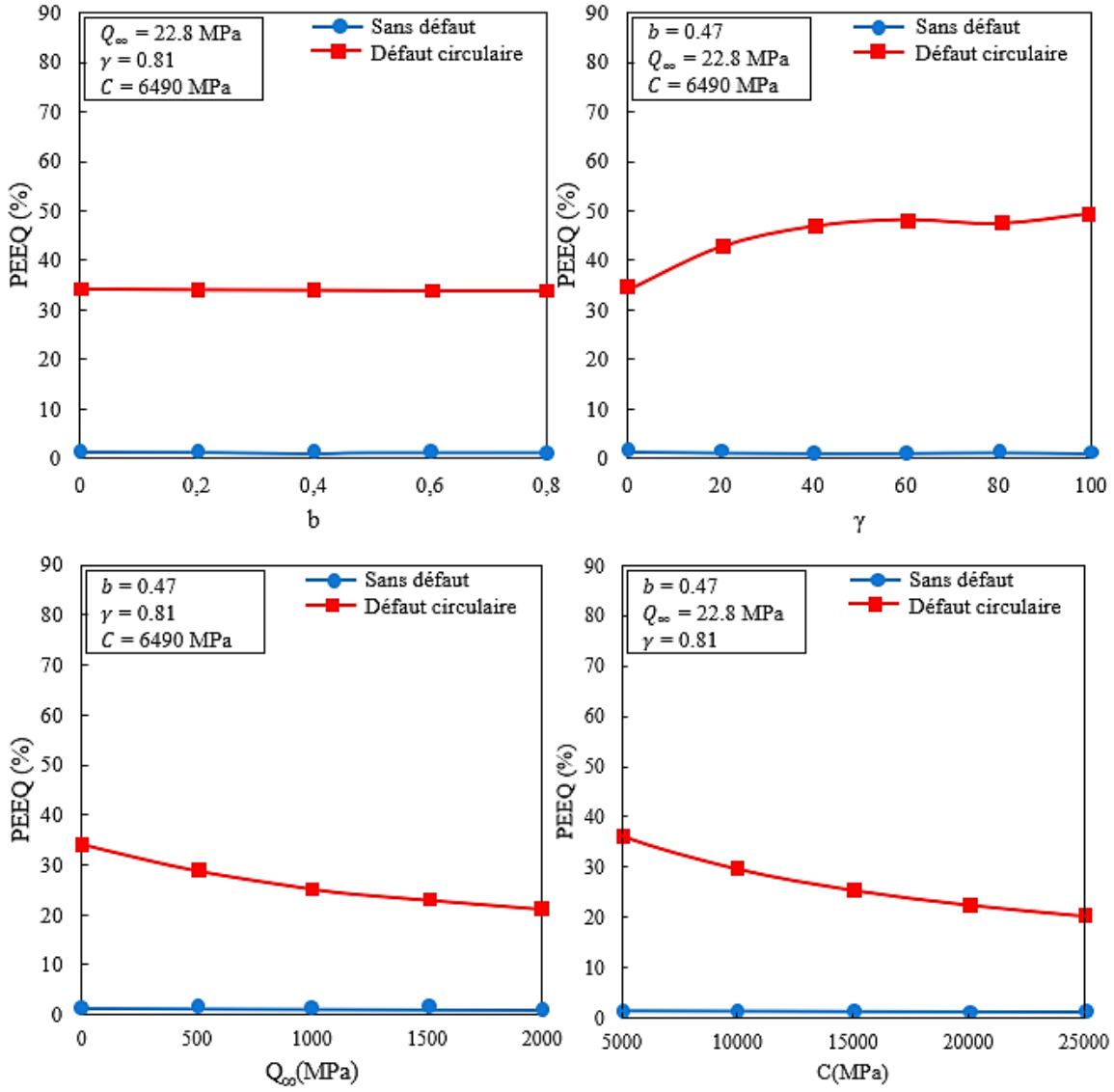


FIGURE 8.31 – Évolution de la déformation plastique résiduelle équivalente (PEEQ) en fonction des paramètres du matériau b, γ, Q_∞ et C dans le cas d'une roue sans et avec un défaut circulaire.

Dans la section de roue contenant un défaut circulaire, nous avons constaté que la zone dans laquelle la déformation plastique équivalente est maximale se situe au droit du défaut circulaire selon l'axe horizontal.

La figure 8.32 montre les distributions des contraintes normales pour différentes valeurs de C au milieu du sixième cycle de chargement dans le cas d'un défaut circulaire. On constate que les contraintes normales maximales en traction et en compression se situent au voisinage immédiat du défaut et que pour $C = 0$ et 2500 MPa, la forme du défaut est modifiée. Par conséquent, pour éviter cette déformation très importante du défaut, il est impératif de considérer les valeurs de $C \geq 5000$ MPa, comme le montrent également les figures 8.33, 8.34 et 8.35. De plus, on observe que la contrainte normale augmente lorsque C augmente. En traction, la contrainte normale maximale est faible, d'environ 54 MPa, et en compression, elle est d'environ 1891 MPa pour $C = 2000$ MPa.

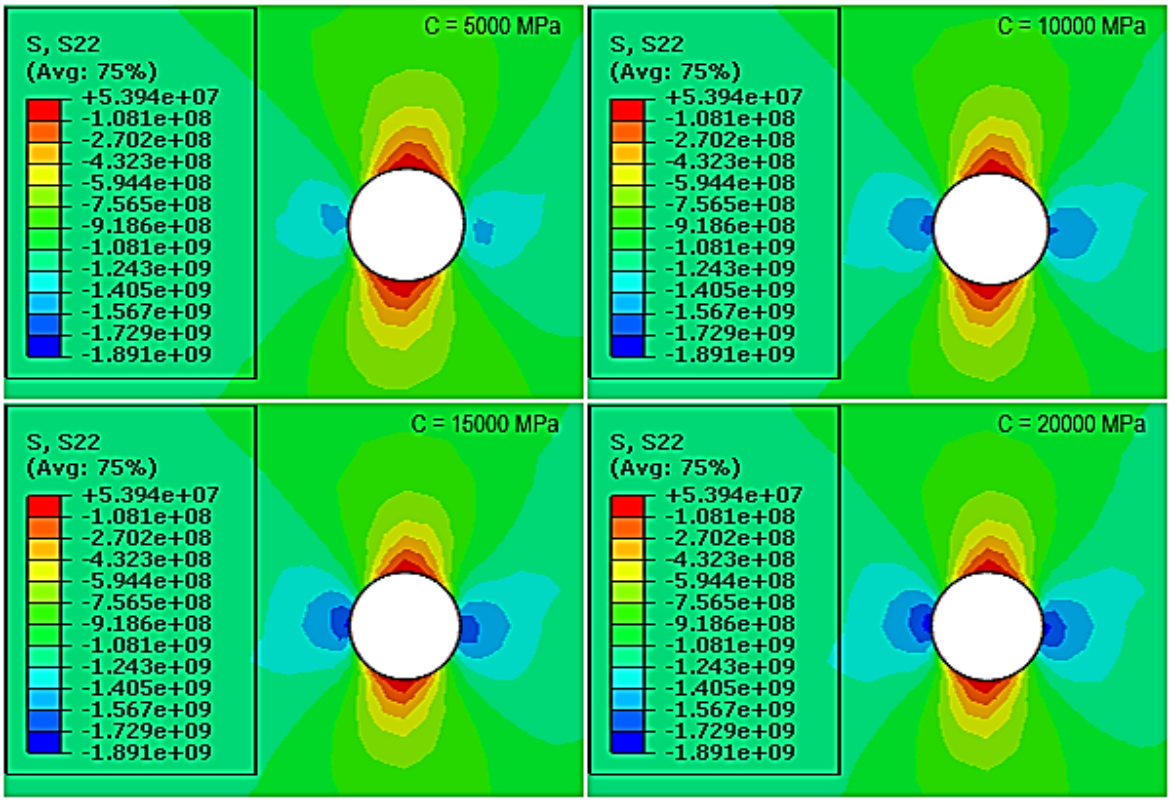


FIGURE 8.32 – Distributions des contraintes normales pour différentes valeurs de C au milieu du sixième cycle de chargement dans le cas d'un défaut circulaire.

La figure 8.33 montre les distributions des contraintes de cisaillement pour différentes valeurs de C au milieu du sixième cycle de chargement dans le cas d'un défaut circulaire. On observe que la contrainte de cisaillement en traction et en compression augmente au voisinage immédiat du défaut lorsque la valeur de C augmente.

La figure 8.34 montre les distributions des déformations normales pour différentes valeurs de C dans le cas d'un défaut circulaire. On observe que la déformation normale diminue au voisinage immédiat du défaut lorsque la valeur de C augmente.

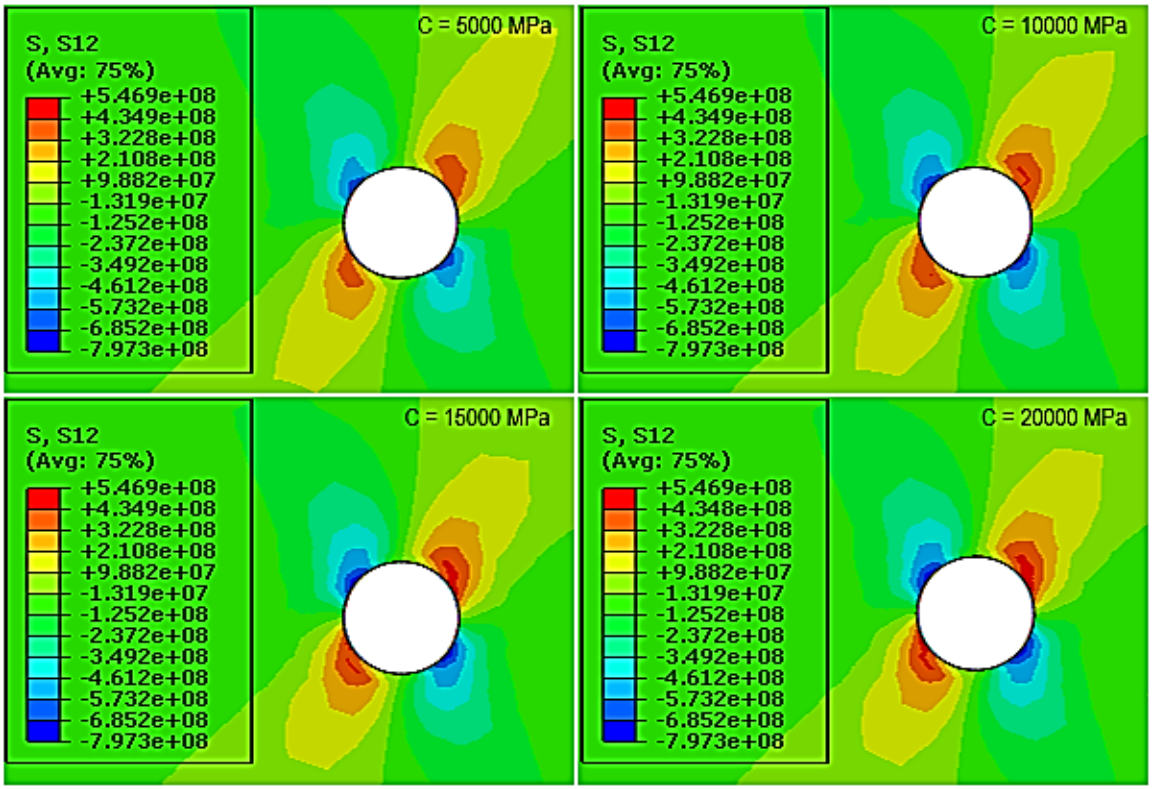


FIGURE 8.33 – Distribution de la contrainte de cisaillement pour différentes valeurs de C au milieu du sixième cycle de chargement dans le cas d'un défaut circulaire.

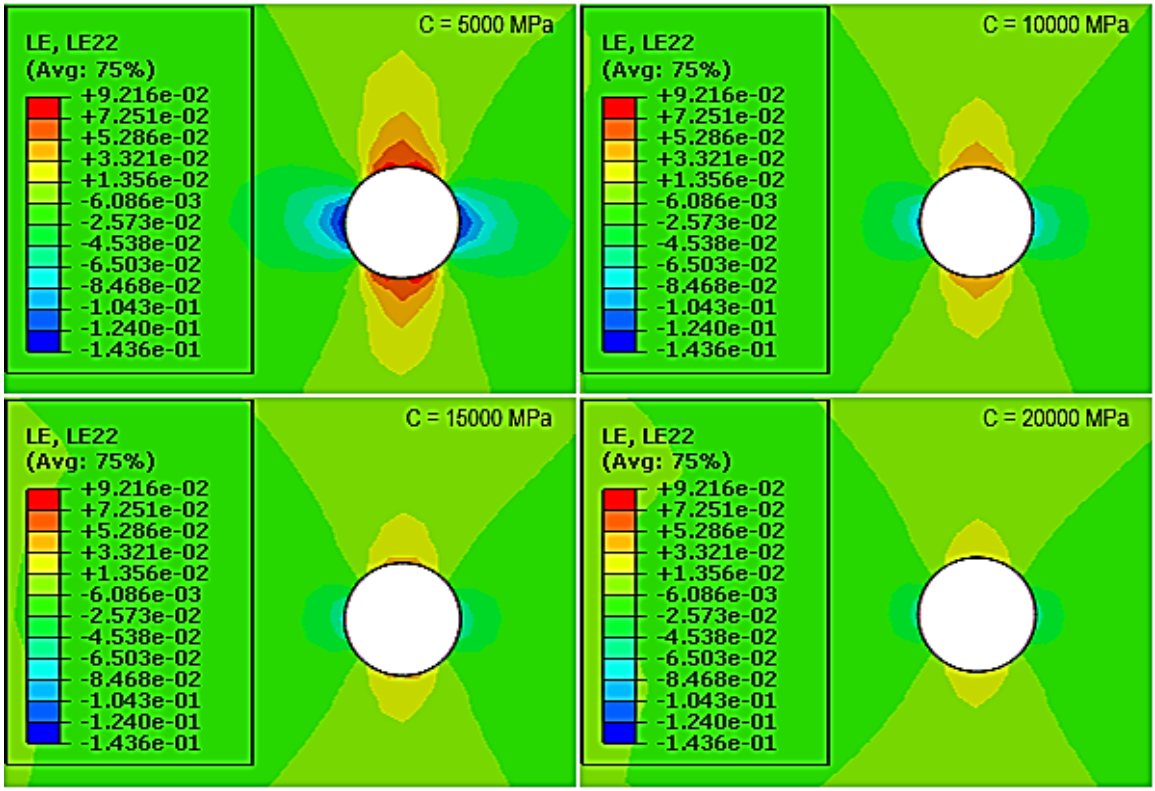


FIGURE 8.34 – Distributions des déformations normales pour différentes valeurs de C dans le cas d'un défaut circulaire.

La figure 8.35 montre les distributions des déformations de cisaillement pour différentes valeurs de C au milieu du sixième cycle de chargement dans le cas d'un défaut circulaire. On observe que la déformation de cisaillement diminue au voisinage immédiat du défaut lorsque la valeur de C augmente.

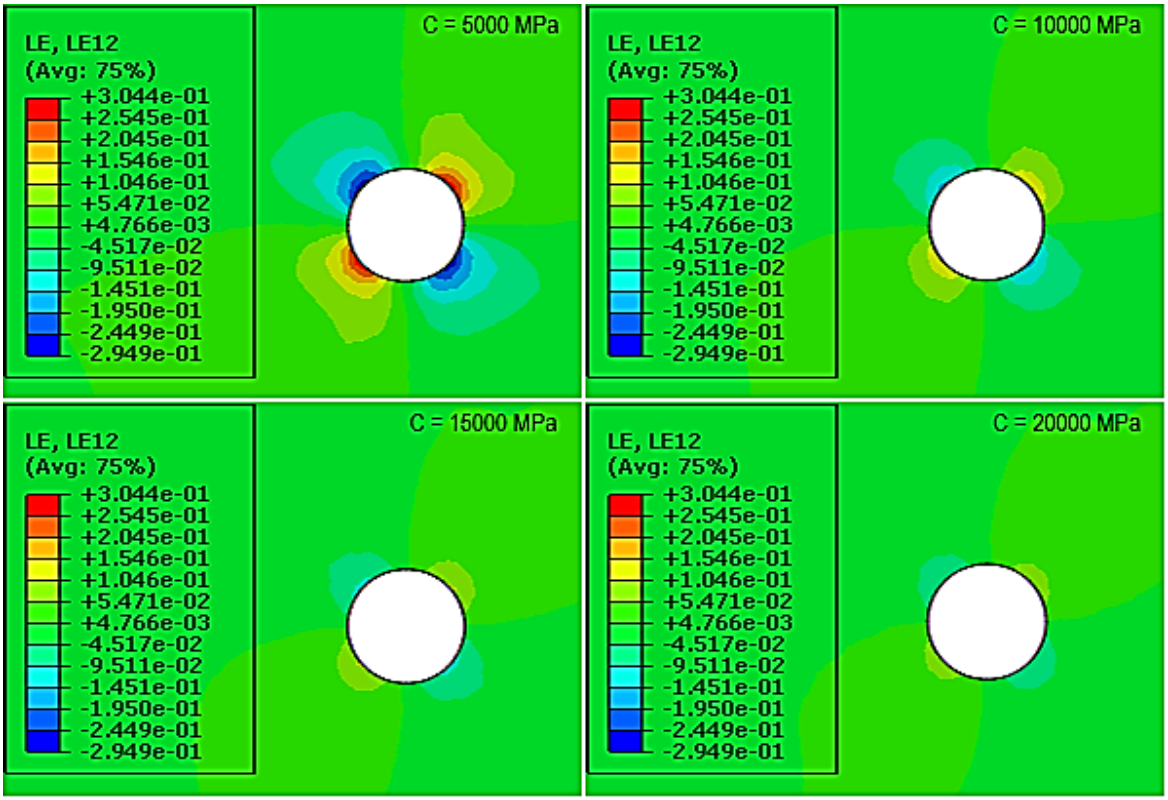


FIGURE 8.35 – Distributions des déformations de cisaillement pour différentes valeurs de C dans le cas d'un défaut circulaire.

La figure 8.36 montre l'évolution de la contrainte normale en fonction de la déformation normale pour différentes valeurs de C dans le cas d'un défaut circulaire. On observe que l'augmentation de C influence le type de comportement du matériau. En effet, pour C = 5000 et 10000 MPa, on observe l'effet de rochet du matériau alors qu'à partir de C = 15000 MPa, on observe l'accommodation plastique du matériau.

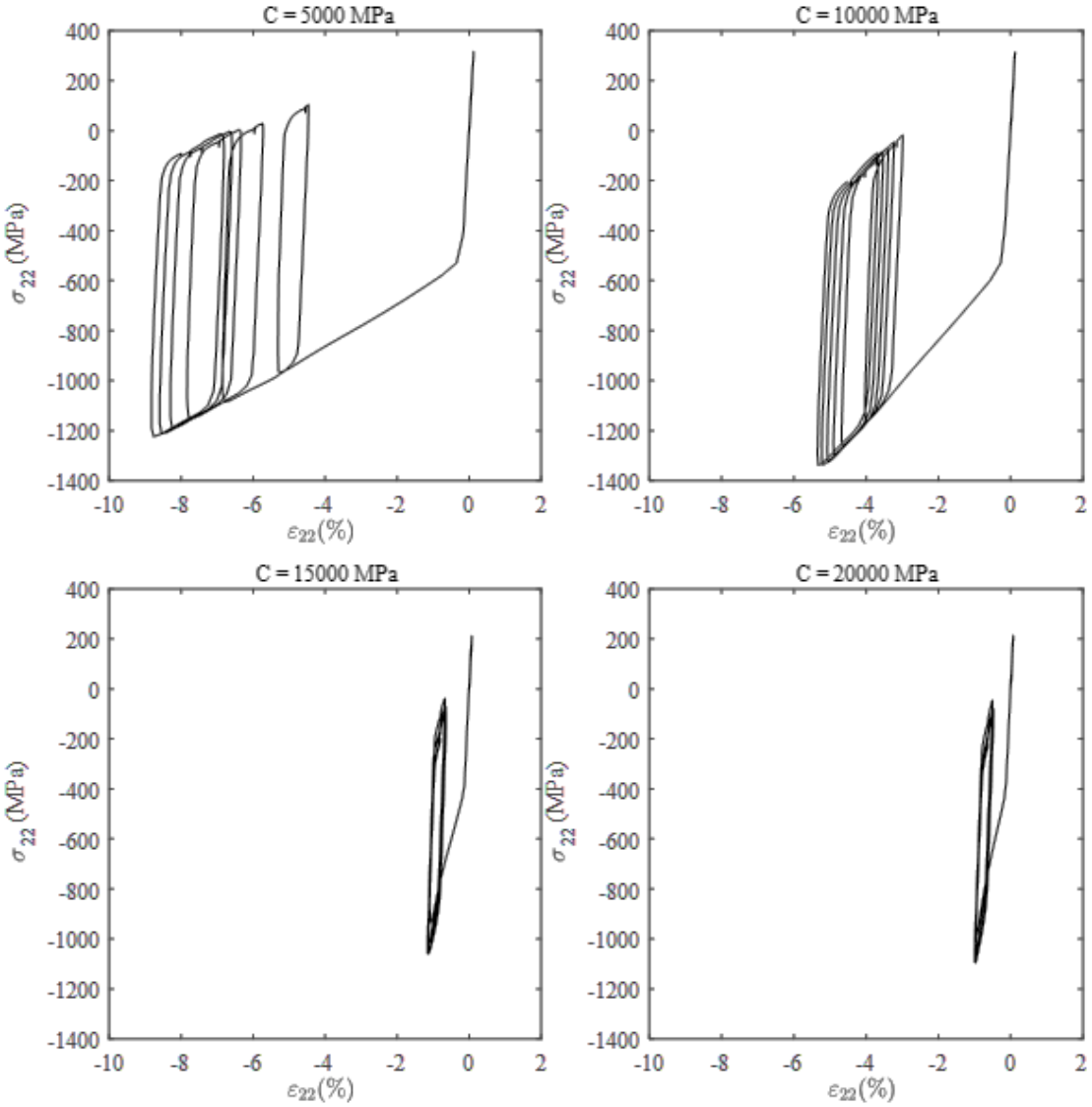


FIGURE 8.36 – Évolution de la contrainte normale en fonction de la déformation normale pour différentes valeurs de C dans l'élément le plus endommagé dans le cas d'un défaut circulaire.

La figure 8.37 montre l'évolution de la contrainte de cisaillement en fonction de la déformation de cisaillement pour différentes valeurs de C dans le cas d'un défaut circulaire. On constate que la déformation plastique cyclique diminue avec l'augmentation de C. Ceci a un effet sur la quantification de l'endommagement de la roue. D'autre part, cette augmentation de C influence fortement le type de comportement du matériau. On observe qu'il y a l'effet de rochet du matériau pour $C = 5000$ MPa alors qu'il y a l'accommodation plastique du matériau pour $C = 20000$ MPa.

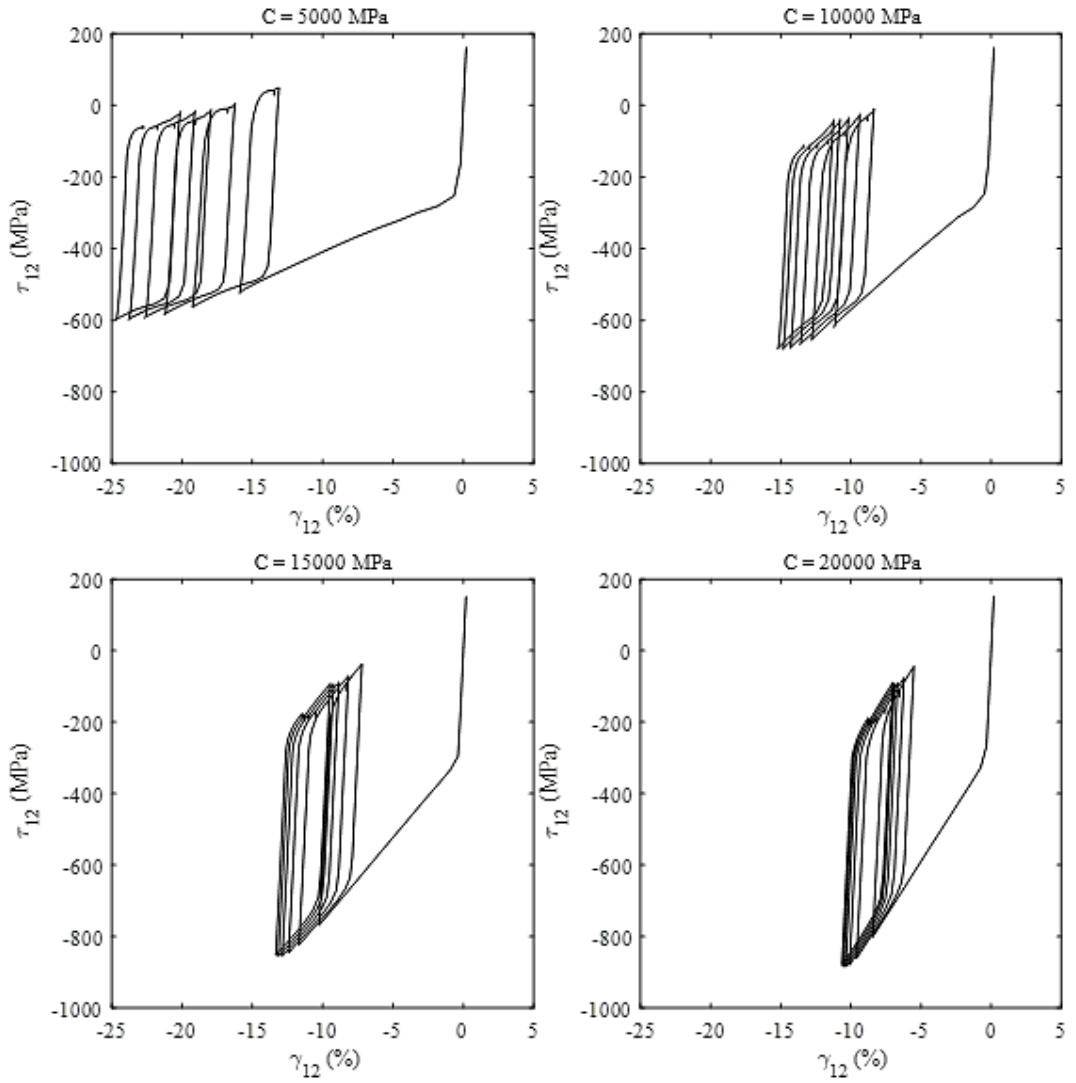


FIGURE 8.37 – Évolution de la contrainte de cisaillement en fonction de la déformation de cisaillement pour différentes valeurs de C dans le cas d'un défaut circulaire.

La figure 8.38 montre l'évolution du paramètre de fatigue maximum en fonction des paramètres du matériau dans les deux cas d'une section de roue sans et avec défaut circulaire. On constate que l'évolution de l'endommagement apparaît qualitativement de la même manière que celle de la déformation plastique équivalente (PEEQ) dans les deux cas mais ce qui les différencie est l'intensité à laquelle varient les deux grandeurs. De plus, le paramètre du matériau γ a un effet très important sur l'endommagement car $\mathrm{FP}_{\max}$ augmente très brutalement lorsque γ augmente.

La figure 8.39 montre l'évolution de la durée de vie en fonction des paramètres du matériau dans les deux cas d'une section de roue sans et avec défaut circulaire. On constate que $\mathrm{N_f}$ augmente avec l'augmentation de Q_∞ et C alors que $\mathrm{N_f}$ diminue très fortement avec l'augmentation de γ. En outre, le tableau 8.7 donne les valeurs des contraintes et des déformations sur le plan critique, du paramètre de fatigue maximum et de la durée de vie pour différentes valeurs de C.

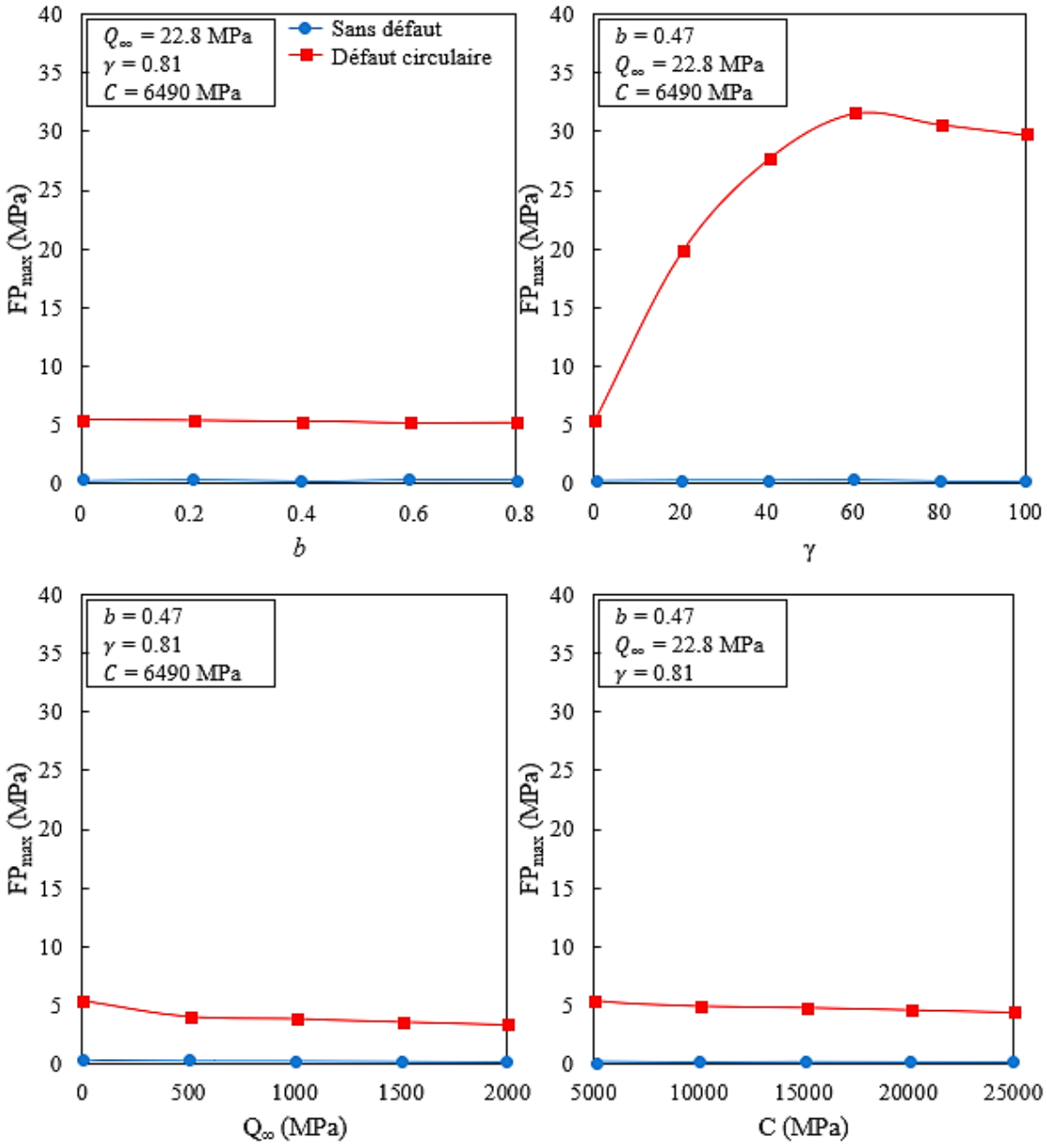


FIGURE 8.38 – Évolution de l'endommagement en fonction des paramètres du matériau b, γ, Q_∞ et C dans le cas d'une roue sans et avec un défaut circulaire.

C (MPa)	σ_{max} (MPa)	$\Delta\varepsilon_p$ (%)	$\Delta\tau$ (MPa)	$\Delta\gamma_p$ (%)	FP$_{max}$ (MPa)	N$_f$ (cycles)
5000	0	0.25	701.24	3.87	5.42	76
10000	0	0.22	751.69	3.27	4.91	93
15000	0	0.02	769.60	3.11	4.78	98
20000	0	0.01	799.85	2.86	4.58	107
25000	0	0.02	824.88	2.65	4.37	118

TABLEAU 8.7 – Valeurs des contraintes et des déformations sur le plan critique, du paramètre de fatigue maximum FP$_{max}$ et de la durée de vie N$_f$ pour différentes valeurs du paramètre du matériau C, dans le cas d'un défaut circulaire.

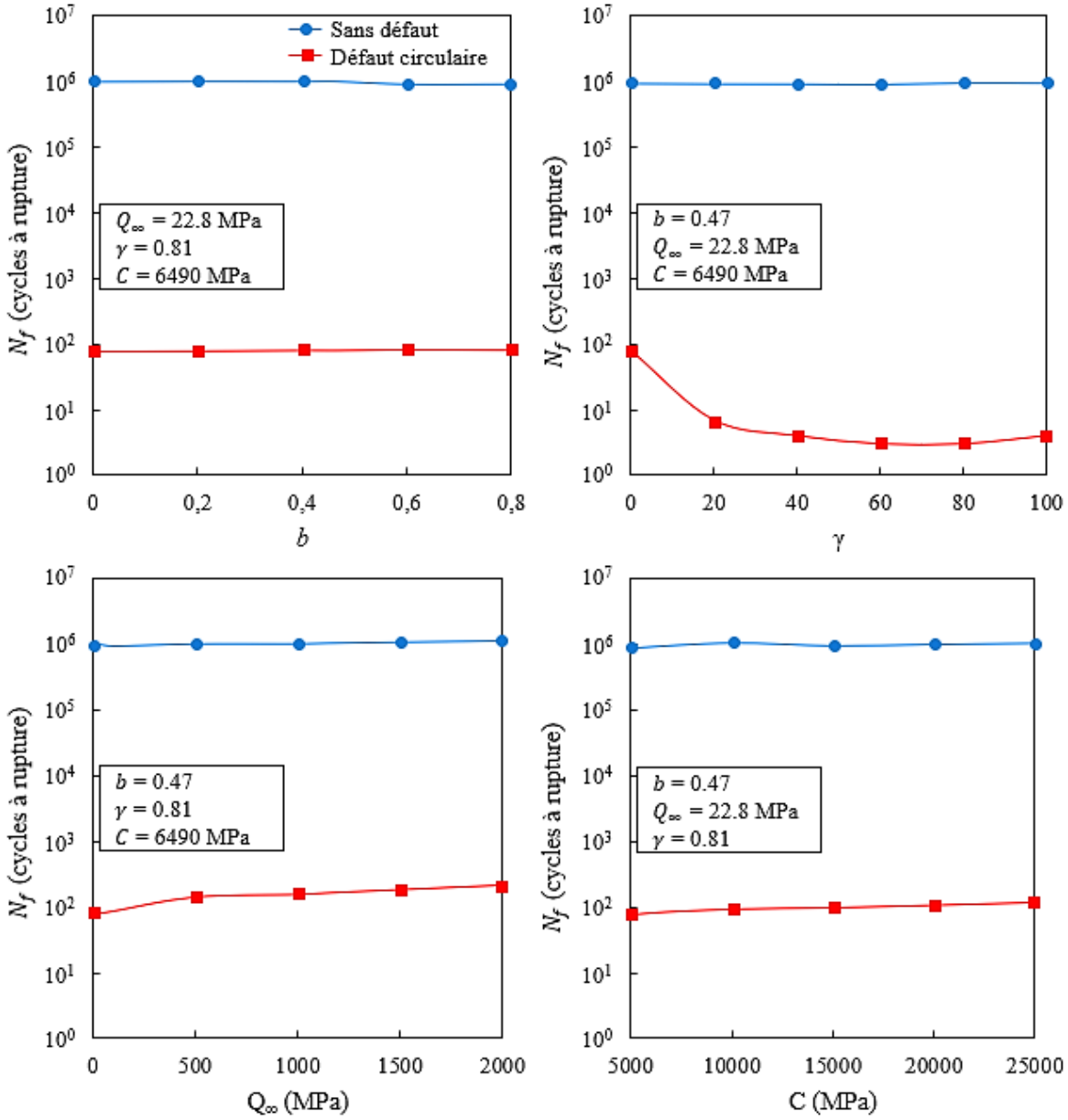


FIGURE 8.39 – Évolution de la durée de vie en fonction des paramètres du matériau b, γ, Q_∞ et C dans le cas d'une roue sans et avec un défaut circulaire.

Dans le cas d'une section de roue sans défaut, l'augmentation des valeurs des paramètres du matériau n'a pas d'effet sur l'endommagement et la durée de vie en fatigue de la roue ferroviaire. Dans ce cas, pour étudier l'effet des paramètres du matériau sur la durée de vie de la roue ferroviaire, il est nécessaire de faire varier les valeurs des coefficients de résistance à la fatigue σ'_f et de ductilité en fatigue ε'_f et leurs exposants respectifs b_1 et c_1, qui interviennent dans le modèle de prévision de la durée de vie à l'amorçage de fissures basé sur la combinaison de la relation de Smith-Watson-Topper et du paramètre de fatigue maximum de Jiang-Sehitoglu, comme le montre la figure 8.40.

Les fabricants du monde entier produisent des aciers pour roues à haute performance qui ont le potentiel d'améliorer la durée de vie des roues grâce à des modifications de la microstructure et des éléments d'alliage (telles que l'augmentation de la teneur en car-

bone qui augmente la résistance des roues et l'augmentation de la teneur en manganèse pour la bonne soudabilité des roues), une meilleure micro-propreté, une dureté accrue et une limite d'élasticité plus élevée. Selon la théorie du diagramme d'accommodation, les matériaux ayant une limite d'élasticité plus élevée ont une plus grande résistance à l'endommagement par fatigue de contact de roulement. D'une manière générale, on recherche des matériaux présentant une meilleure homogénéité, une granulométrie fine, un haut degré de pureté et une grande résistance à la fatigue de contact de roulement de la bande de roulement de la roue [303]. L'optimisation du profil pour la réduction de la fatigue de contact de roulement et l'optimisation de la stratégie de maintenance peuvent améliorer la durée de vie d'une roue ferroviaire.

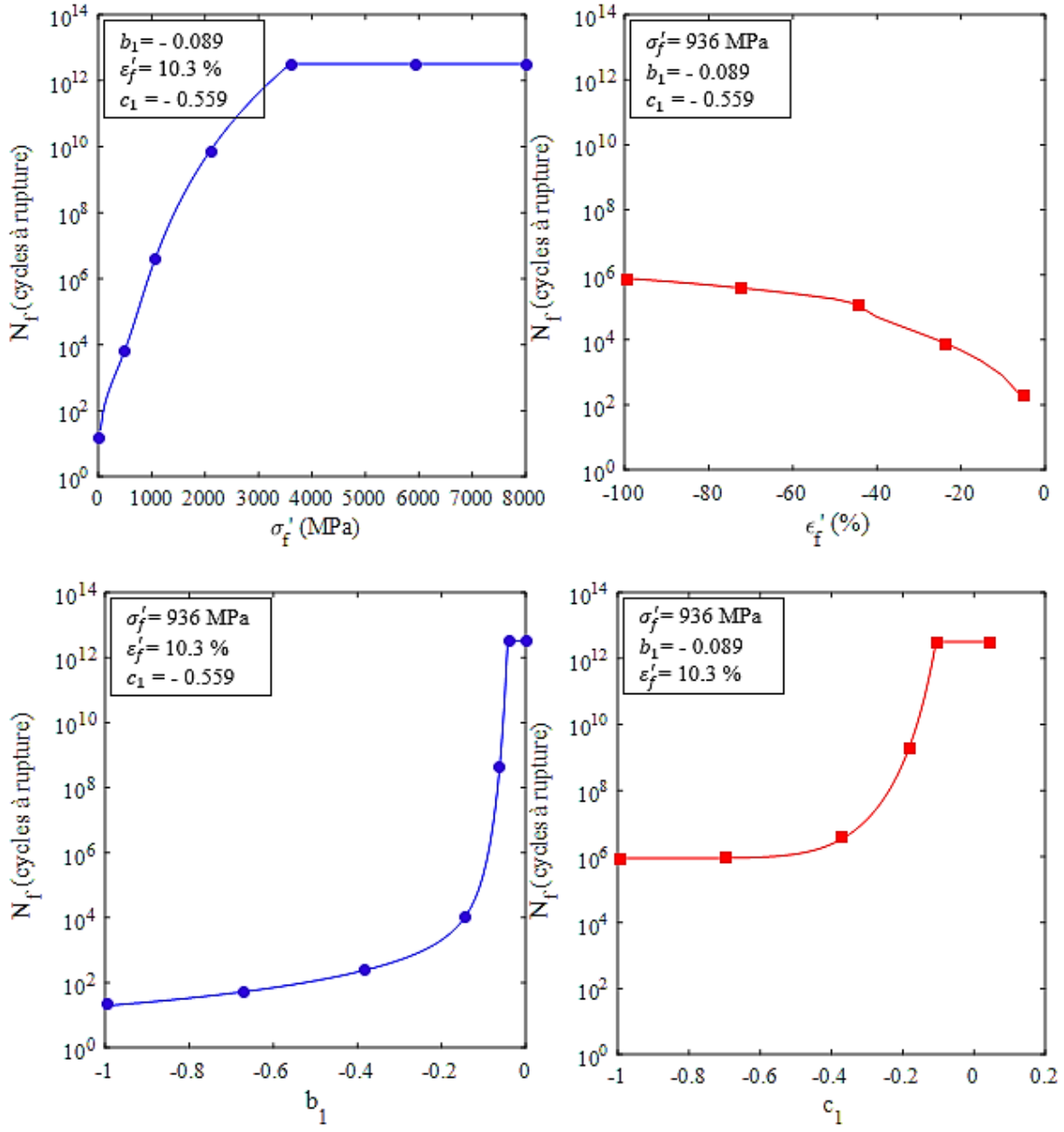


FIGURE 8.40 – Évolution de la durée de vie en fonction de de la résistance à la fatigue σ'_f et la ductilité en fatigue ε'_f et leurs exposants respectifs b_1 et c_1, pour F = 12 MN/m dans le cas d'une roue sans défaut. Ces résultats ont été obtenus sous Matlab.

Pour améliorer la durée de vie de la roue ferroviaire, il est nécessaire d'augmenter les valeurs de ces paramètres du matériau, comme le montre la figure 8.40. D'autre part, la vitesse d'évolution de la durée de vie n'est pas la même pour tous ces paramètres. En effet, la durée de vie augmente rapidement avec l'augmentation de σ'_f, avant d'atteindre sa valeur maximale de l'ordre de 3.3×10^{12} cycles à rupture pour σ'_f égale à 6.8×10^4 MPa. De même, l'augmentation de la valeur de b_1 entraîne une augmentation de la durée de vie jusqu'à ce qu'elle atteigne sa valeur maximale de l'ordre de 3.0×10^{12} cycles à rupture pour b_1 égal à 0. De plus, la durée de vie diminue lentement lorsque ε'_f augmente. Par contre, la durée de vie augmente de façon exponentielle à mesure que c_1 augmente et sa valeur maximale peut s'étendre jusqu'à l'ordre de 3.3×10^{12} cycles à rupture pour c_1 égal à 0.0526. Pour que la durée de vie augmente pour ε'_f, il faut prendre $\varepsilon'_f > 0$.

Conclusions sur l'influence des paramètres du matériau

Afin d'ajuster au mieux les paramètres du matériau du modèle de plasticité de Chaboche et Lemaitre, nous avons étudié l'influence des paramètres du matériau de ce modèle sur l'endommagement par fatigue de contact de roulement et la durée de vie d'une roue ferroviaire sans et avec défaut circulaire à l'amorçage de fissure. Dans les conditions pratiques, l'étude de l'influence des paramètres du matériau apparaît de façon explicite dans le cas d'une roue avec défaut circulaire puisque dans le cas d'une section de roue sans défaut, le paramètre de fatigue maximum ne varie pas lorsque l'on fait varier les valeurs des paramètres du matériau, ce qui n'est pas le cas pour une section de roue présentant un défaut circulaire. En effet, la quantité d'endommagement de la roue ferroviaire augmente lorsque le paramètre γ augmente. De plus, cette quantité diminue lorsque les paramètres Q_∞ et C augmentent. D'autre part, cette quantité ne varie pas avec l'augmentation du paramètre b. Une remarque très importante est que les ingénieurs peuvent améliorer la durée de vie des roues ferroviaires, en augmentant les valeurs des paramètres du matériau Q_∞ et C.

Dans le cas d'une section de roue sans défaut, la durée de vie varie lorsque l'on fait varier les valeurs des coefficients de résistance à la fatigue σ'_f et de ductilité en fatigue ε'_f et leurs exposants respectifs b_1 et c_1, qui interviennent dans le modèle de prévision de la durée de vie à l'amorçage de fissures basé sur la combinaison de la relation de Smith-Watson-Topper et du paramètre de fatigue maximum de Jiang-Sehitoglu. En effet, la durée de vie augmente lorsque le coefficient de résistance à la fatigue σ'_f, son exposant b_1 et le coefficient de ductilité en fatigue ε'_f (tel que $\varepsilon'_f > 0$), son exposant c_1 augmentent.

Nous avons également étudié l'influence des paramètres du matériau du modèle de plasticité de Chaboche sur la contrainte et la déformation plastique équivalente de Von Misès dans les deux cas de section de roue sans et avec défaut. Nous avons conclu que leur impact est explicite dans le cas d'une section de roue ferroviaire avec défaut. Dans ce cas, la contrainte équivalente de Von Mises augmente lorsque les paramètres du matériau Q_∞ et C augmentent et elle diminue lorsque le paramètre du matériau γ augmente. Nous avons observé une situation inverse pour la déformation plastique équivalente. D'autre part, la contrainte et la déformation plastique équivalente de Von Mises ne varient pas avec l'augmentation du paramètre b.

Conclusion générale et perspectives

La thèse a porté sur l'endommagement par FCR d'une roue ferroviaire. Dans cette optique, une section bidimensionnelle d'une roue ferroviaire a été modélisée à l'aide du logiciel de calcul Abaqus. Le maillage a été très raffiné dans la zone proche de la surface de contact et autour du défaut dans le cas d'une section comportant un défaut. Nous avons considéré deux formes de défaut : un défaut circulaire et un défaut elliptique, de même surface et situés à la même profondeur dans la section de la roue.

Le matériau utilisé est élastoplastique et suit une loi de comportement combinant l'écrouissage isotrope et l'écrouissage cinématique non linéaire proposée par Chaboche et Lemaitre.

Deux phases ont été prises en compte à l'interface roue-rail : une phase de traction pendant laquelle le frottement s'oppose au sens du déplacement de la charge dans le sens négatif et la phase de freinage pendant laquelle le frottement est orienté dans le sens positif, c'est-à-dire le sens de déplacement de la charge. Nous avons utilisé des valeurs relativement faibles du coefficient de frottement pendant la phase de traction, c'est-à-dire $(0 \leq \mu \leq 0.05)$, tandis que pendant la phase de freinage, des valeurs relativement élevées du coefficient de frottement ont été utilisées, c'est-à-dire $(0.1 \leq \mu \leq 0.4)$. Nous avons supposé que le contact roue-rail se produit entre le boudin de roue et le congé de roulement de rail $(0 \leq \mu \leq 0.05)$ ou entre la bande de roulement de roue et le champignon de rail $(0.1 \leq \mu \leq 0.4)$.

L'étape importante était d'abord de valider le modèle numérique du contact roue-rail par la théorie du contact de Hertz en comparant les résultats théoriques et les résultats numériques obtenus sous Abaqus. De plus, comme dans le cas d'une roue et d'un rail, les facteurs qui influencent les contraintes de contact ne sont que trois : la charge par essieu, le frottement et la force centrifuge. Ainsi, nous avons étudié l'influence de ces trois facteurs sur la contrainte équivalente de Von Mises, la déformation plastique équivalente de Von Mises, le diagramme d'accommodation, l'endommagement par FCR, le plan critique du matériau et la durée de vie en fatigue.

La fatigue de contact de roulement d'une roue ferroviaire avec un défaut circulaire a été étudiée en utilisant la technique de sous-modélisation. Les écarts entre les résultats obtenus à partir du modèle global détaillé et ceux obtenus à partir du sous-modèle étaient significatifs. Le sous-modèle a surestimé l'endommagement d'une roue ferroviaire dans l'élément le plus sollicité et l'a sous-estimé dans l'élément le plus endommagé. Cette technique de sous-modélisation a montré que plus un défaut est proche de la surface de contact, plus l'endommagement par fatigue du contact de roulement d'une roue ferroviaire est important. La technique de sous-modélisation a montré que les dommages sont les mêmes dans le modèle global détaillé que dans le sous-modèle à partir d'une certaine profondeur

d'un défaut dans la roue ferroviaire.

L'influence de la géométrie d'un défaut sur la fatigue de contact de roulement d'une roue ferroviaire a été étudiée. Une profondeur $h = 5.85$ mm d'un défaut correspondant à F = 12 MN/m a été considérée comme standard. Le défaut circulaire et le défaut elliptique ont été placés à cette même profondeur dans une section d'une roue ferroviaire. La présence d'un défaut modifie les conditions de contact roue-rail telles que la demi-longueur de la zone de contact a et de la pression de contact maximale p_0. La contrainte normale maximale en compression varie très peu pour les charges par essieu relativement faibles et augmente avec l'augmentation du coefficient de frottement pour des charges par essieu relativement importantes. De plus, la géométrie d'un défaut a une influence considérable sur la contrainte normale maximale en compression. La contrainte équivalente de Von Mises et la déformation plastique équivalente sont plus importantes dans le cas d'un défaut elliptique que dans le cas d'un défaut circulaire. La présence d'un défaut dans une roue ferroviaire fait que le type de comportement du matériau ne varie pas avec l'augmentation du coefficient de frottement pour une charge par essieu donnée. La gravité des dommages causés par la fatigue de contact de roulement d'une roue ferroviaire est généralement plus importante dans le cas d'un défaut elliptique que dans le cas d'un défaut circulaire avec l'augmentation du coefficient de frottement pour une charge par essieu donnée. Dans le cas d'une roue sans défaut, l'endommagement est régi alternativement par le mode d'ouverture et le mode de cisaillement, alors que la présence d'un défaut dans une roue ferroviaire conduit à un mode de rupture (soit le mode I, soit le mode II) régissant l'endommagement. La durée de vie d'une roue ferroviaire diminue généralement rapidement avec l'augmentation du coefficient de frottement dans le cas sans défaut, alors que la présence du défaut ralentit cette réduction. Le calcul des cycles à rupture dépend fortement de la géométrie d'un défaut dans une roue ferroviaire.

L'étude de l'influence des paramètres du matériau du modèle de Chaboche-Lemaître combinant l'écrouissage isotrope et l'écrouissage cinématique non-linéaire a été réalisée. Il a été montré que l'augmentation des paramètres du matériau Q_∞ et C a un effet bénéfique sur la durée de vie en fatigue d'une roue contenant un défaut, ce qui peut représenter un résultat de grande importance pour les ingénieurs ferroviaires pour augmenter la durée de vie d'une roue ferroviaire dès sa conception car elle peut comporter des défauts du matériau (les contraintes résiduelles) au cours du procédé de fabrication. Il s'est avéré que le type de comportement peut varier en modifiant les valeurs des paramètres du matériau (b, Q_∞, C et γ) pour une charge par essieu de F = 12 MN/m dans le cas sans et avec un défaut circulaire. Dans le cas avec un défaut circulaire, nous avons obtenu l'accommodation plastique (fatigue oligocyclique) et l'effet de rochet du matériau qui peuvent conduire de manière inattendue à la rupture de la roue ferroviaire.

Dans la perspective de ce travail, il serait recommandé d'aborder les éléments suivants :
- La modélisation dynamique du contact roue -rail afin de mieux comprendre le comportement mécanique en fatigue d'une roue ferroviaire.
- L'extension des valeurs intermédiaires du coefficient de frottement pendant la phase de traction afin d'étudier correctement l'évolution des grandeurs telles que l'endommagement par FCR et la durée de vie en fatigue à l'amorçage de fissure d'une roue ferroviaire.
- L'aspect thermique du contact roue-rail pendant la phase de freinage lors des simulations numériques.

- L'aspect expérimental du contact roue-rail.
- L'étude de l'influence de la limite d'élasticité du matériau sur la durée de vie d'une roue ferroviaire.

Tous ces éléments ont un effet direct sur la politique de maintenance à appliquer.

Table des figures

1.1 Aspect caractéristique de fissures de fatigue sous la surface dans les roues ferroviaires : (a) amorçage peu profond et (b) amorçage profond au niveau d'un défaut [18]. 7
1.2 Réponse du matériau sous chargement cyclique [92]. 11
1.3 Limite de la région de l'effet de rochet du matériau. 12
1.4 Diagramme d'accommodation avec le point de fonctionnement et la frontière de l'effet de rochet. L'indice de fatigue de surface est indiqué par la ligne rouge horizontale. 13
1.5 Fonction d'endommagement par FCR ($1/N_f$ nombre de cycles à rupture) en fonction du nombre d'usure $T\gamma$ [106]. 14
1.6 Fissures sous-surfaciques [53]. 16
1.7 Représentation schématique de l'évolution de la contrainte de cisaillement (ligne en pointillée), de l'amplitude de la contrainte de cisaillement (ligne continue) et de la contrainte hydrostatique (ligne discontinue) dans un point matériel sous la surface soumis à un passage d'un contact de roulement pur [19]. 17
1.8 L'influence des charges latérales appliquées sur les contraintes équivalentes sous la surface. Les données géométriques et du matériau sont : le diamètre de la roue $D_w = 0.88$ m, le rayon du champignon du rail $R_r = 0.3$ m, le module d'Young E = 210 GPa et le coefficient de Poisson $\nu = 0.30$. Dans la littérature, la procédure de calcul des contraintes équivalentes a été décrite [20]. 18
1.9 Coefficient de frottement en fonction du fluage sur une roue intérieure [115]. 21
1.10 a) Coupe transversale d'un champignon de rail usé. b) Cartes des contraintes résiduelles transversales et c) verticales (en MPa) [117]. 23

2.1 Défauts typiques dans le matériau de roue ferroviaire : (a) déchets provenant de revêtement de briques des tuyaux en fonte (taille ≈ 1mm), (b) oxyde de silicium (taille ≈ 50 μm), (c) sulfure de manganèse (taille ≈ 10 μm) [132]. 28
2.2 Différentes inclusions de sulfure de manganèse [134]. 28
2.3 Défauts superficiels causés par indentation du ballast sur une roue ferroviaire [138]. 29
2.4 Graves méplats sur une roue ferroviaire [139]. 30
2.5 A) Les fissures du côté extérieur de la roue sont généralement les plus graves. B) La fissuration étendue à la base du boudin, comme celle que l'on voit ici, est beaucoup moins courante [22]. 31

2.6 Forces de fluage exercées sur les roues d'un bogie en courbe qui sont dominées par celles qui se produisent lorsque les roues fonctionnent comme des roues intérieures avant. Les forces de fluage résultantes élevées peuvent provoquer des fissures à la surface des roues dans un sens perpendiculaire [145]. 32
2.7 Fissures communes sur une roue dues à différentes forces de fluage dans une direction longitudinale (F_x) et dans une direction latérale (F_y). L'orientation des fissures est perpendiculaire à la force résultante (F_R)[22]. 32
2.8 Les fissures à la surface de la roue sont dominées par : (a) les forces de fluage longitudinales et latérales dans les courbes, (b) les forces de fluage longitudinales lors du freinage ou de la traction sur une voie en alignement, et (c) les forces de fluage latérales élevées dans les courbes prononcées [145]. 33
2.9 Progression de la fatigue de la surface de la bande de roulement, des microfissures jusqu'au défibrage complet [143]. 34
2.10 Exemples de martensite de surface de roue [22]. 35
2.11 Rupture par éclatement de la jante de roue [58]. 36
2.12 Fissuration verticale de la jante typique [151]. 37
2.13 Différentes formes géométriques de défauts sur la bande de roulement [152]. 38
2.14 Distinction entre la fissuration du congé de roulement et les microfissures de surface du champignon[153]. 40
2.15 Corrélation de la longueur de fissure visible à la surface avec la profondeur de pénétration de la fissure [156]. 41
2.16 Plusieurs sections verticales alignées axialement à travers une série de fissures de FCR ; les faces polies et les formes des fissures de deux sections sont montrées ainsi que les reconstructions schématiques des formes des fissures sur un plan transversal pour les sept fissures et les six sections. Sens de circulation probable de gauche à droite [156]. 42
2.17 Fissuration du congé de roulement bien définie due à l'exploitation de véhicules de voyageurs à grande vitesse [22]. 43
2.18 Fissuration des rails haut et bas, Contrôle par ressuage amélioré [22]. . . . 43
2.19 Exemples des microfissures de surface du champignon (Fissuration du congé de roulement), de l'écaillage et du défibrage typiques de rail haut et bas [22]. 44
2.20 Défibrage d'un rail : Sections longitudinales usinées verticalement (parallèlement à l'âme du rail) à des distances allant de 4 à 28 mm du côté intérieur du rail [22]. 45
2.21 L'affaissement du congé de roulement peut conduire au défibrage profond avec de très gros morceaux de métal écaillés du rail [22]. 46
2.22 Exemples de l'affaissement du congé de roulement [22]. 46
2.23 Fatigue du congé de roulement sur un système de train léger en raison de l'aplatissement du rail avec une meuleuse de pierre à mouvement alternatif et de la surcharge du congé de roulement de rail [22]. 47
2.24 A) De minces rayures de martensite sur la surface du rail en raison du taux de fluage élevé des roues sous forte traction. B) La rotation (patinage) d'une roue peut brûler une couche profonde de martensite dans le rail [22]. 47
2.25 Défauts transversaux amorcés par le défibrage profond, probablement à partir de l'affaissement du congé de roulement [22]. 47
2.26 Fissuration verticale longitudinale du champignon de rail [22]. 48

2.27 *Studs* provenant de trois chemins de fer (les flèches sur les rails en (a) et (b) sont orientées dans le sens du trafic et vers le côté intérieur du rail, les flèches superposées sur les photos sont orientées vers le sommet de la fissure en forme de "V") [163]. 49
2.28 A) Le squat apparaît comme une tache sombre sur le champignon de rail. B) En coupe transversale, on peut voir deux fissures principales : une fissure avant courte et une fissure arrière plus longue [22]. 50
2.29 Le défaut de l'écrasement du champignon est associé à l'affaissement et à la déformation de la face inférieure du champignon de rail en raison de fissures qui s'amorcent au milieu du congé de roulement et se propagent jusqu'au centre du rail [22]. 51

3.1 Représentation schématique de la déformation plastique du matériau de surface dans une roue ferroviaire. Les lignes pointillées indiquent les plans du matériau avant et après la déformation [18]. 53
3.2 (a) Microstructure déformée et propagation des fissures en contact de roulement. (b) Endommagement superficiel dû à la fatigue amorcée en surface [53]. 54
3.3 Représentation schématique de la propagation des fissures de fatigue amorcées en surface dans les roues ferroviaires. Une fois amorcée, la fissure déviera dans une direction presque radiale. À une profondeur d'environ 0.5 mm, la fissure aura tendance à dévier (ou à se ramifier) vers une propagation circonférentielle. La rupture finale se produit généralement sous forme de détachement d'un morceau du matériau de surface lorsque les fissures dévient vers la surface [18]. 55
3.4 Mécanisme de propagation de fissure par la pression d'un fluide piégé [18]. 56
3.5 (a) Rugosité d'une surface d'un matériau à différentes échelles. (b) Chargement d'une aspérité provoquant une fissure conique [18]. 58
3.6 La propagation des fissures se fait par une ou une combinaison de contraintes de mode I, de mode II et de mode III. 61
3.7 Vitesse de propagation de fissure en fonction de la longueur de fissure [195]. 63
3.8 Fissure de FCR amorcée en surface avec une embouchure de largeur ρ, de longueur L, de pente θ et de profondeur sous la surface h [196]. 64
3.9 Influence du fluide sur la propagation des fissures. (a) La force de fluage longitudinale sur la roue intérieure ($F_{x,roue}$) provoque le piégeage du fluide à l'intérieur d'une fissure sur la roue. (b) La force de fluage longitudinale sur le rail extérieur ($F_{x,rail}$) provoque le piégeage du fluide à l'intérieur d'une fissure sur le rail [115]. 67

4.1 Contact entre une roue et un rail : roue placée au centre de la voie [210]. . 70
4.2 Roue neuve et roue usée avec un faux boudin dû à l'usure. 71
4.3 Le diagramme d'accommodation résume les conditions de contact de trois profils de roue différents par rapport à la même forme de rail lors de la négociation d'une courbe d'insuffisance de dévers élevée de 1500 m de rayon. Les points situés à gauche et en bas sont les moins endommagés [213]. . . . 72
4.4 Les changements caractéristiques de profil de rail qui se produisent en raison des conditions de contact entre la roue et le rail [216]. 73

4.5 Ensemble complet de huit profils de 200 mm du CNRC : TT est le modèle de rail en alignement droit, alors que a) H1 à H4 sont des modèles de rail haut avec un relief du congé de roulement de plus en plus important et b) L1 à L3 sont des modèles de rail bas avec un relief du côté extérieur de plus en plus important [22]. 75
4.6 Le coefficient de frottement à l'interface roue-rail non gérée peut varier considérablement, de 0.05 à 0.7 [22]. 78
4.7 La gestion du frottement fait intervenir deux interfaces différentes (champignon-bande de roulement et congé de roulement-boudin) avec des exigences différentes pour chacune d'elles [22]. 79
4.8 Effet de la gestion du frottement sur la FCR et l'usure - Résultats de bancs d'essai à grande échelle, de gauche à droite : nouveau profil 60E1, *sec* après 10^5 passages de roue, modificateur de frottement avec 10^5 passages de roue, et modificateur de frottement avec $4{\times}10^5$ passages de roue [242]. 80
4.9 Produits modificateurs de frottement sous forme de bâton solide et fluides développés par Kelsan technologies pour le contrôle du frottement roue-rail : (A gauche) Les bâtons modificateurs de frottement appliquent des produits directement sur la surface de roulement de la roue. (A droite) Les systèmes en voie distribuent un produit à la surface de roulement du rail qui est capté par la roue et dispersé le long du rail [22]. 80
4.10 Une buse de pulvérisation utilisée pour distribuer de couches minces des modificateurs de frottement Kelsan vers le champignon de rail, généralement à partir d'une locomotive. Une même approche est adoptée par Timken pour appliquer leur modificateur de frottement TracGlide sur le champignon de rail à partir d'une locomotive [22]. 81
4.11 Coefficients de frottement idéaux au contact roue-rail [246]. 82
4.12 Comportement du modificateur de frottement [260]. 84

5.1 Définition d'un angle d'orientation α de plan critique pour le calcul du paramètre de fatigue maximum FP_{max}. 88
5.2 Procédure pour déterminer les contraintes et les déformations qui contribuent au calcul de l'endommagement par FCR. Ces valeurs minimales et maximales des contraintes et des déformations sont calculées au cours du dernier cycle de chargement. 89
5.3 Représentation unidirectionnelle d'un modèle d'écrouissage isotrope et cinématique non-linéaire [270]. 94
5.4 Représentation tridimensionnelle d'un modèle d'écrouissage isotrope et cinématique non-linéaire [270]. 95
5.5 Accommodation plastique [270]. 96
5.6 Effet de rochet [270]. 96
5.7 Relaxation de la contrainte moyenne [270]. 97
5.8 Expérience de cycle de déformation symétrique [270]. 99
5.9 Demi-cycle de contrainte-déformation [270]. 100
5.10 Courbe de contrainte-déformation pour un cycle stabilisé [270]. 100

6.1 Modèle 2D d'une section de roue ferroviaire sans défaut soumise à une pression de contact hertzienne en mouvement. 106
6.2 Profils du champignon de rail et de la bande de roulement de roue [275]. . 108
6.3 Ellipse de contact de Hertz de deux cylindres en statique. 109

6.4 Évolution des coefficients m et n en fonction de θ en degrés. 110
6.5 Solide soumis à des forces de contact ponctuelles. 111
6.6 Section de roue ferroviaire soumise à des charges normales $p(x)$ et tangentielles $q(x)$. 113
6.7 Évolution des contraintes σ/p_0 en fonction de x/a dans une section de la roue sans défaut, soumise à $P = 80$ kN (masse par roue d'une remorque de TGV) dans le cas d'un contact roue-rail elliptique. Hypothèses : $R_{roue} = 0.445$ m, $R_{rail} = 0.3$ m, $\nu = 0.3$ et $E = 210$ GPa, $h = a = 6.6$ mm (Profondeur de l'élément) et $L = 0.2$ m (Longueur de la section de la roue). 114
6.8 Évolution de la contrainte normale σ_{yy} et de la contrainte de cisaillement τ_{xy} au cours d'un cycle de chargement dans une section de roue sans défaut, soumise à une charge F = 12 MN/m, en négligeant le frottement à l'interface roue-rail dans le cas d'un contact roue-rail linéique. 114
6.9 Ligne de contact L comprise entre $x = -a$ et $x = a$. 115
6.10 Isocontraintes τ_{max}/p_0 en fonction de x/a et de y/a obtenues théoriquement avec Matlab dans une section de roue ferroviaire sans défaut soumise à une charge F = 12 MN/m dans le cas d'un contact roue-rail linéique. 117
6.11 Isocontraintes $\sigma_{eq,VM}/p_0$, $|\tau_{12}|/p_0$ et σ_{22}/p_0 en fonction de x/a et de y/a obtenues numériquement avec Abaqus (à gauche) et analytiquement avec Matlab (à droite) dans une section de roue ferroviaire sans défaut soumise à une charge F = 12 MN/m dans le cas d'un contact roue-rail linéique. . . 118
6.12 Raffinement du maillage près de la zone de contact d'une section de roue ferroviaire sans défaut soumise à F = 12 MN/m sans frottement dans le cas d'un contact roue-rail linéique. 119
6.13 Évolution de la contrainte équivalente de Von Mises $\sigma_{eq,VM}$ et du paramètre de fatigue maximum FP_{max} en fonction de la taille des éléments du maillage au cours d'un cycle de chargement dans le cas d'une section de roue sans défaut soumise à une charge par essieu F = 12 MN/m. 120
6.14 Évolution de la contrainte et de la déformation plastique équivalente de Von Mises en fonction de la charge par essieu sans frottement dans le cas d'un contact roue-rail linéique. 122
6.15 Distribution de la contrainte résiduelle équivalente de Von Mises pour : (a) F = 7 MN/m, (b) F = 12 MN/m, (c) F = 18 MN/m et (d) F = 22 MN/m. 123
6.16 Distributions des contraintes résiduelles σ_{11}, σ_{22} et τ_{12} pour F = 12 MN/m sans frottement dans le cas d'un contact roue-rail linéique. 124
6.17 Distribution de la déformation plastique équivalente pour : (a) F = 7 MN/m, (b) F = 12 MN/m, (c) F = 18 MN/m et (d) F = 22 MN/m. . . . 125
6.18 Distributions des déformations résiduelles ϵ_{11}, ϵ_{22} et γ_{12} pour F = 12 MN/m sans frottement dans le cas d'un contact roue-rail linéique. 126
6.19 Évolution de la profondeur d'un élément ayant la valeur la plus élevée de la déformation plastique équivalente en fonction de la charge par essieu, sans frottement dans le cas d'un contact roue-rail linéique. 127
6.20 Distributions de la contrainte et de la déformation normale et de cisaillement au milieu du dernier cycle de chargement pour F = 7 MN/m avec $\mu = 0$, dans le cas d'un contact roue-rail linéique. 128
6.21 Évolution des contraintes et déformations au cours des cycles de chargement pour F = 7 MN/m sans frottement dans le cas d'un contact roue-rail linéique. 129

6.22 Évolution de la contrainte normale et de cisaillement en fonction de la déformation normale et de cisaillement pour F = 7 MN/m avec $\mu = 0$, dans le cas d'un contact roue-rail linéique. 130
6.23 Évolution de la contrainte et de la déformation normale et de cisaillement sur le plan de fissure au cours du dernier cycle de chargement pour F = 7 MN/m dans le cas d'un contact roue-rail elliptique. 131
6.24 Évolution du paramètre de fatigue en fonction de l'angle d'orientation du plan du matériau pour F = 7 MN/m avec $\mu = 0$, dans les cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique. 131
6.25 Évolution des contraintes et des déformations en fonction de la charge par essieu sur le plan critique dans le cas d'un contact roue-rail linéique. 132
6.26 Évolution de l'endommagement et de ses contributions dans le cas d'un contact roue-rail linéique. 133
6.27 Évolution de l'endommagement en fonction de la charge par essieu dans le cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique. 133
6.28 Évolution de l'angle de plan critique en fonction de la charge par essieu dans le cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique. 134
6.29 Évolution de la durée de vie en fatigue en fonction de la charge par essieu, sans frottement dans le cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique : p_0 (elliptique) $> p_0$ (linéique), donc $\mathrm{FP}_{\max}$ (elliptique) $> \mathrm{FP}_{\max}$ (linéique), donc N_f (elliptique) $< N_f$ (linéique). 135
6.30 Modèle bidimensionnel par éléments finis d'une section de roue ferroviaire prenant en compte la phase de traction et de freinage. 136
6.31 Évolution de la contrainte équivalente de Von Mises en fonction du coefficient de frottement dans le cas d'un contact roue-rail elliptique. 138
6.32 Profondeur de l'élément le plus sollicité (élément avec la valeur la plus élevée de la contrainte équivalente de Von Mises) en fonction du coefficient de frottement dans le cas d'un contact roue-rail elliptique. 138
6.33 Évolution de la contrainte équivalente de Von Mises en fonction du coefficient de frottement dans les deux cas de contact roue-rail linéique et elliptique. 139
6.34 Profondeur de l'élément le plus sollicité en fonction du coefficient de frottement dans les deux cas de contact roue-rail linéique et elliptique. 140
6.35 Évolution de la déformation plastique équivalente en fonction du coefficient de frottement pour différents niveaux de charge par essieu dans les deux cas de contact roue-rail linéique et elliptique. 141
6.36 Évolution de la profondeur de l'élément le plus déformé en fonction du coefficient de frottement dans les deux cas linéique et elliptique. 142
6.37 Distributions des déformations en fonction du coefficient de frottement au milieu du quatrième cycle de chargement pour F = 7 MN/m dans le cas d'un contact roue-rail elliptique. 143
6.38 Évolution du paramètre de fatigue en fonction de l'angle d'orientation du plan de matériau pour F = 7 MN/m avec $\mu = 0.2$ dans les deux cas de contact roue-rail linéique et elliptique. 144
6.39 Évolution du paramètre de fatigue en fonction de l'angle d'orientation du plan du matériau pour différentes valeurs de la charge par essieu et du coefficient de frottement dans le cas d'un contact roue-rail elliptique. . . . 145

6.40 Évolution du paramètre de fatigue maximum et son emplacement en fonction de l'angle d'orientation du plan de matériau pour différents niveaux de charge par essieu dans le cas de contact roue-rail elliptique. 146
6.41 Évolution du paramètre de fatigue maximum et de ses contributions en fonction du coefficient de frottement pour différents niveaux de charge par essieu dans le cas de contact roue-rail elliptique. 147
6.42 Diagramme d'accommodation dans le cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique. LCF : fatigue oligocyclique et HCF : fatigue à grand nombre de cycles. 149
6.43 Évolution de la contrainte de cisaillement en fonction de la déformation de cisaillement pour différentes valeurs de coefficient de frottement comprises entre 0 et 0.25 pour une section de roue soumise à une charge par essieu de 18 MN/m, sur le plan critique du matériau, dans le cas d'un contact roue-rail elliptique. 150
6.44 Évolution de la contrainte de cisaillement en fonction de la déformation de cisaillement pour différentes valeurs de coefficient de frottement comprises entre 0.3 et 0.4 pour une section de roue soumise à une charge par essieu de 18 MN/m, sur le plan critique du matériau, dans le cas d'un contact roue-rail elliptique. 151
6.45 Évolution de la contrainte normale en fonction de la déformation normale pour différentes valeurs de coefficient de frottement comprises entre 0 et 0.25 pour une section de roue soumise à une charge par essieu de 18 MN/m, sur le plan critique du matériau, dans le cas d'un contact roue-rail elliptique. 152
6.46 Évolution de la contrainte normale en fonction de la déformation normale pour différentes valeurs de coefficient de frottement comprises entre 0.3 et 0.4 pour une section de roue soumise à une charge par essieu de 18 MN/m, sur le plan critique du matériau, dans le cas d'un contact roue-rail elliptique. 153
6.47 Réponse contrainte-déformation par effet de rochet en fonction de la contrainte moyenne pour F = 18 MN/m dans le cas d'une section de roue sans frottement. 154
6.48 Évolution de la durée de vie en fatigue en fonction du coefficient de frottement pour différents niveaux de charge dans le cas d'un contact roue-rail elliptique. 155
6.49 Évolution de la contrainte résiduelle équivalente de Von Mises en fonction de la durée de vie en fatigue pour F = 7 MN/m dans les deux cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique. 155
6.50 Évolution de la force centrifuge théorique en fonction de la vitesse d'un train. 158
6.51 Évolution de la force centrifuge théorique en fonction de la vitesse d'un train pour $m = 600$ kg et $R = 0.45$ m. 158
6.52 Distributions de $(\sigma_{\text{eq}})_{\max}$ et de PEEQ pour F = 7 MN/m à V = 320 km/h dans le cas sans et avec force centrifuge. 159
6.53 Distributions de $(\sigma_{\text{eq}})_{\text{res}}$ pour F = 7 MN/m dans le cas sans et avec force centrifuge. 160
6.54 Distributions de σ_{22} et de τ_{12} au milieu du premier cycle de chargement pour F = 7 MN/m dans le cas sans et avec force centrifuge. 161
6.55 Distributions de σ_{22} et de τ_{12} au cours du dernier cycle de chargement pour F = 7 MN/m dans le cas sans et avec force centrifuge. 162

6.56 Distributions de ε_{22} et de γ_{12} au cours du dernier cycle de chargement pour F = 7 MN/m dans le cas sans et avec force centrifuge. 162
6.57 Distributions de $(\varepsilon_{22})_{\text{res}}$ et de $(\gamma_{12})_{\text{res}}$ pour F = 7 MN/m dans le cas sans et avec force centrifuge. 163

7.1 Modèle global détaillé contenant un défaut circulaire situé à une certaine profondeur en dessous de la surface de contact. 168
7.2 Modèle global simplifié ne contenant pas de défaut. 169
7.3 Sous-modèle qui représente juste la région entourant le défaut. 169
7.4 Création d'une condition de sous-modélisation basée sur des nœuds. 170
7.5 Valeurs des conditions aux limites du sous-modèle. 171
7.6 Spécification du modèle global dans les attributs de modèle. 171
7.7 Distribution des déplacements pour le modèle global détaillé et pour le sous-modèle au voisinage du défaut après le passage de la charge. 172
7.8 Distribution des composantes horizontale U_1 et verticale U_2 des déplacements pour le modèle global détaillé et pour le sous-modèle au voisinage du défaut après le passage de la charge. 173
7.9 Distribution de la contrainte équivalente de Von Mises pour le modèle global détaillé et le sous-modèle au voisinage du défaut après le passage de la charge. 173
7.10 Distribution de la contrainte normale et de cisaillement pour le modèle global détaillé et le sous-modèle au voisinage du défaut après le passage de la charge. 174
7.11 Distribution de la déformation plastique équivalente pour le modèle global et le sous-modèle au voisinage du défaut après le passage de la charge. . . . 174
7.12 Distribution de la déformation normale et de cisaillement pour le modèle global et le sous-modèle au voisinage du défaut après le passage de la charge. 175
7.13 Évolution de la contrainte normale et de cisaillement pour le modèle global détaillé et le sous-modèle pour un défaut situé à une profondeur $h = 5.7$ mm. 176
7.14 Évolution de la déformation normale et de cisaillement pour le modèle global détaillé et le sous-modèle pour un défaut situé à une profondeur $h = 5.7$ mm. 176
7.15 Évolution du paramètre de fatigue en fonction de l'angle d'orientation du plan du matériau pour le modèle global et le sous-modèle pour un défaut situé à une profondeur $h = 5.7$ mm. 177
7.16 Évolution de la contrainte normale au cours de cycles de chargement dans un élément le plus sollicité. 180
7.17 Évolution de la contrainte de cisaillement pendant les cycles de chargement dans un élément le plus sollicité. 181
7.18 Évolution de la déformation normale au cours de cycles de chargement dans un élément le plus sollicité. 182
7.19 Évolution de la déformation de cisaillement au cours de cycles de chargement dans un élément le plus sollicité. 183
7.20 Évolution du paramètre de fatigue en fonction de l'angle du plan d'orientation du plan du matériau dans un élément le plus sollicité. 185
7.21 Évolution du paramètre de fatigue en fonction de l'angle d'orientation du plan du matériau dans un élément le plus endommagé. 186

8.1 Étapes de modélisation d'un défaut elliptique à partir d'un défaut circulaire. 191
8.2 Profondeur de $\tau_{\max}$ en fonction de F. 192

8.3 Modèle numérique d'une section de roue avec un défaut circulaire et elliptique.192
8.4 Distributions de σ_{22} et τ_{12} au milieu du 3ème cycle de chargement pour F = 4 MN/m avec $\mu = 0$: a^c est la demi-longueur de la zone de contact dans le cas d'un défaut circulaire et a^e dans le cas d'un défaut elliptique. 194
8.5 Contraintes cycliques associées à un contact de roulement, adimensionnées par a et p_0 à la surface ($y/a = 0$) et sous la surface ($y/a = 0.5$), sans frottement ($\mu = 0$) et avec frottement ($\mu = 0.35$) pour une section de roue avec un défaut elliptique. 195
8.6 σ_{22}/p_0 en fonction de x/a pour F = 4 MN/m avec $\mu = 0$: $2d_1$ est la longueur de la zone de contact dans le cas d'une roue sans défaut, $2d_2$ (= $2a^c$) dans le cas d'un défaut circulaire et $2d_2$ (= $2a^e$) dans le cas d'un défaut elliptique.196
8.7 Évolution de la contrainte normale maximale en compression au cours des cycles de chargement dans le cas d'une section de roue sans défaut et avec un défaut circulaire et elliptique. 197
8.8 Évolution de $(\sigma_{22})_{\max}$ en compression en fonction de F avec $\mu = 0$ aux nœuds de la section de la roue sans et avec un défaut circulaire et elliptique.198
8.9 Évolution de $(\sigma_{22})_{\max}$ en compression en fonction du coefficient de frottement aux nœuds de la section de la roue avec un défaut elliptique. 199
8.10 Évolution de $(\sigma_{22})_{\max}$ en compression extraite aux nœuds et aux points d'intégration en fonction du coefficient de frottement dans le cas d'un défaut elliptique. 199
8.11 Évolution de σ_{22} dans le cas le cas d'une roue sans et avec défaut circulaire et elliptique. 200
8.12 Évolution de la contrainte équivalente de Von Mises en fonction a) de la charge par essieu, b) du frottement, sans frottement dans une section de roue sans défaut et avec défaut circulaire et elliptique. 201
8.13 Distribution de la déformation plastique équivalente de Von Mises pour différentes valeurs du coefficient de frottement, pour F = 12 MN/m, dans le cas d'une section de roue avec un défaut elliptique. 202
8.14 Déplacement de la zone où se trouve la valeur maximale de la déformation plastique équivalente vers la surface de la bande de roulement avec l'augmentation du coefficient de frottement pour F = 12 MN/m. A partir de μ = 0.35, l'écoulement plastique se produit au niveau de la surface de contact.203
8.15 Évolution de la déformation plastique équivalente (PEEQ) en fonction de la charge par essieu dans le cas d'une section de roue sans et avec défaut circulaire et elliptique. 204
8.16 Procédure pour déterminer la déformation plastique cyclique dans le cas d'une section de roue présentant un défaut elliptique soumise à une charge F = 7 MN/m : (a) au cours des cycles de chargement et (b) à l'état stabilisé.204
8.17 Évolution de la déformation plastique équivalente (PEEQ) en fonction du coefficient de frottement dans le cas d'une section de roue avec défaut elliptique. 205
8.18 Évolution de la déformation plastique en fonction du coefficient de frottement pour une charge par essieu de F = 7 MN/m, dans le cas d'une section de roue sans et avec défaut circulaire et elliptique. 205
8.19 Distribution des contraintes et des déformations au milieu du dernier cycle de chargement dans le cas d'une section avec un défaut elliptique pour une charge par essieu de F = 12 MN/m avec $\mu = 0$. 207

8.20 Évolution de la contrainte et de la déformation au cours de cycles de chargement dans l'élément le plus endommagé pour F = 12 MN/m avec $\mu = 0$, dans le cas de la section de la roue avec un défaut elliptique. 207
8.21 Évolution de la contrainte normale en fonction de la déformation normale et de la contrainte de cisaillement en fonction de la déformation de cisaillement dans l'élément le plus endommagé pour F = 12 MN/m avec $\mu = 0$ et pour $\alpha = 0$ °, dans le cas de la section de la roue avec un défaut elliptique. . . . 208
8.22 Évolution de la contrainte de cisaillement en fonction de la déformation de cisaillement dans l'élément le plus endommagé pour F = 12 MN/m pour différentes valeurs de μ sur le plan critique, dans le cas de la section de la roue avec un défaut elliptique. 209
8.23 Procédure de détermination des contraintes et déformations contribuant à l'endommagement par FCR pour une charge par essieu F = 12 MN/m dans le cas d'une section de roue présentant un défaut elliptique. 210
8.24 Évolution du paramètre de fatigue en fonction de l'angle d'orientation du plan du matériau pour différentes valeurs du coefficient de frottement pour F = 12 MN/m dans le cas d'une section de roue avec un défaut elliptique. 211
8.25 Évolution du paramètre de fatigue en fonction de la charge par essieu dans le cas d'une section de roue sans et avec défaut circulaire et elliptique. . . . 212
8.26 Évolution du paramètre de fatigue maximum FP_{max} en fonction du coefficient de frottement pour F = 12 MN/m dans le cas d'une section de roue sans et avec défaut circulaire et elliptique. 213
8.27 Évolution de FP_I, FP_{II}, FP_{tot} en fonction du coefficient de frottement pour F = 12 MN/m dans le cas de la section de la roue sans et avec un défaut circulaire et elliptique. 214
8.28 Évolution de la durée de vie en fonction de la charge par essieu, sans frottement dans le cas d'une section de roue sans et avec défaut circulaire et elliptique. 215
8.29 Évolution de la durée de vie en fonction du coefficient de frottement pour différents niveaux de charge dans le cas d'une section de roue sans et avec défaut circulaire et elliptique. 216
8.30 Évolution de la contrainte équivalente de Von Mises en fonction des paramètres du matériau b, γ, Q_∞ et C au milieu du sixième cycle de chargement dans le cas d'une roue sans et avec un défaut circulaire. 219
8.31 Évolution de la déformation plastique résiduelle équivalente (PEEQ) en fonction des paramètres du matériau b, γ, Q_∞ et C dans le cas d'une roue sans et avec un défaut circulaire. 220
8.32 Distributions des contraintes normales pour différentes valeurs de C au milieu du sixième cycle de chargement dans le cas d'un défaut circulaire. . 221
8.33 Distribution de la contrainte de cisaillement pour différentes valeurs de C au milieu du sixième cycle de chargement dans le cas d'un défaut circulaire. 222
8.34 Distributions des déformations normales pour différentes valeurs de C dans le cas d'un défaut circulaire. 222
8.35 Distributions des déformations de cisaillement pour différentes valeurs de C dans le cas d'un défaut circulaire. 223
8.36 Évolution de la contrainte normale en fonction de la déformation normale pour différentes valeurs de C dans l'élément le plus endommagé dans le cas d'un défaut circulaire. 224

8.37 Évolution de la contrainte de cisaillement en fonction de la déformation de cisaillement pour différentes valeurs de C dans le cas d'un défaut circulaire. 225
8.38 Évolution de l'endommagement en fonction des paramètres du matériau b, γ, Q_∞ et C dans le cas d'une roue sans et avec un défaut circulaire. 226
8.39 Évolution de la durée de vie en fonction des paramètres du matériau b, γ, Q_∞ et C dans le cas d'une roue sans et avec un défaut circulaire. 227
8.40 Évolution de la durée de vie en fonction de de la résistance à la fatigue σ'_f et la ductilité en fatigue ε'_f et leurs exposants respectifs b_1 et c_1, pour F = 12 MN/m dans le cas d'une roue sans défaut. Ces résultats ont été obtenus sous Matlab. 228

Liste des tableaux

1.1 Comparaison entre σ_{EQ} selon les équations (1.6) et (1.7) et FI_{surf} selon l'équation (1.16). Paramètres du matériau : module d'Young E = 210 GPa, coefficient de Poisson $\nu = 0.30$ et $a_{\mathrm{DV}} = 0.32$ [19]. 19

3.1 Comparaison des approches de fatigue oligocyclique et de fatigue à grand nombre de cycles pour la modélisation de la propagation des fissures [22]. . 66

5.1 Propriétés mécaniques de l'acier pour les roues ferroviaires [268]. 88
5.2 Paramètres du matériau pour les roues ferroviaires [272]. 102

6.1 Conditions de contact roue-rail linéique. 107
6.2 Masses typiques par roue selon le type de véhicule ferroviaire [275]. 108
6.3 Conditions de contact roue-rail elliptique. 110
6.4 Taille du fichier ODB et temps de calcul (Wallclock) en fonction de la taille d'éléments pour F = 12 MN/m après un cycle de chargement. 120
6.5 Valeurs des contraintes et des déformations sur le plan critique et du paramètre de fatigue maximum $\mathrm{FP}_{\mathrm{max}}$ pour différents niveaux de charge avec $\mu = 0$, dans le cas d'un contact roue-rail linéique. 130
6.6 Valeurs des contraintes et des déformations sur le plan critique et du paramètre de fatigue maximum $\mathrm{FP}_{\mathrm{max}}$ pour différents niveaux de charge avec $\mu = 0$, dans le cas d'un contact roue-rail elliptique. 130
6.7 Valeurs de la durée de vie pour différents niveaux de charge avec $\mu = 0$, dans le cas d'un contact roue-rail linéique et elliptique. 135

7.1 Déplacements obtenus à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut. 178
7.2 Différence entre les déplacements obtenus à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut. 178
7.3 Contraintes obtenues à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut. 178
7.4 Différence entre les contraintes obtenues à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut. 178
7.5 Déformations obtenues à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut. 178
7.6 Différence entre les déformations obtenues à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut. 179
7.7 Valeur maximale de la contrainte normale obtenue à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut pendant le dernier cycle de chargement. 179

7.8 Écart entre les valeurs maximales de la contrainte normale obtenues à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut au cours du dernier cycle de chargement. 179
7.9 Valeurs d'amplitude de la contrainte de cisaillement obtenue à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut pendant le dernier cycle de chargement. 180
7.10 Écart entre les amplitudes des contraintes de cisaillement obtenues à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut pendant le dernier cycle de chargement. 181
7.11 Valeur d'amplitude de la déformation normale obtenue à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut au cours du dernier cycle de chargement. 182
7.12 Écart entre les valeurs d'amplitude de la déformation normale obtenues à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut au cours du dernier cycle de chargement. 183
7.13 Valeur d'amplitude de la déformation de cisaillement obtenue à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut au cours du dernier cycle de chargement. 184
7.14 Écart entre les valeurs d'amplitude de la déformation de cisaillement obtenues à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut au cours du dernier cycle de chargement. 184
7.15 Paramètre de fatigue maximum obtenu à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut dans un élément le plus sollicité. 184
7.16 Écart entre les paramètres de fatigue maximum obtenus à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut dans un élément le plus sollicité. 184
7.17 Paramètre de fatigue maximum obtenu à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut au cours du dernier cycle de chargement dans un élément le plus endommagé. 186
7.18 Écart entre les paramètres de fatigue maximum obtenus à partir du modèle global détaillé et du sous-modèle pour différentes profondeurs du défaut au cours du dernier cycle de chargement dans un élément le plus endommagé. 187

8.1 Conditions de contact roue-rail. 190
8.2 Résultats analytiques et numériques des demi-longueurs de la zone de contact dans le cas d'une roue sans (d_1) et avec défaut circulaire (d_2) et elliptique (d_3). 196
8.3 Valeurs de $(\sigma_{22})_{\max}$ en compression (MPa) extraites aux nœuds pour F = 4 MN/m avec $\mu = 0$. 199
8.4 Valeurs du paramètre de fatigue maximum, en MPa, pour différentes valeurs de la charge par essieu et du coefficient de frottement dans le cas d'une section de roue avec défaut elliptique. 211
8.5 Valeurs des angles d'orientation du plan critique du matériau, en °, pour différentes valeurs de la charge par essieu et du coefficient de frottement dans le cas d'une section de roue avec défaut elliptique. 211

8.6 Valeurs de N_f, en cycles à rupture, pour différentes valeurs du coefficient de frottement et pour différents niveaux de charge par essieu dans le cas d'une section d'une roue avec défaut elliptique. 216
8.7 Valeurs des contraintes et des déformations sur le plan critique, du paramètre de fatigue maximum FP_{max} et de la durée de vie N_f pour différentes valeurs du paramètre du matériau C, dans le cas d'un défaut circulaire. . . 226

Bibliographie

[1] D.F. Cannon, K.O. Edel, S.L. Grassie, and K. Sawley. Rail defects : an overview. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 26(10) :865–886, 2003.

[2] LoPresti J. Sawley K. Revenue-service rail grinding tests. *Railway Track and Structures*, 1998.

[3] Stanford J, Magel E, and Sroba P. Transitioning from corrective to preventive grinding on the bnsf railroad. In *Proceedings of the Seventh International Heavy Haul Railway Conference, Brisbane*, pages 493–501, 2001.

[4] Hernandez FC Robles, Olivares R Ordonez, Szablewski D, Garcia CI, DeArdo A, and Kalay S. Development of the next generation rail steels for heavy axle loads. In *International Heavy Haul Conference, Shangai, China*, 2009.

[5] Hernandez FC Robles, Kalay Semih, Anankitpaiboon S, and Cummings S. Development and evaluation of advanced wheel steels to prevent wheel failures in the north american heavy haul operating environment. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 224(5) :413–419, 2010.

[6] Stone DH, Sawley K, Kelly D, and Schust W. Wheel/rail materials and interaction : North american heavy haul practices. In *Proceedings of the International Heavy Haul Association STS Conference*, pages 155–168, 1999.

[7] De Vries Robert, Sroba P, and Magel E. Preventive grinding moves into the 21st century on canadian pacific railway. In *Proceedings of the AREMA Annual Conference, Chicago*, 2001.

[8] Eadie D, Maglalang L, Vidler B, Lilley D, and Reiff R. Trackside top of rail friction control at cn. In *Proceedings of the IHHA Conference, Rio de Janeiro, Brazil*, 2005.

[9] Roney M, Eadie DT, Oldknow K, Sroba P, Caldwell R, and Santoro M. Total friction management on canadian pacific. In *Proceedings of the IHHA Conference, Shanghai, China*, 2009.

[10] Sroba Peter, Oldknow Kevin, Dashko Russ, and Roney Michael. Canadian pacific railway 100 % effective friction management strategy. In *Proceedings of the IHHA Conference, Rio de Janeiro, Brazil*, 2005.

[11] Care R, Clark S, Dembosky M, and Doherty A. Why rails crack : Gauge corner cracking on the british network-analysis. *Arup Journal*, 41(1) :16, 2006.

[12] Dembosky M, Doherty A, Urban C, Walker R, and Gurule S. Management of rolling contact fatigue (rcf) in the uk system : a systems solution. In *Proc. of 7th World Congress on Railway Research (WCRR 2006), Montreal, Canada*, 2006.

[13] Stuart L. Grassie. Rolling contact fatigue on the british railway system : treatment. *Wear*, 258(7-8) :1310–1318, 2005.

[14] Franklin FJ and Kapoor A. Modelling wear and crack initiation in rails. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of rail and rapid transit*, 221(1) :23–33, 2007.

[15] Thanh VH, Roberts Clive, Tobias AM, Williams J, Stirling A, and Keith Madelin. Decision support at the wheel—rail interface : The development of system functional requirements. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 222(2) :195–206, 2008.

[16] Rogers PJ. Investigation into the effects of reducing primary yaw stiffness on rolling contact fatigue, 2008.

[17] Grassie Stuart, Nilsson Paul, Bjurstrom Kjell, Frick Anders, and Hansson Lars Goran. Alleviation of rolling contact fatigue on sweden's heavy haul railway. *Wear*, 253(1-2) :42–53, 2002.

[18] Ekberg Anders and Kabo Elena. Fatigue of railway wheels and rails under rolling contact and thermal loading—an overview. *Wear*, 258(7-8) :1288–1300, 2005.

[19] Ekberg Anders, Kabo E, and Andersson H. An engineering model for prediction of rolling contact fatigue of railway wheels. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 25(10) :899–909, 2002.

[20] Ekberg Anders. Rolling contact fatigue of railway wheels - towards tread life prediction through numerical modelling considering material imperfections, probabilistic loading and operational data. *Chalmers University of Technology, Goteborg, Sweden*, 2000.

[21] Ringsberg Jonas W. *Rolling contact fatigue of railway rails with emphasis on crack initiation.* PhD thesis, Department of Solid Mechanics, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, 2002.

[22] Magel Eric E et al. Rolling contact fatigue : A comprehensive review. Technical report, United States. Federal Railroad Administration. Office of Railroad Policy and Development, 2011.

[23] Van K Dang and Maitournam MH. Rolling contact in railways : modelling, simulation and damage prediction. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 26(10) :939–948, 2003.

[24] M. Ishida, M. Akama, K. Kashiwaya, and A. Kapoor. The current status of theory and practice on rail integrity in japanese railways—rolling contact fatigue and corrugations. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 26(10) :909–919, 2003.

[25] Satoh Yukio and Iwafuchi Kengo. Effect of rail grinding on rolling contact fatigue in railway rail used in conventional line in japan. *Wear*, 265(9-10) :1342–1348, 2008.

[26] Y. Sato K. Kondo, K. Yoroizaka. Cause, increase, diagnosis, countermeasures and elimination of shinkansen sheeling. *Wear*, 191(1-2) :199–203, 1996.

[27] Takikawa M and Iriya Y. Laboratory simulations with twin-disc machine on head check. *Wear*, 265(9-10) :1300–1308, 2008.

[28] Chen Y-t, Liu D-y, Fang H-s, and Bai B-z. Rolling contact fatigue of rail steel. *Gangtie Yanjiu Xuebao*, 12(5) :50–53, 2000.

[29] Longson BH and Lamson ST. Development of rail profile grinding at hamersley iron. In *Proceedings of 2nd international heavy-haul railway conference, Colorado Springs, CO, USA*, 1982.

[30] Marich S, Mutton PJ, et al. Materials developments in the australian railway industry-past, present and future. In *Fourth International Heavy Haul Railway Conference 1989 : Railways in Action ; Preprints of Papers, The*, page 267. Institution of Engineers, Australia, 1989.

[31] Townend PH, Epp CJ, and Clark PJ. Bogie curving trials, rail profiling and theoretical modelling to reduce rail deterioration and wheel wear on curves. In *Heavy Haul Railways Conference held September 18-22, 1978, Perth, Western Australia. Sponsored by Cliffs Robe River Iron Associates, Goldsworthy Mining Limited, Hamersley Iron Proprietary Limited, Mt. Newman Mining Company Proprietary Limited and Westrai*, number 203 Pap G. 1 Conf Paper, 1978.

[32] Fröhling Robert. Vehicle/track interaction optimisation within spoornet. In *System dynamics and long-term behaviour of railway vehicles, track and subgrade*, pages 17–34. Springer, 2003.

[33] Fröhling RD. Wheel/rail interface management in heavy haul railway operations—applying science and technology. *Vehicle System Dynamics*, 45(7-8) :649–677, 2007.

[34] Schoech W, Fröhling RD, and Frick A. Rail maintenance : Same target-different approaches. In *Proceedings from the Ninth International Heavy Haul Conference, Shanghai, China*, pages 121–127, 2009.

[35] Grohmann Hans-Dieter and Schoech Wolfgang. Contact geometry and surface fatigue—minimizing the risk of headcheck formation. *Wear*, 253(1-2) :54–59, 2002.

[36] Nielsen JCO and Stensson A. Enhancing freight railways for 30 tonne axle loads. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 213(4) :255–263, 1999.

[37] Heyder René and Girsch Gregor. Testing of hsh® rails in high-speed tracks to minimise rail damage. *Wear*, 258(7-8) :1014–1021, 2005.

[38] Sergey M. Zakharov and Irina G. Goryacheva. Rolling contact fatigue defects in freight car wheels. *Wear*, 258(7-8) :1142–1147, 2005.

[39] Shur Ev A, Bychkova N Ya, and Trushevsky SM. Physical metallurgy aspects of rolling contact fatigue of rail steels. *Wear*, 258(7-8) :1165–1171, 2005.

[40] Zakharov Sergey, Goryacheva Irina, Bogdanov Victor, Pogorelov Dmitry, Zharov Ilya, Yazykov Vladislav, Torskaya Elena, and Soshenkov Sergey. Problems with wheel and rail profiles selection and optimization. *Wear*, 265(9-10) :1266–1272, 2008.

[41] Tunna J, dos Santo GFM, and Kina EJ. Theoretical and service evaluation of wheel performance on frame brace trucks. In *The 9th international heavy haul conference proceedings, Shanghai*, pages 409–418, 2009.

[42] Pasta C, Reiff R, Wu H, Jorge C, and Nobre Filho S. Jea cvrd-efvm railway system improvement through lubrication and grinding practices. In *Proceedings of the 8th International Heavy Haul Conference, Rio de Janeiro, Brazil*, pages 14–16, 2005.

[43] Silva FCM, Vidon Jr W, and Caldwell R. Preventive—gradual on-cycle grinding : a first for mrs in brazil. In *Proceedings of the 8th International Heavy Haul Conference, Brazil*, pages 435–445, 2005.

[44] Jorge Cristiano, Vidon Jr Walter, Vidon Felipe, and Caldwell Rob. Implementation of wheel-rail friction management strategy on mrs railroad. In *Joint Rail Conference*, volume 49071, pages 113–120, 2010.

[45] Zarembski Allan M. Management of broken rail risk for high speed passenger rail. In *Joint Rail Conference*, volume 49064, pages 15–22, 2010.

[46] Resor R. Broken rail detection with current technology : Workshop on rail defect and broken rail detection. *TTCI, Pueblo, CO*, 1997.

[47] Donald T. Eadie, Dave. Elvidge, Kevin Oldknow, Richard Stock, Peter Pointner, Joe Kalousek, and Peter Klauser. The effects of top of rail friction modifier on wear and rolling contact fatigue : Full-scale rail-wheel test rig evaluation, analysis and modelling. *Wear*, 265(9-10) :1222–1230, 2008.

[48] D.F. Cannon and H. Pradier. Rail rolling contact fatigue research by the european rail research institute. *Wear*, 191(1-2) :1–13, 1996.

[49] R. Stock and R. Pippan. Rcf and wear in theory and practice—the influence of rail grade on wear and rcf. *Wear*, 271(1-2) :125–133, 2011.

[50] Martin Hiensch, Per-Olof Larsson, Olof Nilsson, Didier Levy, Ajay Kapoor, Francis Franklin, Jens Nielsen, Jonas W. Ringsberg, and B. Lennart Josefson. Two-material rail development : field test results regarding rolling contact fatigue and squeal noise behaviour. *Wear*, 258(7-8) :964–972, 2005.

[51] Javier Perez, Julian M. Stow, and Simon D. Iwnicki. Application of active steering systems for the reduction of rolling contact fatigue on rails. *Vehicle System Dynamics*, 44(sup1) :730–740, 2006.

[52] Ekberg A and Marais J. Effects of imperfections on fatigue initiation in railway wheels. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 214(1) :45–54, 2000.

[53] Anders Ekberg and Peter Sotkovszki. Anisotropy and rolling contact fatigue of railway wheels. *International journal of fatigue*, 23(1) :29–43, 2001.

[54] A. Ekberg E. Kabo. Fatigue initiation in railway wheels — on the influence of defects. *Wear*, 253 :26–34, 2002.

[55] J. Marais. Wheel failures on heavy haul freight wheels due to subsurface effects. In *Proceedings of the 12th International Wheelset Congress*, page 306–314. Quingdao, China, 1998.

[56] Anders Ekberg. Rolling contact fatigue of railway wheels - a parametric study. *Wear*, 211(2) :280–288, 1997.

[57] Beretta S, Donzella G, Roberti R, and Ghidini A. Deep shelling in railway wheels. In *Proceedings of the 13th International Wheelset Congress. Wheelset Congress, Rome, Italy*, pages 17–21, 2001.

[58] Semih Kalay Daniel Stone, Cameron Lonsdale. Effect of wheel impact loading on shattered rims. In *Proceedings of the 13th International Wheelset Congress, Rome, Italy*, 2001.

[59] J. Dudek P.J. Mutton, C.J. Epp. Rolling contact fatigue in railway wheels under high axle loads. *Wear*, 144(1-2) :139–152, 1991.

[60] H. Sobejano J.G. Giménez. Theoretical approach to the crack growth and fracture of wheels. In *Proceedings of the 11th International Wheelset Congress*, pages 15–20. Paris, 1995.

[61] Elena Kabo. Material defects in rolling contact fatigue—influence of overloads and defect clusters. *International journal of fatigue*, 24(8) :887–894, 2002.

[62] Lynch Murray, Mutton Peter John, Epp Klaus, and Connelly Russell. Improving wheelset performance under high axle loads. In *International Wheelset Congress*, 2001.

[63] Birger Karlsson Johan Ahlström. Microstructural evaluation and interpretation of the mechanically and thermally affected zone under railway wheel flats. *Wear*, 232(1) :1–14, 1999.

[64] G. Galliera, G. Amici, A. Ghidini, and R. Bertelli. Fatigue behaviour of railway wheels affected by sub-surface defects in the tread. control methods and manufacturing process. In *Proceedings of the 11th International Wheel-Set Congress*, pages 69–76. Paris, 1995.

[65] M.B. McGirr A.K. Hellier, D.J.H. Corderoy. A study of subsurface rail/wheel contact stresses with application to modelling rail fatigue. In *Proceedings of the Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems II*, page 421–434. University of Waterloo Press, Kingstone, RI, USA, 1986.

[66] D.J.H. Corderoy A.K. Hellier, M.B. McGirr. A finite element and fatigue threshold study of shelling in heavy haul rails. *Wear*, 144(1-2) :289–306, 1991.

[67] P. Clayton. Tribological aspects of wheel–rail contact : a review of recent experimental research. *Wear*, 191(1-2) :170–183, 1996.

[68] Sugino K, Kageyama H, Kuroki T, Urashima C, and Kikuchi A. Metallurgical investigation of transverse defects in worn rails in service. *Wear*, 191(1-2) :141–148, 1996.

[69] A. Abdurashitov L. Krysanov. Influence of rail head wear rate on formation and development of cracks in their head. In *Proceedings of the IHHA'99, Moscow, Russia*, page 485–488. Moscow, Russia, 1999.

[70] T.N. Farris. Effect of overlapping wheel passages on residual stresses in rail corners. *Wear*, 191(1-2) :226–236, 1996.

[71] R.K. Steele. The effect of metal removal, steel cleanliness and wheel load on the fatigue life of rail. *Wear*, 144 :71–87, 1991.

[72] S. Grassie J. Kalousek, E. Magel. Perspectives on metallurgy and contact mechanisms. In *Proceedings of the IHHA'99*, page 175–186. Moscow, Russia, 1999.

[73] J. Kalousek S.L. Grassie. Rolling contact fatigue of rails—characteristics, causes and treatments. In *Proceedings of the Sixth International Heavy Haul Conference*, page 381–404, 1997.

[74] Fuguang W, Guoying S, Shishou H, and Xuey L. Rail defects of heavy haul railways. In *Proceedings of the Fifth International Heavy Haul Conference, Beijing, China*, pages 282–287, 1993.

[75] Sugino K, Kageyama H, Urashima C, and Kikuchi A. Metallurgical improvement of rail for the reduction of rail-wheel contact fatigue failures. *Wear*, 144(1-2) :319–328, 1991.

[76] D.Y. Jeong, Y.H. Tang, O. Orringer, and A.B. Perlman. Fracture mechanics analysis of transverse defects originating at the rail lower gauge corner. In *Proceedings of the World Congress on Railway Research*, pages 391–397, 1996.

[77] Johnson K.L. Contact mechanics. *Cambridge University Press*, 1985.

[78] Hertz Heinrich. On the contact of elastic solids. *Journal für reine und angewandte Mathematik*, 92 :156–171, 1882.

[79] Mcewen 1E. Stresses in elastic cylinders in contact along a generatrix. *Philosophical Magazine*, 40 :454–459, 1949.

[80] Poritsky H. Stresses and deflections of cylindrical bodies in contact with application to contact of gears and of locomotive wheels. *Journal of Applied Mechanics*, 1950.

[81] Smith (J.D.) and Liu (C.K.). Stress due to tangential and normal loads on an elastic solid with application to some contact stress problems. *J. of Applid Mechanics*, 75(2) :157–166, 1953.

[82] A. Sackfield and D.A. Hills. Some useful results in the classical hertz contact problem. *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, 18(2) :101–105, 1983.

[83] Sackfield A and Hills D. A note on the hertz contact problem : a correlation of standard formulae. *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, 18(3) :195–197, 1983.

[84] McDiarmid DL. A general criterion for high cycle multiaxial fatigue failure. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 14(4) :429–453, 1991.

[85] McDiarmid Donald L. A shear stress based critical-plane criterion of multiaxial fatigue failure for design and life prediction. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 17(12) :1475–1484, 1994.

[86] Susmel Luca and Lazzarin P. A bi-parametric wöhler curve for high cycle multiaxial fatigue assessment. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 25(1) :63–78, 2002.

[87] Papadopoulos IV. A high-cycle fatigue criterion applied in biaxial and triaxial out-of-phase stress conditions. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 18(1) :79–91, 1995.

[88] Brown MW and Miller KJ. A theory for fatigue failure under multiaxial stress-strain conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical engineers*, 187(1) :745–755, 1973.

[89] Socie DF and Shield TW. Mean stress effects in biaxial fatigue of inconel 718. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 106 :227–232, 1984.

[90] D.F. Socie. Multiaxial fatigue damage models. *Journal of engineering materials and technology*, 109 :292–298, 1987.

[91] Sadeghi Farshid, Jalalahmadi Behrooz, Slack Trevor S, Raje Nihar, and Arakere Nagaraj K. A review of rolling contact fatigue. *The Journal of Tribology*, 2009.

[92] K.L. Johnson. The strength of surfaces in rolling contact. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C : Mechanical Engineering Science*, 203(3) :151–163, 1989.

[93] K.L. Johnson. A graphical approach to shakedown in rolling contact. In *Applied Stress Analysis*, pages 263–274. Springer, 1990.

[94] A.R.S. Ponter, A.D. Hearle, and K.L. Johnson. Application of the kinematical shakedown theorem to rolling and sliding point contacts. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 33(4) :339–362, 1985.

[95] A. Kapoor W.R. Tyfour, J.H. Beynon. Deterioration of rolling contact fatigue life of pearlitic rail steel due to dry-wet rolling-sliding line contact. *Wear*, 197(1-2) :255–265, 1996.

[96] Adibi-Asl Reza and Reinhardt Wolf. Special section on ratcheting. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 137(3), 2015.

[97] Iwnicki Simon, Björklund Stefan, and Roger Enblom. Wheel-rail contact mechanics. In *Wheel-Rail Interface Handbook*, pages 58–92. Elsevier, 2009.

[98] Cheng WHSLM, Cheng HS, and Keer Leon M. Experimental investigation on rolling/sliding contact fatigue crack initiation with artificial defects. *Tribology transactions*, 37(1) :1–12, 1994.

[99] P. Clayton and X. Su. Surface initiated fatigue of pearlitic and bainitic steels under water lubricated rolling/sliding contact. *Wear*, 200(1-2) :63–73, 1996.

[100] Klaus Wick Henri Pradier Hans Muster, Herbert Schmedders. Rail rolling contact fatigue. the performance of naturally hard and head-hardened rails in track. *Wear*, 191(1-2) :54–64, 1996.

[101] N. Abe M. Ishida. Experimental study of the effect of preventive grinding for shinkansen rails. In *Proceedings of the Sixth International Heavy Haul Conference*, volume 33, page 565–575. Cape Town, 1997.

[102] T. Moto M. Ishida, N. Abe. Experimental study on the effect of preventive grinding on rcf defects on shinkansen rails. In *Proceedings of the IHHA'99*, page 511–516. Moscow, Russia, 1999.

[103] Demilly Francois, Lonsdale Cameron, McCabe Tom, Del Fabbro Valerio, Vallart Emmanuel, and Caldwell Blake. Wheel rim residual stress measurement using ultrasonic testing. In *Proceedings of the 13th International Wheelset Congress, Rome, Italy*, 2001.

[104] J. Kalousek E. Magel. Identifying and interpreting railway wheel defects. In *Proceedings of the International Heavy Haul Conference on Running Heavy, Running Fast into the 21st Century*, page 5.7–5.21. Montreal, Quebec, 1996.

[105] E. Magel and J. Kalousek. Martensite and contact fatigue initiated wheel defects. In *Proceedings of the 12th International Wheelset Congress*, pages 21–25, 1998.

[106] Burstow MC. Whole life rail model application and development for rssb-continued development of an rcf damage parameter. *Rail Standards and Safety Board, London*, 2004.

[107] MC Burstow, DI Fletcher, FJ Franklin, A Kapoor, et al. Management and understanding of rolling contact fatigue : Wp1 mechanisms of crack initiation. 2008.

[108] John Tunna, John Sinclair, and Javier Perez. The development of a wheel wear and rolling contact fatigue model. Technical report, 2007.

[109] Zenzerovic I, Kropp W, and Pieringer A. Influence of spin creepage and contact angle on curve squeal : A numerical approach. *Journal of Sound and Vibration*, 419 :268–280, 2018.

[110] Dirks Babette. *Simulation and measurement of wheel on rail fatigue and wear*. PhD thesis, KTH Royal Institute of Technology, 2015.

[111] A. Ekberg. Rolling contact fatigue of railway wheels - computer modelling and in-field data. In *Proceedings of the 2nd Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*, pages 154–163. Budapest, 1996.

[112] Lundberg (C.) et Sjowall (H.). *Stress and deformation in elastic solids*. Number 4. Institution of Theory of Elasticity and Strength of Materials, Chalmers University of Technology, 1958.

[113] M. Olofsson A. Ekberg, R. Lindqvist. Multiaxial fatigue—a probabilistic analysis of initiation in cases of defined stress cycles. In *Proceedings of the Seventh International Fatigue Congress, Fatigue*, page 923–928. China, 1999.

[114] Lundén R. Ekberg A., Bjarnehed H. A fatigue life model for general rolling contact with application to wheel/rail damage. *Fatigue and fracture of engineering materials and structures*, 18(10) :1189–1199, 1995.

[115] Babette Dirks and Roger Enblom. Prediction model for wheel profile wear and rolling contact fatigue. *Wear*, 271(1-2) :210–217, 2011.

[116] P. Clayton and D.N. Hill. Rolling contact fatigue of a rail steel. *Wear*, 117(3) :319–334, 1987.

[117] Webster PJ, Hughes DJ, Mills G, and Vaughan GBM. Residual stresses in railway rails-the fame38. In *Materials Science Forum*, pages 404–407, 2002.

[118] Milovsevic Milovs, Miltenovic Aleksandar, Milan Banic, and Mivsa Tomic. Determination of residual stress in the rail wheel during quenching process by fem simulation. *Facta Universitatis, Series : Mechanical Engineering*, 15(3) :413–425, 2017.

[119] Elena Kabo and Anders Ekberg. Fatigue initiation in railway wheels—a numerical study of the influence of defects. *Wear*, 253(1-2) :26–34, 2002.

[120] Magel Eric and Kalousek Joe. Identifying and interpreting railway wheel defects. In *Proceedings of the International Conference on Freight Car Trucks/Bogies*, pages 9–12, 1996.

[121] Beswick John, Gabelli Antonio, Ioannides Stathis, Tripp John H, and Voskamp Aat P. Rolling bearing life models and steel internal cleanliness. In *Advances in the production and use of steel with improved internal cleanliness*. ASTM International, 1999.

[122] Melander Arne. Simulation of the behaviour of short cracks at inclusions under rolling contact fatigue loading-specially the effect of plasticity. *ASTM SPECIAL TECHNICAL PUBLICATION*, 1327 :70–86, 1998.

[123] Suresh Subra. *Fatigue of materials*. Cambridge university press, 1998.

[124] T.H. Topper A. Varvani-Farahani. Crack growth and closure mechanisms of shear cracks under constant amplitude biaxial straining and periodic compressive overstraining in 1045 steel. *International journal of fatigue*, 19(7) :589–596, 1997.

[125] S. Nemat-Nasser Y. Murakami. Growth and stability of interacting surface flaws of arbitrary shape. *Engineering Fracture Mechanics*, 17(3) :193–210, 1983.

[126] M. Taraf, E.H. Zahaf, O. Oussouaddi, and A. Zeghloul. Numerical analysis for predicting the rolling contact fatigue crack initiation in a railway wheel steel. *Tribology International*, 43(3) :585–593, 2010.

[127] A. Ekberg E. Kabo. Fatigue initiation in railway wheels — on the influence of defects. *Proceedings of 5th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Wheel/Rail Systems, Tokyo (Japan)*, pages 70–86, 25–28 July 2000.

[128] Yanyao Jiang and Huseyin Sehitoglu. A model for rolling contact failure. *Wear*, 224(1) :38–49, 1999.

[129] Elena Kabo and Anders Ekberg. Material defects in rolling contact fatigue of railway wheels—the influence of defect size. *Wear*, 258(7-8) :1194–1200, 2005.

[130] M. Taraf et al. Influence de la géométrie de défauts sur la fatigue de contact de roulement dans une roue de locomotive. *Tribologie dans les transports : De l'analyse à l'échelle du contact à la fiabilité des systèmes mécaniques. Philippe Stampflé Ed. Presses Polytechniques et Universitaires Romandes*, pages 49–60, 2005.

[131] M. Taraf, M.F. Ghanameh, M. Mliha Touati, O. Oussouaddi, and A. Zeghloul. Numerical simulation of material sub-surface defects in rolling contact fatigue. In *World Tribology Congress III*, pages 101–102. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2005.

[132] E. Kabo A. Ekberg. Fatigue initiation in railway wheels—a numerical study of the influence of defects. *Wear*, 9125 :1–9, 2002.

[133] Fry GT, Lawrence FV, and Robinson AR. A model for fatigue defect nucleation in thermite rail welds. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 19(6) :655–668, 1996.

[134] Pesci Raphaël. *Etude micromécanique et caractérisation expérimentale du comportement et de l'endommagement de l'acier de cuve 16MND5 à basses températures.* PhD thesis, Arts et Métiers ParisTech, 2004.

[135] Kikuo Maeda Yukio Fujii. Flaking failure in rolling contact fatigue caused by indentations on mating surface (i) : Reproduction of flaking failure accompanied by cracks extending bi-directionally relative to the load-movement. *Wear*, 252(9-10) :787–798, 2002.

[136] K. Maeda Y. Fujii. Flaking failure in rolling contact fatigue caused by indentations on mating surface (ii) : Formation process of flaking failure accompanied by cracks extending bi-directionally relative to the load-movement. *Wear*, 252(9-10) :799–810, 2002.

[137] K. Maeda Y. Fujii. Flaking failure in rolling contact fatigue caused by indentations on mating surface. iii. mechanism of crack growth in the direction opposite to the load movement. *Wear*, 252 :811–823, 2002.

[138] Mitura K, Matusek P, and Faja R. The failure of the railway tyres, repaired by surfacing. In *Proceedings of the 10th International Wheelset Congress, Sydney, Australia*, pages 157–161, 1992.

[139] Krummenacher Gabriel, Ong Cheng Soon, Koller Stefan, Kobayashi Seijin, and Buhmann Joachim M. Wheel defect detection with machine learning. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 19(4) :1176–1187, 2017.

[140] Nielsen Jens. Out-of-round railway wheels. In *Wheel-Rail Interface Handbook*, pages 245–279. Elsevier, 2009.

[141] Müller R, Leibundgut D, Stallaert B, Pesqueux L, and Ekblad A. Validation of wheel maintenance measures on the rolling stock for reduced excitation of ground vibration. *Trafikverket, Borlänge, Sweden, Tech. Rep. RIVAS, SCP0-GA-2010-265754*, 2013.

[142] Liu Xiao-Zhou. Railway wheel out-of-roundness and its effects on vehicle-track dynamics : a review. *Data Mining in Structural Dynamic Analysis*, pages 41–64, 2019.

[143] Eric E. Magel and Joe Kalousek. The influence of creep forces on rolling contact fatigue of wheels. In *14th Wheelset Congress*, 2004.

[144] Vo KD, Zhu HT, Tieu A Kiet, and Kosasih PB. Fe method to predict damage formation on curved track for various worn status of wheel/rail profiles. *Wear*, 322 :61–75, 2015.

[145] Babette Dirks, Roger Enblom, and Mats Berg. Prediction of wheel profile wear and crack growth-comparisons with measurements. *Wear*, 366 :84–94, 2016.

[146] Paul Molyneux-Berry and Adam Bevan. Wheel surface damage : relating the position and angle of forces to the observed damage patterns. *Vehicle system dynamics*, 50(sup1) :335–347, 2012.

[147] Wandrisco JM and Dewez Jr FJ. What causes wheel tread defects ? part 1 : Shelling. *Railway Locomotives and Cars*, 1960.

[148] Dedmon Steven L. The process of spalling in railroad wheels. In *Rail Transportation Division Conference*, volume 54600, pages 167–172, 2011.

[149] Liu Yongming, Stratman Brant, and Mahadevan Sankaran. Fatigue crack initiation life prediction of railroad wheels. *International journal of fatigue*, 28(7) :747–756, 2006.

[150] Viet Jean-Jacgues, Bouvy J, Demilly F., and INGOUF T. Steel cleanliness in railway wheels : application to high speed train. In *The 14th international wheelset congress*, 2004.

[151] D.H. Stone, B.R. Rajkumar, S.M. Belport, K.L. Hawthorne, G.L. Moyar, et al. The vertical split rim wheel. In *Proceedings from the 16th International Wheelset Congress*, page 1, 2010.

[152] Boussalia L. and Bellaouar A. Numerical study of the mechanical behaviour of railway wheels containing tearing on the tread. *Third International Conference on Energy, Materials, Applied Energetics and Pollution*, 2016.

[153] Railtrack PLC. Rolling contact fatigue in rails. Technical report, RT/PWG/001, 2001.

[154] René Heyder and Marcel Brehmer. Empirical studies of head check propagation on the db network. *Wear*, 314(1-2) :36–43, 2014.

[155] Uwe Zerbst, Katrin Mädler, and Hartmut Hintze. Fracture mechanics in railway applications-an overview. *Engineering fracture mechanics*, 72(2) :163–194, 2005.

[156] John E. Garnham, David I. Fletcher, Claire L. Davis, and Francis J. Franklin. Visualization and modelling to understand rail rolling contact fatigue cracks in three dimensions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 225(2) :165–178, 2011.

[157] Schoch Wolfgang. Recommendations for strategic rail maintenance in europe : the application of anti-headcheck profiles and cyclic grinding. *Rail Engineering International*, 1, 2011.

[158] Clayton P and Brave G. Fatigue origination and growth experiment. *Rep. FRA/ORD-9UI8*, 1991.

[159] Magel Eric, Sroba Peter, Sawley Kevin, and Kalousek Joe. Control of rolling contact fatigue of rails. *Center for Surface Transportation Technology, National Research Council Canada*, 2005.

[160] Chipperfield CG. Modeling rail head fatigue using fracture mechanics. *Metals in Mining*, pages 63–67, 1981.

[161] Jeong David Y. Progress in rail integrity research. Technical report, United States. Federal Railroad Administration, 2001.

[162] Zili Li, Xin Zhao, Coenraad Esveld, Rolf Dollevoet, and Marija Molodova. An investigation into the causes of squats — correlation analysis and numerical modeling. *Wear*, 265(9-10) :1349–1355, 2008.

[163] Stuart L. Grassie, David I. Fletcher, Ezequiel Alberto Gallardo Hernandez, and Paul Summers. Studs : a squat-type defect in rails. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 226(3) :243–256, 2012.

[164] Hearle AD and Johnson Kenneth Langstreth. Mode ii stress intensity factors for a crack parallel to the surface of an elastic half-space subjected to a moving point load. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 33 :61–81, 1985.

[165] L.M. Keer, T.M. Farris, and R.K. Steele. On some aspects of fatigue crack growth in rails induced by wheel/rail contact loading. In *Proceedings from the Second International Symposium on Contact Mechanics and Wear of Wheel-Rail Systems. Kingston, RI : University of Rhode Island*, pages 327–338, 1986.

[166] Magel E, Roney M, Kalousek J, and Sroba P. The blending of theory and practice in modern rail grinding. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 26(10) :921–929, 2003.

[167] J. Kalousek H. Ghonem. Surface crack initiation due to biaxial compression/shear loading. In *Proceedings of the Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems II*, volume 15, page 339–360. University of Waterloo Press, Kingstone, RI, USA, 1986.

[168] P. Clayton X. Su. Ratchetting strain experiments with a pearlitic steel under rolling/sliding contact. *Wear*, 205(38-39) :137–143, 1997.

[169] A. Kapoor. A re-evaluation of the life to rupture of ductile metals by cyclic plastic strain. *Fatigue and fracture of engineering materials and structures*, 17(2) :201–219, 1994.

[170] R. Lundén. Fatigue durability of tread-braked railway wheels – on admissible combinations of axle load, train speed and signalling distance. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 205 :21–33, 1991.

[171] Wong SL, Bold PE, Brown MW, and Allen RJ. A branch criterion for shallow angled rolling contact fatigue cracks in rails. *Wear*, 191(1-2) :45–53, 1996.

[172] P.E. Bold, M.W. Brown, and R.J. Allen. Shear mode crack growth and rolling contact fatigue. *Wear*, 144(1-2) :307–317, 1991.

[173] R. Lundén. Cracks in railway wheels under rolling contact load. In *Tenth International Wheelset Congress : Sharing the Latest Wheelset Technology in Order to Reduce Costs and Improve Railway Productivity; Preprints of Papers*, pages 163–167. Institution of Engineers, Australia, 1992.

[174] J. Stupnicki S. Bogdanski, M. Olzak. The effects of face friction and tractive force on propagation of 3d 'squat' type of rolling contact fatigue crack. In *Proceedings of the Second Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Budapest, Hungary*, volume 134, pages 164–173, 1996.

[175] A.F. Bower. The influence of crack face friction and trapped fluid on surface initiated rolling contact fatigue cracks. *Journal of Tribology*, 110(4) :704–711, 1988.

[176] J. Stupnicki S. Bogdanski, M. Olzak. Numerical modelling of a 3d rail rcf 'squat'-type crack under operating load. *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, 21(8) :923–935, 1998.

[177] Fletcher DI and Beynon JH. The effect of intermittent lubrication on the fatigue life of pearlitic rail steel in rolling-sliding contact. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 214(3) :145–158, 2000.

[178] Makoto Ishida and Noritsugi Abe. Experimental study on rolling contact fatigue from the aspect of residual stress. *Wear*, 191(1-2) :65–71, 1996.

[179] W.E. Littmann, R.L. Widner, J.O. Wolfe, and J.D. Stover. The role of lubrication in propagation of contact fatigue cracks. *Journal of Lubrication Technology*, 90(1) :89–100, 1968.

[180] J. Kalousek, E. Magel, J. Strasser, W.N. Caldwell, G. Kanevsky, and B. Blevins. Tribological interrelationship of seasonal fluctuations of freight car wheel wear, contact fatigue shelling and composition brakeshoe consumption. *Wear*, 191(1-2) :210–218, 1996.

[181] B. Alfredsson. *A study on contact fatigue mechanisms*. PhD thesis, 2000.

[182] M. Olsson. Contact fatigue and tensile stresses. In *Beynon, et al. (Ed.), Engineering Against Fatigue*, page 651–657. AA Balkema, Netherlands, 1999.

[183] Zhou RS, Cheng HS, and Mura T. Micropitting in rolling and sliding contact under mixed lubrication. *Journal of Tribology*, 111(4) :605–613, 1989.

[184] L.M. Keer W. Cheng, H.S. Cheng. Longitudinal crack initiation under pure rolling contact fatigue. *Tribology transactions*, 37(1) :51–58, 1994.

[185] G.W. Bartley. A practical view of wheel tread shelling. In *Proceedings of the Ninth International Wheelset Congress*, page 511–514. Montreal, Canada, 1988.

[186] D. Utrata M.C. Fec. Elevated temperature fatigue behaviour of class b, c and u wheel steels. In *ASME Rail Transportation Spring Conference Proceedings*, page 33–39, 1985.

[187] P.J. Mutton S. Marich. Materials development in the australian railway industry—past, present and future. *Mech. Eng. Trans*, 15 :67–76, 1990.

[188] A.J. Opinsky. Understanding rim thermal failures in freight car wheels. In *Proceedings of the Ninth International Wheelset Congress, Montreal, Canada*, pages 5.5.1–5.5.11, 1988.

[189] J. Jergeus. *Railway wheel flats—martensite formation, residual stresses, and crack propagation*. PhD thesis, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, 1998.

[190] J.A. Rosser K.J. Sawley. Tread damage in disc-braked wheels. In *Proceedings of the Ninth International Wheelset Congress*, page 5.4.1–5.4.10. Montreal, Canada, 1988.

[191] Johan Jergeus. Martensite formation and residual stress around railway wheel flats. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C : Journal of Mechanical Engineering Science*, 212(1) :69–79, 1998.

[192] E.G. Jones K.J. Sawley, J.A. Benyon. Bainitic steels for railway wheels. In *Proceedings of the Ninth International Wheelset Congress*, page 2.6.1–2.6.12. Montreal, Canada, 1988.

[193] F.D. Fischer, W. Daves, R. Pippan, and P. Pointner. Some comments on surface cracks in rails. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 29(11) :938–948, 2006.

[194] Zafošnik Bostjan, Ulbin Miran, and Flašker Jovze. Crack propagation path in lubricated rolling-sliding contact. 2006.

[195] A. Kapoor, D.I. Fletcher, F.J. Franklin, and F. Alwahdi. Whole life rail model interim report. *RSSB Report, September*, 2002.

[196] Anders Ekberg, Åkesson Bengt, and Kabo Elena. Wheel/rail rolling contact fatigue-probe, predict, prevent. *Wear*, 314(1-2) :2–12, 2014.

[197] Elena Kabo, Anders Ekberg, P.T. Torstensson, and Tore Vernersson. Rolling contact fatigue prediction for rails and comparisons with test rig results. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 224(4) :303–317, 2010.

[198] Hamilton GM. Explicit equations for the stresses beneath a sliding spherical contact. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C : Journal of Mechanical Engineering Science*, 197(1) :53–59, 1983.

[199] Knothe Klaus and Le The Hung. A contribution to the calculation of the contact stress distribution between two elastic bodies of revolution with non-elliptical contact area. *Computers and Structures*, 18(6) :1025–1033, 1984.

[200] Akama Makoto and Mori Tadao. Boundary element analysis of surface initiated rolling contact fatigue cracks in wheel/rail contact systems. *Wear*, 253(1-2) :35–41, 2002.

[201] Bogdanski S and Lewicki P. 3d model of liquid entrapment mechanism for rolling contact fatigue cracks in rails. *Wear*, 265(9-10) :1356–1362, 2008.

[202] Busquet Magali, Baillet Laurent, Bordreuil Cyril, and Berthier Yves. 3d finite lement investigation on the plastic flows of railheads. correlation with microstructural observations. In *6th International Conference on Contact Mechanics and Wear of rail/wheel systems*, 2003.

[203] Sladkowski Aleksander and Sitarz Marek. Analysis of wheel-rail interaction using fe software. *Wear*, 258(7-8) :1217–1223, 2005.

[204] Telliskivi Tanel and Olofsson Ulf. Contact mechanics analysis of measured wheel-rail profiles using the finite element method. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 215(2) :65–72, 2001.

[205] Keer Leon M. and Bryant Michael D. A pitting model for rolling contact fatigue. *Journal of lubrication technology*, 105(2) :198–205, 1983.

[206] Pointner Peter. High strength rail steels—the importance of material properties in contact mechanics problems. *Wear*, 265(9-10) :1373–1379, 2008.

[207] G. Donzella, A. Mazzu, and C. Petrogalli. Competition between wear and rolling contact fatigue at the wheel—rail interface : some experimental evidence on rail steel. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 223(1) :31–44, 2009.

[208] D.I. Fletcher, P. Hyde, and A. Kapoor. Modelling and full-scale trials to investigate fluid pressurisation of rolling contact fatigue cracks. *Wear*, 265(9-10) :1317–1324, 2008.

[209] M. Akama and T. Nagashima. Some comments on stress intensity factor calculation using different mechanisms and procedures for rolling contact fatigue cracks. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 223(3) :209–221, 2009.

[210] Zakharov Sergey, Kharris, Landgren, Turne, and Eberson. *Guidelines to best practices for heavy haul railway operations : wheel and rail interface issues*. 2001.

[211] Sroba P, Magel E, and Prahl F. Improved profiles need special grinding. *Railway Track and Structures*, 100(12), 2004.

[212] Meyler D, Sroba P, and Magel E. Reducing operating costs through improved wheel performance. In *International Wheelset Congress, Rome September*, 2001.

[213] Magel Eric and Kalousek Joe. Designing and assessing wheel/rail profiles for improved rolling contact fatigue and wear performance. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 231(7) :805–818, 2017.

[214] Tournay HM. Rail/wheel interaction from a track and vehicle design perspective. In *Proc. of Intern. Heavy Haul Association's Conf. on wheelrail interaction (14-17 June 1999). Moscow*, pages 54–55, 1999.

[215] Magel Eric, Kalousek Joe, and Caldwell Robert. A numerical simulation of wheel wear. *Wear*, 258(7-8) :1245–1254, 2005.

[216] Tumanishvili George, Nadiradze Tengiz, and Tumanishvili Ioseb. Improving of operating ability of wheels and rail tracks. *Transport Problems*, 9, 2014.

[217] Roney M and Lamson S. Development of rail profile grinding on cp rail. In *Proceedings of the Third International Heavy Haul Conference, Vancouver Canada*, 1986.

[218] Kalousek J. The unparalleled benefits of the nrc's eight 8-in railhead profiles. *Proceedings AREA committee# 4 : Rail*, 1992.

[219] Wu H, Kalay Semih, Hou K, and Thompson R. Management of wheel/rail contact interface in heavy haul operations. *Proceedings-Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Firenze, Italy*, 2009.

[220] Pohl Rainer, Krull Ronald, and Meierhofer Roger. A new eddy current instrument in a grinding train. In *9th European Conference on NDT*, pages 1–7. European Federation for Non-Destructive Testing, 2006.

[221] Bartoli Ivan, di Scalea Francesco Lanza, Fateh Mahmood, and Viola Erasmo. Modeling guided wave propagation with application to the long-range defect detection in railroad tracks. *Ndt and E International*, 38(5) :325–334, 2005.

[222] Kenderian Shant, Cerniglia Donatella, Boro Djordjevic B, and Green Jr Robert E. Laser-generated acoustic signal interaction with surface flaws on rail wheels. *Research in Nondestructive Evaluation*, 16(4) :195–207, 2005.

[223] Iwnicki Simon. *Handbook of railway vehicle dynamics*. CRC press, 2006.

[224] Bosso Nicola. *Mechatronic modeling of real-time wheel-rail contact*. Springer, 2013.

[225] Yuan Zewang, Wu Mengling, Tian Chun, Zhou Jiajun, and Chen Chao. A review on the application of friction models in wheel-rail adhesion calculation. *Urban Rail Transit*, 7(1) :1–11, 2021.

[226] Lubrication, Wear Group, Haines DJ, and Ollerton E. Contact stress distributions on elliptical contact surfaces subjected to radial and tangential forces. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 177(1) :95–114, 1963.

[227] Garg VK and Dukkipati RV. Dynamics of railway vehicle systems, chapter 3 : Description of the railway vehicle models and track geometry, 1984.

[228] Carter Frederick William. On the action of a locomotive driving wheel. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, containing papers of a mathematical and physical character*, 112(760) :151–157, 1926.

[229] Fromm Hans. Berechnung des schlupfes beim rollen deformierbarer scheiben. *ZAMM-Journal of Applied Mathematics and Mechanics/Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, 7(1) :27–58, 1927.

[230] Amontons Guillaume. *De la résistance causée dans les machines The resistance caused in the machines*. Herman HJ Lynge and Son, 2000.

[231] Coulomb CA. Théorie des machines simples (simple mechanical theory). *Mémoires de Mathématique et de Physique de l'Academie des Sciences*, 10 :161–331, 1785.

[232] Kumagai N, Ishikawa H, Haga K, Kigawa T, and Nagase K. Factors of wheel flats occurrence and preventive measures. *Wear*, 144(1-2) :277–287, 1991.

[233] Sroba P, Roney M, Dashko R, and Magel E. Canadian pacific railway's 100% effective lubrication initiative. In *Proceedings of the Presentation for AREMA 2001 Conference and Exhibition, Chicago, Illinois*, pages 9–12, 2001.

[234] Magel Eric and Liu Yan. Study of friction-measurement, analysis and practical implications for the wheel/rail contact. In *Proceedings of the 8th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*, pages 239–245. Firenze, 2009.

[235] Rippeth D, Kalousek J, and Simmons J. A case study of the effect of lubrication and profile grinding on low rail roll-over derailments at csx transportation. *Wear*, 191(1-2) :252–255, 1996.

[236] Hutchings Ian. *Tribology : friction and wear of engineering materials*. CRC Press, London, 1992.

[237] Ulf Olofsson and Rickard Nilsson. Surface cracks and wear of rail : A full-scale test on a commuter train track. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 216(4) :249–264, 2002.

[238] Sroba Peter and Roney Mike. Rail grinding best practices. In *Proceedings of the Annual Conference of the American Railway Engineering and Maintenance of Way Association, Chicago, IL*. Citeseer, 2003.

[239] Eadie Donald T, Santoro Marco, and Powell Ward. Local control of noise and vibration with keltrack™ friction modifier and protector trackside application : an integrated solution. *Journal of sound and vibration*, 267(3) :761–772, 2003.

[240] Eadie Donald T, Kalousek Joe, and Chiddick Kelvin C. The role of high positive friction (hpf) modifier in the control of short pitch corrugations and related phenomena. *Wear*, 253(1-2) :185–192, 2002.

[241] Eadie DT, Vidler B, Hooper NE, and Makowsky T. Top of rail friction control : lateral force and rail wear reduction in a freight application. *Proceedings of the International Heavy Haul Association, Fort Worth, Texas*, 2003.

[242] Stock Richard, Eadie Donald T, Elvidge Dave, and Oldknow Kevin. Influencing rolling contact fatigue through top of rail friction modifier application–a full scale wheel-rail test rig study. *Wear*, 271(1-2) :134–142, 2011.

[243] Ishida Makoto, Ban Takumi, Iida Kohei, Ishida Hiroaki, and Aoki Fusayoshi. Effect of moderating friction of wheel/rail interface on vehicle/track dynamic behaviour. *Wear*, 265(9-10) :1497–1503, 2008.

[244] Chattopadhyay Gopi, Reddy Venkatarami, and Larsson-Kraaik P-O. Decision on economical rail grinding interval for controlling rolling contact fatigue. *International Transactions in Operational Research*, 12(6) :545–558, 2005.

[245] Sawley K. Grinding trial results on canadian national and norfolk southern railroads.". *Technology Digest*, pages 98–033, 1998.

[246] Sinclair J. Friction modifiers, in "vehicle track interaction : identifying and implementing solutions". In *IMechE Seminar, February 17th*, 2004.

[247] Roney MD and Ebersohn W. Maintaining optimal wheel and rail performance. *Guidelines to Best Practices for Heavy Haul Railway Operdtions : Wheel and Rail Interface Issues*, 2001.

[248] Kalousek J. Modifying and managing friction. *Railway track and structures*, 1997.

[249] Sundh Jon and Olofsson Ulf. Seizure mechanisms of wheel-rail contacts under lubricated conditions using a transient ball-on-disc test method. *Tribology international*, 41(9-10) :867–874, 2008.

[250] Reiff R and Creggor D. Systems approach to best practice for wheel and rail friction control. In *International Heavy Haul Conference*, pages 14–17, 1999.

[251] Allen RA, Mimis WE, Rownd RC, and Singh SP. Energy savings due to wheel/rail lubrication—seaboard system test and other investigations. *ASME*, 1985.

[252] Samuels JM and Tharp DB. Reducing train rolling resistance by on-board lubrication. In *Proceedings of the 2nd Rail and Wheel Lubrication Symposium, Memphis, USA*, 1987.

[253] Clayton P, Danks D, and Steele RK. Laboratory assessment of lubricants for wheel/rail applications. *Lubrication engineering*, 45(8) :501–506, 1989.

[254] Waara Patric. Lubricant influence on flange wear in sharp railroad curves. *Industrial lubrication and tribology*, 2001.

[255] Li Zili, Arias-Cuevas Oscar, , Lewis Roger, and Gallardo-Hernandez Alberto. Rolling-sliding laboratory tests of friction modifiers in leaf contaminated wheel-rail contacts. In *International Joint Tribology Conference*, volume 43369, pages 213–215, 2008.

[256] Eadie D and Santoro M. Railway noise and the effect of top of rail liquid friction modifiers : changes in sound and vibration spectral distributions. In *6th Int'l Conf. on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*, 2003.

[257] Matsumoto Akira, Sato Yasuhiro, Ono Hiroyuki, Wang Yonjin, Yamamoto Masayuki, Tanimoto Masuhisa, and Oka Yasushi. Creep force characteristics between rail and wheel on scaled model. *Wear*, 253(1-2) :199–203, 2002.

[258] Tomeoka Masao, Kabe Naoji, Tanimoto Masuhisa, Miyauchi Eiji, and Nakata Machi. Friction control between wheel and rail by means of on-board lubrication. *Wear*, 253(1-2) :124–129, 2002.

[259] Lewis R, Dwyer-Joyce RS, and Lewis J. Disc machine study of contact isolation during railway track sanding. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 217(1) :11–24, 2003.

[260] Olofsson Ulf. Adhesion and friction modification. In *Wheel-Rail Interface Handbook*, pages 510–527. Elsevier, 2009.

[261] Lewis R and Dwyer-Joyce RS. Wear at the wheel/rail interface when sanding is used to increase adhesion. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 220(1) :29–41, 2006.

[262] Gallardo-Hernandez Ezequiel Alberto and Lewis R. Twin disc assessment of wheel/rail adhesion. *Wear*, 265(9-10) :1309–1316, 2008.

[263] Lewis R, Gallardo EA, Cotter J, and Eadie DT. The effect of friction modifiers on wheel/rail isolation. *Wear*, 271(1-2) :71–77, 2011.

[264] Xin Qianfan. Durability and reliability in diesel engine system design. *Diesel Engine System Design*, pages 113–202, 2013.

[265] Farhat Hiyam. *Operation Maintenance and Repair of Land-Based Gas Turbines*. Elsevier, 2021.

[266] Ringsberg JW, Loo-Morrey Marianne, Josefson BL, Kapoor Ajay, and Beynon J Ho. Prediction of fatigue crack initiation for rolling contact fatigue. *International Journal of fatigue*, 22(3) :205–215, 2000.

[267] Curiel FF, Ambriz RR, Garcia MA, Ramirez MC, and Garcia S. Smith watson and topper model in the determination of the fatigue life of an automotive steel. In *International Conference on New Trends in Fatigue and Fracture*, pages 197–207. Springer, 2017.

[268] Thorberntsson Hans Ekh Magnus, Johansson Anders and Josefson B Lennart. Models for cyclic ratchetting plasticity—integration and calibration. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 122(1) :49–55, 2000.

[269] Luca Susmel. *Multiaxial notch fatigue*. Elsevier, 2009.

[270] Abaqus Analysis User's Guide. Materials, inelastic mechanical properties, metal plasticity, models for metals subjected to cyclic loading, version 6.14. *ABAQUS Inc.*, 2014.

[271] Jean Lemaitre, Jean-Louis Chaboche, Ahmed Benallal, and Rodrigue Desmorat. *Mécanique des matériaux solides*, volume 2. Dunod Paris, 1985.

[272] Taraf Modar. *Endommagement par fatigue de contact d'une roue ferroviaire : étude numérique par éléments finis*. PhD thesis, Université Paul Verlaine-Metz, 2008.

[273] Jonas W. Ringsberg. Life prediction of rolling contact fatigue crack initiation. *International Journal of fatigue*, 23(7) :575–586, 2001.

[274] Yukitaka Murakami and M Endo. Effects of defects, inclusions and inhomogeneities on fatigue strength. *International journal of fatigue*, 16(3) :163–182, 1994.

[275] ALACOQUE Jean-Claude and CHAPAS Pierre. Transport ferroviaire : gestion de l'adhérence. *Transport*, 500 :5535, 2005.

[276] Abderrahim Zeghloul. *Mécanique de la rupture*. Université de Lorraine, 2022.

[277] Xia Fujie, Cole Colin, and Wolfs Peter. The dynamic wheel-rail contact stresses for wagon on various tracks. *Wear*, 265(9-10) :1549–1555, 2008.

[278] Azadi Mohammad. Failure analysis and prevention in powertrain systems. In *Handbook of Materials Failure Analysis with Case Studies from the Aerospace and Automotive Industries*, pages 471–492. Elsevier, 2016.

[279] Lewis SR, Lewis R, Richards P, and Buckley-Johnstone LE. Investigation of the isolation and frictional properties of hydrophobic products on the rail head, when used to combat low adhesion. *Wear*, 314(1-2) :213–219, 2014.

[280] Moore Desmond F. *Principles and Applications of Tribology : Pergamon International Library of Science, Technology, Engineering and Social Studies : International Series in Materials Science and Technology*, volume 14. Elsevier, 2013.

[281] Cummings Scott M and Lauro Don. Inspections of tread damaged wheelsets. In *Rail Transportation Division Conference*, volume 43345, pages 9–14, 2008.

[282] Zhang H. Surface characterization techniques for polyurethane biomaterials. In *Advances in polyurethane biomaterials*, pages 23–73. Elsevier, 2016.

[283] Ghadimi Behzad, Nikraz Hamid, and Rosano Michele. Dynamic simulation of a flexible pavement layers considering shakedown effects and soil-asphalt interaction. *Transportation Geotechnics*, 7 :40–58, 2016.

[284] Soomro ZA. Analysis for angular velocity of railway wheelset measurement and creep error estimation. *International Robotics and Automation Journal*, 5(2) :63–67, 2019.

[285] Thompson DJ. Wheel-rail noise generation, part v : inclusion of wheel rotation. *Journal of sound and vibration*, 161(3) :467–482, 1993.

[286] Shabana Ahmed. *Dynamics of multibody systems*. Cambridge university press, 2005.

[287] Klingel W. Uber den lauf der eisenbahnwagen auf gerader bahn. *Organ fur die Fortschritte des Eisenbahnwesens in technischer Beziehung*, 1883.

[288] Meijaard JP. The motion of a railway wheelset on a track or on a roller rig. *Procedia IUTAM*, 19 :274–281, 2016.

[289] Kendra M, Masek I, and Babin M. Impact of railway infrastructure parameters on safety of goods transportation by railways. *Machines, Technologies, Materials : International Virtual Journal*, 8(3) :44–47, 2014.

[290] Allen Leonard. Preliminary impact load assessment of ballast deck prestressed concrete bridges. Technical report, 2007.

[291] Zhan Y. Meschke G. Timothy J.J., Iskhakov T. *A multiscale model for high performance frc. In : Strain-hardening cementbased composites : SHCC4*. Springer, Netherlands, 2018.

[292] Johar Ciptokusumo, Kirsten Weide-Zaage, and Oliver Aubel. Investigation of stress distribution in via bottom of cu-via structures with different via form by means of submodeling. *Microelectronics Reliability*, 49(9-11) :1090–1095, 2009.

[293] B. De Saint-Venant. Mémoire sur la torsion des prismes. *Mémoires des Savants étrangers*, 14 :233–560, 1855.

[294] Chenyang Zhao, Arash Alimardani Lavasan, and Tom Schanz. Application of submodeling technique in numerical modeling of mechanized tunnel excavation. *International Journal of Civil Engineering*, 17(1) :75–89, 2019.

[295] Brunel JF, Charkaluk E, Dufrenoy P, and Demilly F. Rolling contact fatigue of railways wheels : Influence of steel grade and sliding conditions. *Procedia Engineering*, 2(1) :2161–2169, 2010.

[296] Kiani M and Fry GT. Fatigue analysis of railway wheel using a multiaxial strain-based critical-plane index. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 41(2) :412–424, 2018.

[297] Verma Virendra Kumar, Naseem Hamza, Raman S Ganesh Sundara, Murthy H, Majila Anuradha Nayak, and Fernando D Chandru. Effect of contact pressure and stress ratio on the fretting fatigue behaviour of ti-6al-4v. *Materials Science and Engineering : A*, 707 :647–656, 2017.

[298] Srivastava Jay Prakash, Sarkar Prabir Kumar, Kiran MV Ravi, and Ranjan Vinayak. A numerical study on effects of friction-induced thermal load for rail under varied wheel slip conditions. *Simulation*, 95(4) :351–362, 2019.

[299] Paul Surajit Kumar. A critical review of experimental aspects in ratcheting fatigue : microstructure to specimen to component. *Journal of Materials Research and Technology*, 8(5) :4894–4914, 2019.

[300] Wei Zhigang, Goehring Thomas, Mioduszewski Melany, Luo Limin, Kotrba Adam, Rybarz Marek, Ellinghaus Kay, and Pieszkalla Markus. Failure mechanisms and modes analysis of vehicle exhaust components and systems. In *Handbook of Materials Failure Analysis with Case Studies from the Aerospace and Automotive Industries*, pages 393–432. Elsevier, 2016.

[301] Nikas Dimitrios. *Effect of Temperature on Mechanical Properties of Railway Wheel Steels*. Chalmers Tekniska Hogskola (Sweden), 2016.

[302] Yildirim Halid Can and Marquis Gary B. Fatigue strength improvement factors for high strength steel welded joints treated by high frequency mechanical impact. *International Journal of Fatigue*, 44 :168–176, 2012.

[303] Vermeij I, Bontekoe T, Liefting G, and Peen J. Optimisation of rolling stock wheelset life through better understanding of wheel tyre degradation. *International Journal of Railway*, 1(3) :83–88, 2008.