

Thèse

pour l'obtention du grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ LILLE 1

Spécialité

MÉCANIQUE DES SOLIDES, DES MATÉRIAUX, DES STRUCTURES ET DES
SURFACES

présentée par

Loïc SAINT-AIMÉ

Équipe d'accueil : LABORATOIRE DE MÉCANIQUE DE LILLE (FRE 3723)
École Doctorale : ÉCOLE DOCTORALE SCIENCES POUR L'INGÉNIEUR (SPI) n° 72
Composante universitaire : UNIVERSITÉ LILLE 1

Titre de la thèse :

Simulation numérique transitoire de la sollicitation cyclique du contact roue-rail

Soutenue le 11 Décembre 2017 devant la commission d'examen.

Composition du jury :

A. SAULOT	INSA LYON	<i>Rapporteur</i>
F. MOREL	ARTS ET MÉTIERS PARISTECH D'ANGERS	<i>Rapporteur</i>
S. BOUVIER	UTC COMPIÈGNE	<i>Examinatrice</i>
W. EICHLSEDER	MONTANUNIVERSITÄT LEOBEN	<i>Examineur</i>
T. M.-L. NGUYEN-TAJAN	SNCF	<i>Examineur</i>
S. ASSAF	IRT RAILENIUM	<i>Examineur</i>
S. SIMON	RATP	<i>Invité</i>
P. DUFRÉNOY	UNIVERSITÉ LILLE 1	<i>Directeur de thèse</i>
E. CHARKALUK	ÉCOLE POLYTECHNIQUE	<i>Co-directeur de thèse</i>

À Sarah, mes parents, ma famille ...

Remerciements

Cette thèse a été réalisée au sein du Laboratoire de Mécanique de Lille (LML). Sans l'implication considérable d'un certain nombre de collègues chercheurs, cet accomplissement n'aurait pas pu avoir lieu. Ainsi, je tiens à remercier tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin, à l'avancement de mon travail.

Je tiens tout spécialement à remercier mes directeurs de thèse, Philippe DUFRÉNOY et Éric CHARKALUK, pour m'avoir soutenu tant scientifiquement que moralement tout au long de la thèse. Je les remercie également pour m'avoir donné goût à la recherche, je suis fier d'avoir fait partie de vos équipes respectives. La justesse de vos commentaires, les très nombreuses discussions, les points presque quotidiens, ont fait de ce travail une passionnante expérience de vie. Vos qualités scientifiques et humaines m'ont permis de me surpasser à maintes reprises et pour cela, je vous en serais toujours reconnaissant.

Je tiens ensuite à remercier Aurélien SAULOT et Franck MOREL d'avoir accepté d'être les rapporteurs de cette thèse et de l'intérêt qu'il porte à mon travail. Je souhaite également remercier Salima BOUVIER, Wilfried EICHLSEDER, Thi Mac Lan NGUYEN-TAJAN, Samuel SIMON et Samir ASSAF d'avoir accepté de faire partie de mon jury. C'est pour moi un honneur d'avoir pu profiter d'un jury d'une telle qualité scientifique.

Je remercie l'IRT Railenium d'avoir financé cette thèse dans le cadre du projet CERVIFER. En particulier, un grand merci à Samir ASSAF pour son soutien et ses conseils très pertinents durant les réunions de suivi de thèse. Mes sincères remerciements s'adressent aussi à Samuel SIMON de la RATP et Benoît DYLEWSKI de l'UTC, pour l'appui industriel et les retours d'expériences qui m'ont été des atouts considérables pour l'avancée de mes travaux. Ce fut très enrichissant de pouvoir échanger avec vous.

J'ai forcément une pensée spéciale pour l'équipe de Polytech' Lille : Kévin, Martin, Florent, Jean-François, Vincent, Anne-Lise, Itziar, Amavi, Alexandre, Sofiane, Jessie, Yassine, Quentin, Ruddy, Kékéli et Esso. Pour les moments de détente et le soutien qu'ils ont su m'apporter, je tiens à vous exprimer toute ma reconnaissance. Vous allez me manquer mes amis.

Enfin, Je remercie toute ma famille qui m'a toujours soutenu durant toutes mes études et qui m'ont permis de mener à terme tout mes projets. Si j'en suis arrivé là c'est grâce à vous.

Je tiens également à remercier mes amis de toujours, de Cayenne à Paris ou ailleurs. La liste est bien trop longue pour vous citer mais je sais que vous vous reconnaitrez. Merci à vous tous.

Enfin, Je termine par celle qui m'a accompagné et (sup)porté tout au long de ce travail. Sarah, par ton amour et tes encouragements inconditionnels, tu as su me prouver que je pouvais y arriver. Ce fruit de mon travail, je te le dédie.

Abstract

As a result of repeated loading induced by train passages, rails are subjected to rolling contact fatigue cracks. Once initiated, cracks could propagate and lead to rail failure. In a context of increased traffic and overall increase in traffic speeds, maintenance policy optimization becomes strategic for railway companies. Thus to define an enhanced planning of maintenance, a better understanding of rail fatigue damage mechanisms is crucial.

Under the circumstances, a 3D wheel-rail rolling contact finite element model has been developed in order to reproduce « Head Check » cracks initiation mechanisms. This model is used as a reference in a calculation procedure that allows sequential repeated wheel-rail rolling contact loading. A cyclic elastoplastic constitutive model is attributed to the rail. Thus this calculation procedure is used to analyze the influence of plasticity on contact pressure distribution and consequently on residual mechanical fields in the rail during cyclic loading. It is shown that contact conditions evolution during repeated loading must be considered in the first order.

The results allowed the identification of potential Head Check cracks initiation zones that correspond to material points on which plastic deformation accumulates significantly. Indeed, there is a correspondence between the « accommodated » principal plastic strain directions and orientation of micro-cracks initiated on rails surface subjected to low cumulative tonnage (0-10MGT). This reinforces the fact that our proposed method is a promising tool for 3D wheel-rail rolling contact fatigue simulation.

Keywords : numerical simulation, contact, plasticity, cyclic loading, fatigue, Head Check cracks.

Résumé

Sous l'effet des sollicitations mécaniques répétées induites par les passages des trains, on observe l'apparition de fissures de fatigue de contact dans les rails. Une fois amorcées, celles-ci peuvent se propager et mener à la rupture du rail. Dans un contexte d'intensification du trafic et d'augmentation globale des vitesses de circulation, l'optimisation de la politique de maintenance devient stratégique pour les entreprises du transport ferroviaire. Ainsi pour définir une planification optimisée des opérations de maintenance, une meilleure connaissance des mécanismes d'endommagement par fatigue du rail s'avère indispensable.

Dans ce contexte, un modèle 3D éléments finis du contact roue/rail en courbe a été développé pour reproduire les mécanismes d'amorçage des fissures « Head Check ». Ce modèle, sert de référence dans une procédure de calcul qui permet de réaliser en séquentiel la sollicitation répétée du contact roue/rail. Un comportement élasto-plastique à écrouissage cyclique est attribué au rail. Cette modélisation a permis d'analyser l'influence de la plasticité sur la distribution de la pression de contact et sur les champs mécaniques résiduels au sein du rail au cours du chargement cyclique. Il ainsi est montré que l'actualisation du contact au cours des chargements répétés est du premier ordre.

Les résultats ont permis d'identifier des zones potentielles d'amorçage de fissures de Head Check correspondant à des points matériels sur lesquels la déformation plastique s'accumule de manière considérable. En effet, on observe une correspondance entre ces orientations « accommodées » de la déformation plastique principale et l'orientation des micro-fissures amorcées sur la surface des rails ayant cumulé un faible tonnage (0-10 MGT). Ceci conforte le fait que la méthode proposée est un outil prometteur pour la simulation 3D de la fatigue du contact roue-rail.

Mots-clés : simulation numérique, contact, plasticité, chargement cyclique, fatigue, fissures de Head Check.

Table des figures

A.1	Représentation schématique de la propagation de fissures initiées en surface, Ekberg et Kabo (2005).	4
A.2	(a) description surfacique d'un squat mature, (b) Colonie de squats, Simon (2014).	5
A.3	Représentation de la compétition déformation/détachement/transformation, Simon <i>et al.</i> (2013).	7
A.4	(a) Défauts de Head Check sur le congé actif d'un rail, (b) Propagation d'une fissure de Head Check dans la tête de rail, Dollevoet (2010).	8
A.5	(a) Contact roue/rail en courbe, (b) Contact roue/rail en alignement, Trollé (2014).	8
A.6	Principe de l'estimation de la déformation plastique de la microstructure, Alwahdi <i>et al.</i> (2013).	11
A.7	Représentations schématiques des essais (a) HPT (<i>High-Pressure Torsion</i>) et (b) ECAP (<i>Equal Channel Angular Pressing</i>).	12
A.8	Micrographies MEB de l'évolution de la microstructure perlitique R260 en fonction de la déformation plastique sévère générée par l'essai <i>HPT</i> , (a) rail neuf, (b) $\varepsilon_{eq} = 4$, (c) $\varepsilon_{eq} = 8$ et (d) $\varepsilon_{eq} = 16$, Hohenwarter <i>et al.</i> (2011).	13
A.9	Échantillons neuf et déformé par l'essai HPT et une éprouvette de traction extraite d'un échantillon, Larijani <i>et al.</i> (2015).	13
A.10	Courbes de traction d'éprouvettes pré-écrouies à différents niveaux de déformation par l'essai HPT, Larijani <i>et al.</i> (2015).	13
A.11	(a) micrographie MEB d'une section d'un échantillon de rail R260 obtenu à l'issue d'un essai ECAP, (b) définition des axes de sollicitations et de l'orientation des éprouvettes pour les essais de traction et (c) résultats des essais de traction, Wetscher (2006).	14
A.12	(a) Observation au microscope électronique à transmissions (MET) d'un échantillon de fil tréfilé déformé à $\varepsilon_{eq} = 0,68$ et (b) représentation schématisée des dislocations dans les lamelles de ferrite au sein d'une structure perlitique (extraites de Zhang <i>et al.</i> (2011)).	15

A.13	Micrographies MEB de la propagation de fissures au sein de la microstructure déformée d'un rail usagé en acier R260 : (a) microstructure en surface très sévèrement déformée, (b) microstructure modérément déformée à 1 mm sous la surface et (c) microstructure à cœur (5 mm de profondeur). Légende : (1) ferrite pro-eutectoïde aux joints de grains initiaux d'austénite, (2) et (3) frontières de nodule de perlite, (4) inclusion de sulfure de manganèse, (5) délamination aux abords d'une inclusion, (6) et (7) fissures amorcées en surface se propageant le long de joints de grains d'austénite en présence de ferrite pro-eutectoïde, (Garnham et Davis (2011)).	16
I Etat de l'art - modélisation du contact roue/rail		
I.1	Contact entre deux solides purement élastiques : théorie de Hertz (1882).	25
I.2	Théorie de Hertz : cas du contact roue/rail, Ayasse et Chollet (2006).	26
I.3	Estimation de pression de contact : (a) cas élastique et (b) cas élasto-plastique, Zhao et Li (2015).	29
I.4	Concept du « shakedown » - états limites sous chargements cycliques, Johnson (1987).	30
I.5	Diagramme d'adaptation et d'accommodation (<i>shakedown map</i>) pour un cas général de contact roulant, Ponter <i>et al.</i> (2006).	31
I.6	Comparaisons des prédictions d'écoulement plastique en cisaillement orthogonal (γ_{xz}), Ringsberg (2000).	33
II Simulation numérique du contact roue/rail - cas de la voie rectiligne		
II.1	Procédures du calcul cyclique du contact roue/rail.	41
II.2	Paramétrage du modèle éléments finis du contact roue/rail.	44
II.3	Définition des mécanismes d'écrouissage.	48
II.4	Principales caractéristiques du modèle à écrouissage cinématique non-linéaire de Frederick et Armstrong (1966) pour reproduire les réponses cycliques. Tirés de Lemaitre <i>et al.</i> (1985).	50
II.5	Définition des trois maillages pour la discrétisation spatiale de la zone d'analyse du rail.	53
II.6	Distribution de la pression de contact sur la surface du rail - Description de la zone d'analyse des résultats (zone verte sur Fig.II.5).	53
II.7	Distribution de la contrainte équivalente de von Mises effective au passage effectif de la roue.	54
II.8	Distributions de la déformation plastique équivalente de von Mises consécutivement au passage de la roue.	54
II.9	Stratégie de l'estimation de la raideur radiale de la roue.	56
II.10	Estimation du surcroît de la raideur radiale de la roue due à la réduction géométrique.	57
II.11	Effet de la réduction géométrique de la roue sur la distribution de pression de contact.	58
II.12	Définition de l'interaction roue/rail (schéma issu de Barbinta <i>et al.</i> (2014)).	59

II.13	Comparaisons des pressions de contact sur la surface du rail : (a) empreintes de contact, (b) distributions latérales des maximas de pression de contact (éléments finis/analytiques), (c) cartographie d'un champ de pression d'un contact élasto-plastique et (d) comparaison de distributions latérales des maximas de pression de contact (élastique/plastique).	61
II.14	Méthode d'application du champs de pression de contact mobile sur la surface du rail.	62
II.15	Méthode d'actualisation des profils de rail et de roue.	64
II.16	Évolution de la pression de contact au cours de 25 passages de roue.	65
II.17	Comparaison des prédictions d'évolution de profil du rail : Profil de rail neuf de type 60E1 (en noir), déformée du profil selon la méthode <i>RRC</i> (en vert) et déformée du profil selon la méthode <i>RMP</i> (en rouge).	66
II.18	Directions principales des contraintes résiduelles sur la surface du rail : (a) et (b) approche <i>RMP</i> ; (c) et (d) approche <i>RRC</i>	68
II.19	Évolution des directions principales des contraintes selon les deux approches de sollicitation ¹	69
II.20	Redistribution de la pression de contact obtenue par la méthode <i>RRC</i>	70
II.21	Distribution de la déformation plastique équivalente de von Mises au 25 ^{ième} cycle : (a) approche <i>RMP</i> , (b) approche <i>RRC</i>	71
II.22	Boucles contrainte - déformation plastique suivant la direction normale à la surface du rail.	72
II.23	Boucles contrainte - déformation plastique suivant la direction longitudinale du rail.	73
II.24	Boucles contrainte - déformation plastique de cisaillement dans le plan longitudinal du rail.	74
II.25	(a) Évolution des trajets de chargement extraits au point matériel où la déformation plastique équivalente de von Mises est maximale au cours de 25 cycles de chargement.	75
II.26	Résultats d'un essai de rochet sous chargement bi-axial non-proportionnel en torsion-compression réalisé sur des éprouvettes en acier AISI 1070 (C70) : (a) trajet de chargement bi-axial à niveaux de contraintes imposées et (b) réponses cycliques en déformations bi-axiales (<u>Note</u> : la déformation sur ce graphique correspond à la déformation conventionnelle exprimée en (mm/mm)), issus de Jiang et Sehitoglu (1994).	76
II.27	Réponses cycliques en déformations plastiques bi-axiales obtenues avec les méthodes (a) <i>RMP</i> et (b) <i>RRC</i>	76
II.28	Distributions de la contrainte de cisaillement (σ_{XZ}) à l'instant où la charge du 25 ^{ième} cycle approche le point matériel évalué.	78
II.29	(a) Évolution des cycles de contraintes de cisaillement appliqués au point matériel et (b) les déformations plastiques associées prédits avec la méthode <i>RRC</i>	79

III Simulation numérique du contact roue/rail - cas de la voie en courbe

III.1	Problématique du Head Check : (a) conditions de contact, (b) Fissures Head Check sur le congé du rail et (c) Faciès de rupture dû au Head Check.	87
-------	--	----

III.2	(a) État de surface d'un rail en acier perlitique R260 après 6 mois d'exploitation, Simon (2014) et (b) Interaction roue/rail en courbe.	88
III.3	Modélisation par éléments finis de la sollicitation multi-contact du rail, Ringsberg et Josefson (2001).	89
III.4	(a) Échantillonnage d'un rail en présence de Head Check, Dylewski (2016) et (b) Définition géométrique du modèle.	91
III.5	Définition du modèle EF développé par Deng <i>et al.</i> (2015).	91
III.6	Comparaison des solutions de contact déterminées sur la surface du congé actif du rail par le modèle EF de Deng <i>et al.</i> (2015) et le modèle de Kalker (1991) (CONTACT) : (a) distributions de la pression de contact maximale selon les directions longitudinale (à gauche) et latérale (à droite) et (b) distribution des efforts tangentiels pour $\mu = 0$ (à gauche) et $\mu = 0,3$ (à droite).	92
III.7	Définition du modèle éléments finis à géométrie de roue réduite : (a) définition du maillage du rail et de la (b) roue.	93
III.8	Paramétrage du modèle éléments finis à géométrie de roue réduite.	94
III.9	Paramétrage du modèle éléments finis à géométrie de roue complète.	94
III.10	Comparaison des distributions de pression de contact (cas purement élastique) : (a) cas du modèle à géométrie de roue complète et (b) cas du modèle à géométrie de roue réduite.	96
III.11	Comparaison des distributions d'efforts tangentiels au contact (cas purement élastique) : (a) cas du modèle à géométrie de roue complète et (b) cas du modèle à géométrie de roue réduite.	96
III.12	Evolution de la pression de contact extraite sur une ligne de nœuds (illustrée à gauche) contenant les valeurs maximales de la distribution durant 70 passages de roue.	99
III.13	Comparaison des aires de contact (en vue de dessus sur tronçon du rail) déterminées lors du 1 ^{er} passage de roue (en vert) et lors du 70 ^{ème} passage (en rouge).	99
III.14	Micrographies MEB sur une coupe transversale du congé actif d'un rail (<i>GC</i>) après 3 mois d'exploitation. La courbe jaune correspond à la géométrie d'un profil de rail neuf en cette zone. L'évolution de la ferrite proeutectoïde (en rouge) et de la perlite (en blanc) en proche surface mise en évidence par traitement d'image, Dylewski (2016).	100
III.15	Evolution des conditions de contact représentée en vue de dessus sur la surface du rail avec l'accumulation du chargement : (a) les statuts de contact et (b) la distribution des efforts tangentiels en Newton.	101
III.16	Évolution du profil de rail avec l'accumulation des passages de roues (70 cycles) : (a) déformées successives du profil de rail, (b) variations géométriques du profil de rail en fonction de la position latérale sur le rail.	102
III.17	Évolution du profil de rail avec l'accumulation du tonnage, Dylewski <i>et al.</i> (2016).	103
III.18	Évolution du profil de rail prédite par la méthode <i>RRC</i> pour 70 passages de roue.	103
III.19	Boucles contrainte-déformation plastique s'exerçant selon la direction normale du rail aux points matériels les plus sollicités en surface : (a) Gauge Corner et (b) Gauge Shoulder.	104

III.20	Boucles contrainte-déformation plastique s'exerçant selon la direction longitudinale du rail aux points matériels les plus sollicités en surface : (a) Gauge Corner et (b) Gauge Shoulder.	105
III.21	Boucles contrainte-déformation plastique s'exerçant en cisaillement selon le plan longitudinale du rail aux points matériels les plus sollicités en surface : (a) Gauge Corner et (b) Gauge Shoulder.	106
III.22	Distributions du champ de contrainte de cisaillement σ_{XZ} juste après le passage de la roue sur les points matériels GC et GS au cycle 1 (a) et au cycle 70 (b). . .	106
III.23	Distribution de la déformation plastique principale maximale à l'issue du 1 ^{er} et 70 ^{ième} cycle.	108
III.24	Évolution de la déformation plastique principale maximale $\varepsilon_p I$ sur la surface du rail au niveau des points GC (en rouge) et GS (en noir).	108
III.25	Paramétrage de l'orientation des fissures de Head Check.	109
III.26	Orientations des directions de la déformation plastique principale maximale sur la surface du rail à l'issue du 1 ^{er} (a,c) et du 70 ^{ème} passage de roues (b,d).	110
III.27	Évolution de l'orientation de la déformation plastique principale maximale ($\varepsilon_p I$) avec l'accumulation des passages de roues (70 cycles) : (a) sur le <i>Gauge Corner</i> et (b) sur le <i>Gauge Shoulder</i>	111
III.28	Schéma représentant l'orientation des directions principales de la déformation plastique prédites sur les points GC et GS à l'issue de 70 passages de roue.	111
III.29	Évolution des efforts tangentiels T_y et T_z au contact en fonction du nombre passages de roues (70 cycles) : (a) et (c) sur le <i>Gauge Corner</i> , (b) et (c) sur le <i>Gauge Shoulder</i>	113
III.30	Mesures de forces longitudinales et comparaison avec le modèle CONTACT, pour une locomotive Siemens Eurosprinter 127001, dans le cas d'un pseudo-glissement longitudinal pur, Vollebregt (2014).	113
III.31	Observation des fissures révélées par magnétoscopie à la surface du rail prélevé sur site après (a) 10 <i>MGT</i> , (b) 16 <i>MGT</i> , (c) 85 <i>MGT</i> (Dylewski (2016)) et (d) schéma représentant les orientations, par rapport à un plan transversal du rail, des directions principales de la déformation plastique prédites sur les points GC et GS par la méthode <i>RRC</i> après 70 passages de roue.. . . .	115
III.32	(a) Réseau de fissures de Head Check sur la surface d'un rail à 234 <i>MGT</i> , (b) Vue sur une coupe transversale du rail révélant les orientations des fissures se propageant en profondeur (Dylewski (2016)) et (c) schéma représentant les orientations des directions principales de la déformation plastique prédites, par rapport à la surface de contact, sur les points GC et GS via la méthode <i>RRC</i> après 70 passages de roue.	116

IV Modélisation de l'usure transverse du profil de rail

IV.1	Usure importante verticale et latérale du champignon de rail (codification SNCF).	123
IV.2	(a) usure abrasive à deux corps, (b) usure abrasive à trois corps et (c) usure par adhésion.	123

IV.3	Algorithme « classique » de prise en compte de l'usure sur l'évolution de profil de rail (issu de Mai (2011))	125
IV.4	Description d'un contact à glissement partiel	126
IV.5	Instrumentations embarquées pour la mesure de profils de rail, Simon (2014).	127
IV.6	Modélisation statistique de l'usure sur la ligne RER A du réseau RATP, Simon (2016).	128
IV.7	(a) Comparaison d'un profil de rail usé avec un profil de rail neuf et (b) courbe de variations géométriques du rail usagé due à l'usure (différence entre profil neuf et usé).	129
IV.8	Ajustement du profil d'usure par une loi multi-gaussienne.	130
IV.9	Méthode d'actualisation des coordonnées de nœuds sur une section du modèle de rail.	131
IV.10	Comparaison du profil mesuré « usé » implémenté (bleu) avec un profil neuf (noir) et le profil déformé plastiquement par la méthode <i>RRC</i> à l'issue de 70 passages de roue (rouge).	133
IV.11	Comparaison du champ de pression associé au profil mesuré implémenté (bleu) avec celui associé à un profil neuf (vert) et celui associé à un profil prédit par la méthode <i>RRC</i> à l'issue de 70 passages de roue.	134
IV.12	Interaction d'une roue élastique S1002 avec le rail 60E1 lors du premier passage de roue consécutif à l'implémentation du profil de rail mesuré (Cycle 71*).	135
IV.13	Interaction d'une roue élastique S1002 avec le rail neuf 60E1 (Cycle 1).	135
IV.14	Évolution des efforts tangentiels au nœud le plus sollicité sur le <i>Gauge Corner</i> : (a) effort latéral T_y et (b) effort longitudinal T_z	136
IV.15	Vue de dessus des champs d'efforts résultants de cisaillement appliqués sur le <i>Gauge Corner</i> : (a) au Cycle 30 (i.e., 30 passages de roue sur une géométrie de rail définie initialement selon le profil théorique 60E1 et (b) au Cycle 100* (i.e., après 30 cycles supplémentaires effectués sur le rail au profil mesuré).	137
IV.16	(a) Boucles contrainte-déformation plastique au point matériel le plus sollicité sur le <i>Gauge Corner</i> selon la direction normale au rail et (b) évolution de la déformation plastique maximale, selon la direction normale au rail, en fonction du nombre de cycles appliqués.	138
IV.17	(a) Boucles contrainte-déformation plastique au point matériel le plus sollicité sur le <i>Gauge Corner</i> selon la direction longitudinale au rail et (b) évolution de la déformation plastique maximale, selon la direction longitudinale du rail, en fonction du nombre de cycles appliqués.	139
IV.18	(a) Boucles contrainte-déformation plastique au point matériel le plus sollicité sur le <i>Gauge Corner</i> en cisaillement selon le plan longitudinal du rail et (b) évolution de la déformation plastique maximale en cisaillement, selon le plan longitudinal du rail, en fonction du nombre de cycles appliqués.	140
B.1	Endommagement de la microstructure perlitique d'un rail extrait de l'exploitation	151
B.2	Représentation des différentes unités structurales de la perlite	152
B.3	Représentation schématique du V.E.R. choisi pour la colonie de perlite composée de ferrite (α) et de cémentite (θ)	153
B.4	Algorithme de résolution du schéma auto-cohérent.	158

B.5	Résultats d'essais de micro-compression effectués sur des colonies de perlites disposées initialement de différentes orientations de lamelles (Kapp <i>et al.</i> (2016)) : (a) micrographies MEB réalisé in situ au cours des essais et (b) courbes contrainte-déformation.	160
-----	--	-----

Liste des tableaux

II.1	Composition chimique des matériaux	47
II.2	Propriétés des matériaux de la roue et du rail.	52
II.3	Comparaison des résultats obtenus en fonction du maillage considéré.	55
II.4	Données d'entrée du modèle	60
II.5	Comparaison des dimensions d'empreintes de contact et des niveaux de pression associés	62
II.6	Déformées prédites par les approches <i>RRC</i> et <i>RMP</i> au point matériel le plus sollicité en surface au terme de 25 cycles de chargement.	67
II.7	Composition chimique de l'acier AISI 1070 (C70).	74
III.1	Données d'entrée pour la simulation d'un passage de roue en configuration de voie en courbe	95
III.2	Comparaison des aires de contact et des niveaux de pression associés	99
III.3	Déformées en surface prédites au niveau du Gauge Corner (GC) et du Gauge Shoulder (GS) à l'issue de 70 passages de roues.	102
IV.1	Historique d'exploitation du rail mesuré	128

Table des matières

Introduction générale	3
Contexte et motivation de l'étude	3
Fatigue de Contact de Roulement du rail	3
Les défauts de FCR amorcés sur les rails	4
Le squat	5
Le Head Check	7
Rôle de la microstructure dans la fatigue de contact de roulement	9
Sévère déformation plastique du rail	10
Effet de la microstructure sur l'amorçage et la propagation des fissures	15
Objectifs de la thèse	17
Organisation du mémoire	18
Bibliographie	19
I Etat de l'art - modélisation du contact roue/rail	23
I.1. Formulation du problème de contact	24
I.1.1. Problème du contact normal	24
I.1.2. Problème du contact roulant	27
I.2. Résolution par la méthode des éléments finis	28
I.3. Plasticité cyclique des matériaux : cadre général et modélisation	30
I.3.1. Détermination de la réponse asymptotique du rail des matériaux	30
I.3.2. Modèles de comportement à écrouissage cyclique pour les aciers ferroviaires	32
I.4. Bilan du chapitre : choix de modélisation	35
Bibliographie	35
II Simulation numérique du contact roue/rail - cas de la voie rectiligne	39
II.1. Introduction	40
II.2. Développement des outils numériques pour la simulation du contact roue/rail	41
II.2.1. Modèle éléments finis du contact roue/rail	42
II.2.1.1 Description du modèle	42
II.2.1.2 Gestion du contact en éléments finis : choix de la méthode de résolution	44
II.2.1.3 Modèles de comportement des matériaux	45

II.2.1.4	Étude de l'influence du maillage	52
II.2.1.5	Impact de la réduction géométrique du modèle	55
II.2.1.6	Validation du modèle - calcul des pressions de contact	58
II.2.2.	Modélisation cyclique du contact roue/rail	62
II.2.2.1	Stratégie 1 : Pression de Contact Mobile	62
II.2.2.2	Stratégie 2 : Contact Roue/Rail Répété	63
II.3.	Résultats et discussions	64
II.3.1.	Evolution de la pression de contact	64
II.3.2.	Evolution du profil de rail	65
II.3.3.	Evolution de l'orientation des contraintes principales	67
II.3.4.	Réponses cycliques du rail	70
II.4.	Bilan du chapitre	80
Bibliographie		81
III Simulation numérique du contact roue/rail - cas de la voie en courbe		86
III.1.	Introduction	87
III.2.	Modélisation du contact roue/rail en configuration "Head Check"	89
III.2.1.	Description du modèle	90
III.3.	Application de la méthode <i>RRC</i>	97
III.3.1.	Évolution de la sollicitation de contact	97
III.3.2.	Évolution du profil de rail	101
III.3.3.	Ecroûissage cyclique du rail	103
III.3.4.	Identification des mécanismes initiaux de la fissuration du Head Check	107
III.4.	Bilan du chapitre	116
Bibliographie		118
IV Modélisation de l'usure transverse du profil de rail		121
IV.1.	Introduction	122
IV.2.	Usure du rail	122
IV.2.1.	Les principaux mécanismes d'usure	123
IV.3.	Modélisation de l'usure du rail	124
IV.4.	Méthodologie de la prise en compte de l'usure dans la simulation numérique de contact	127
IV.5.	Traitement numérique du profil de rail mesuré	128
IV.6.	Application	131
IV.6.1.	Effet de l'usure cumulée sur la distribution des champs de pression de contact	132
IV.6.2.	Effet de l'usure cumulée sur la réponse cyclique du rail	137
IV.7.	Bilan du chapitre	140
Bibliographie		142
Conclusions et perspectives		145

Introduction générale

Contexte et motivation de l'étude

Le transport ferroviaire constitue actuellement l'un des moyens les plus importants et les plus performants du transport terrestre de passagers et de marchandises. Il s'est produit une augmentation régulière des charges et du trafic que les voies de chemins de fer doivent supporter, accompagnée d'augmentations de vitesses des trains. En conséquence, les rails et les roues sont fréquemment appelés à supporter des sollicitations en service plus sévères que celles relatives à leur conception originale. Ceci engendre des problèmes d'usure et de fatigue de contact de roulement (FCR) qui risquent de diminuer la durée de vie de ces composants ferroviaires. L'accumulation de l'endommagement dû à la fatigue, aux déformations irréversibles et à l'usure réduit de manière significative la durée d'exploitation du matériel ferroviaire. À la différence du processus de faible détérioration par usure, la fatigue peut causer des ruptures brutales dans les roues ou une perte de matière dans la bande de roulement des rails. Ces ruptures peuvent causer l'endommagement des roues, la détérioration des suspensions de trains et, dans des cas rares, un grave déraillement de train. La compréhension du mécanisme de FCR nécessite une connaissance détaillée de l'interaction roue/rail. Il est également nécessaire de disposer d'un modèle d'accumulation de l'endommagement par fatigue multi-axiale dans un état de contrainte de contact de roulement.

Dans le cadre de ce travail, nous nous focaliserons principalement sur l'endommagement engendré dans les rails suite aux contacts répétés avec les roues. Avant d'entrer dans le vif du sujet, il convient d'effectuer un tour d'horizon faisant état au sens large des différents mécanismes physiques survenant dans le cadre de la problématique du contact roue/rail. Pour cela, nous nous appuyons sur les nombreux retours d'expérience communiqués par la communauté scientifique.

Fatigue de Contact de Roulement du rail

Dans le domaine du ferroviaire, le phénomène de la fatigue de contact de roulement se traduit généralement par l'apparition en cours d'exploitation de fissures sur les roues et rails de chemin de fer. L'amorçage et la propagation de ces fissures peut entraîner l'écaillage de matière à la surface ou la rupture complète de la pièce concernée.

De nombreuses études ont été menées sur le sujet. Ekberg et Kabo (2005) ont présenté une synthèse des connaissances sur les différents phénomènes d'amorçage et de propagation de fissures engen-

drées par la FCR. Sous l'effet d'un chargement à prédominance de compression, la FCR induit une forte pression de contact sur une surface confinée et engendre un état de contraintes multi-axial. La déformation plastique de la surface entraîne, entre autres, l'amorçage de fissures orientées suivant un faible angle par rapport à la surface ($\sim 30^\circ$). Ces dernières peuvent alors se propager principalement en mode de cisaillement mixte Mode II - Mode III, à la différence d'un cas classique de fatigue pour lequel le mode de propagation dominant des fissures est le mode I correspondant à l'ouverture des fissures. Cette différence s'explique par la présence des fortes contraintes confinées dans le contact qui annihilent l'écoulement plastique selon le mode I. Les fissures se propagent dans cette même direction jusqu'à atteindre des longueurs de quelques millimètres et un régime seuil, causant une croissance de fissures très lente. À ce stade, les fissures peuvent dévier sous l'effet du chargement. La plupart de ces dernières dévient dans la direction horizontale puis remontent à la surface. La rupture survient généralement lors du branchement entre plusieurs fissures qui se rejoignent et entraînent l'écaillage de la surface du rail, comme illustré sur la Figure A.1. Néanmoins, quelques fissures peuvent être réorientées perpendiculairement à la surface et se propagent ainsi dangereusement en profondeur jusqu'à la rupture du rail. Fischer *et al.* (2006) expliquent que ces fissures peuvent bifurquer en profondeur uniquement si les contraintes résiduelles de tension au voisinage ainsi que la longueur de fissure sont suffisantes pour surpasser le seuil de propagation de fissure en mode I. Dans le cas contraire, elles remonteront en surface.

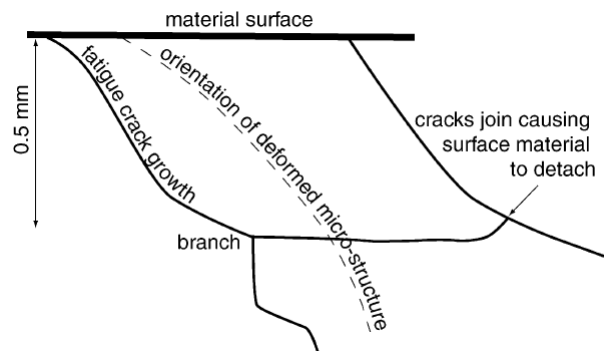


Figure A.1 – Représentation schématique de la propagation de fissures initiées en surface, Ekberg et Kabo (2005).

La propagation et le branchement de fissures sont bien en partie liés au chargement macroscopique. Les fissures de FCR dans le domaine du ferroviaire sont décrites selon une classification très précise. Elles se distinguent donc selon leur localisation sur le réseau et les conditions de circulation. Ainsi les fissures des rails possèdent une dénomination spécifique que l'on décrit dans le paragraphe suivant.

Les défauts de FCR amorcés sur les rails

Le développement de la technologie d'élaboration et de mise en œuvre des aciers a réduit de manière substantielle les défauts de fatigue associés aux inclusions d'oxydes non métalliques et à la fragilisation par l'hydrogène. Malgré ces efforts, différents types d'avaries sur rail peuvent être

causés par le phénomène de FCR. Ces différents défauts sont définis dans le catalogue des défauts de rail de l'Union Internationale des Chemins de fer (UIC). La particularité de ces défauts est principalement liée au positionnement relatif des roues sur le rail, aux conditions de contact et aux contraintes thermomécaniques engendrées sur le rail. Ces défauts dépendent alors de la géométrie des voies. Les défauts de type *Squat* et *Head Check*, qui se développent respectivement sur voies en alignement et en courbe large, sont les plus fréquents et font l'objet de nombreuses études.

Le squat

A un stade de développement avancé, le défaut de Squat se présente sous la forme d'une légère dépression et d'un élargissement de la bande de roulement du rail accompagné d'une tâche sombre et de deux fissures en forme d'arc ou de « V ». Il a été observé pour la première fois par Nakamura *et al.* (1965) au Japon. En Europe, où il est connu depuis les années 1970, ce type de défaut représente un des problèmes majeurs dans le domaine ferroviaire. En effet, on constate une augmentation significative de l'occurrence de squats, probablement liée aux chargements de plus en plus lourds et la volonté d'obtenir une adhérence accrue entre le matériel roulant et les rails pour des raisons de sécurité. Généralement, le squat est identifié par sa forme elliptique. La surface affectée, appelée « dark spot » (cf. Figure A.2), est plus sombre et se propage avec la fissure. Issu de l'accumulation de déformations plastiques au sein de la microstructure, le squat est étudié dans le but d'expliquer les causes de son amorçage, sa propagation et la forme générale des fissures présentes dans un squat à maturité.

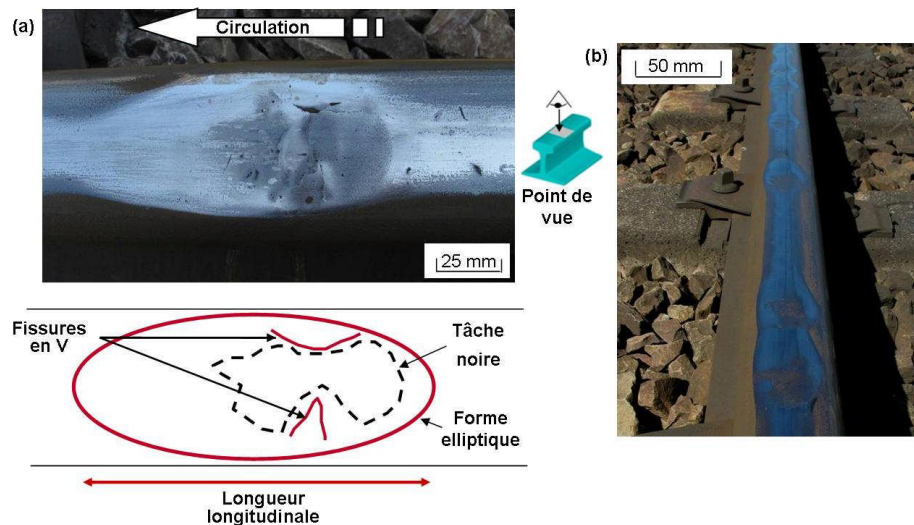


Figure A.2 – (a) description surfacique d'un squat mature, (b) Colonie de squats, Simon (2014).

Les premières études concernant le squat ont d'abord été focalisées sur la propagation des fissures. Bold *et al.* (1991), Clayton (1996) ou encore Cannon et Pradier (1996) ont montré qu'il existe deux types de fissures de surface composant le squat. Il est généralement observé une fissure linéaire traversant la bande de roulement selon un angle variant de 45° à 90° et orientée vers le

congé actif ou une fissure bi-linéaire dont les 2 branches forment un "V". Deux types de régions peuvent être identifiées au voisinage de la double fissure, une surface rugueuse et une surface lisse, délimitées par une ligne de transition. Ces deux zones contenant les fissures reflètent deux modes de propagation. Récemment, Steenbergen et Dollevoet (2013a,b) ont décrit les mécanismes de croissance des squats et de propagation de la fissure bi-linéaire. La branche menante de cette fissure, orientée selon la direction de roulement, correspond à une fissure de fatigue qui se propage sous l'effet du cisaillement. Cette dernière est d'ailleurs généralement plus avancée que la branche menée, qui elle, évolue selon la rupture transverse fragile de la couche en surface. A 2-3 mm sous la table de roulement, un gradient élevé de contraintes résiduelles longitudinales favorise la propagation de fissure. Ces mécanismes de fissuration ont pu être vérifiés grâce aux récents travaux de Simon *et al.* (2013) ou Pal *et al.* (2013) visant à représenter les évolutions spatiales tridimensionnelles des fissures de squat au cours des différents stades de propagation. Par ailleurs, la modélisation du développement des fissures de FCR par la méthode des éléments finis et plus particulièrement celles du squat est également à l'étude depuis quelques années (Bogdański et Brown (2002); Ringsberg (2005); Trollé *et al.* (2014)). En effet, ces outils numériques démontrent la nécessité de prendre en compte les champs de contraintes résiduelles, la déformation plastique, ainsi que l'anisotropie induite dans la tête de rail (Larijani *et al.* (2014)). Autant de facteurs qui ont un impact considérable sur les directions et vitesses de propagation des fissures.

Concernant la formation du squat, Pal *et al.* (2013, 2012) considèrent que l'amorçage des fissures est lié à l'action du cycle mécanique imposé sur les facteurs d'intensité de contraintes K_I et K_{II} lors du passage de la roue sur la surface du rail. D'autre part, Simon *et al.* (2013) ont montré que la bande principale de roulement du rail peut être subdivisée en plusieurs bandes de contact longitudinales qui diffèrent selon les morphologies surfaciques et microstructurales. On peut voir sur la Figure A.3 que la fissure du squat juvénile se situe à la frontière des bandes *II* et *III*. Ces bandes centrales correspondent respectivement à des lieux de contacts avec la roue occasionnels (bande *II*) et réguliers (bande *III*) qui se distinguent par leurs microstructures affectées ou transformées en phase blanche. Ainsi, l'amorçage de la fissure est favorisé par le fort gradient de microstructure observable à l'interface de ces bandes. Steenbergen et Dollevoet (2013a) complètent ces observations en mentionnant l'existence d'une forte anisotropie induite en surface du rail et la présence de la phase blanche engendré par un processus thermomécanique dans les zones de squats. La déformation plastique du rail et la diffusion des atomes de carbone induites par le champ de contraintes mécaniques sont renforcées par une élévation limitée de la température.

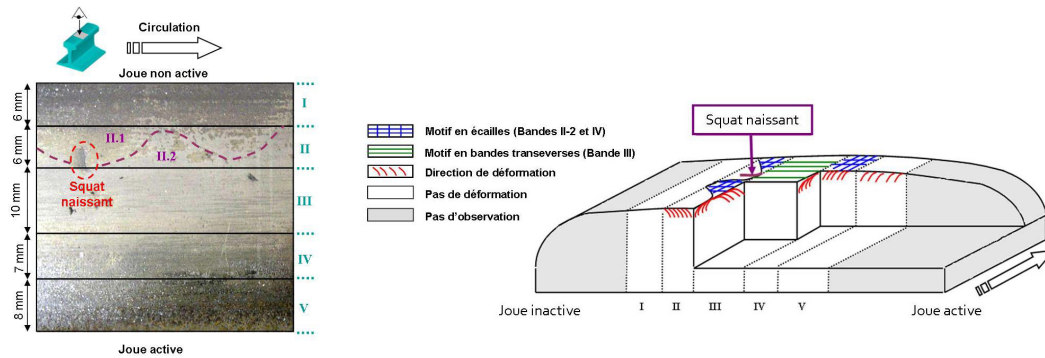


Figure A.3 – Représentation de la compétition déformation/détachement/transformation, Simon et al. (2013).

Autant de données et observations qui démontrent que les différents stades de formation du squat résultent d'une synergie complexe entre les mécanismes de déformation/détachement d'une part et de formation thermique ou mécanique de la phase blanche. Ces travaux sur le défaut de squat ont permis de mieux en comprendre son développement, la nature des fissures qui le composent et la forme du défaut mature. Par ailleurs, les récentes études réalisées dans la caractérisation de l'amorçage des squats démontrent bien l'intérêt de la communauté scientifique pour l'analyse des conditions particulières de contacts à l'origine des défauts de squats et la compréhension du comportement du matériau dans la tête de rail.

Le Head Check

Le défaut de Head Check est un défaut observé sur le congé actif du rail (*gauge corner*), en général, sur la file haute des voies en courbes aux rayons inférieurs à 2000 m. Il se présente d'abord sous forme d'un réseau de fissures parallèles espacées de 1 mm jusqu'à quelques centimètres et orientées à 45° dans la direction de traction de la roue (cf. Figure A.4). Ce défaut est causé par l'accumulation de la déformation plastique sur le rail due principalement aux contraintes de cisaillement de surface élevées. En effet, ces contraintes extrêmes et particulièrement localisées sont le résultat d'un coefficient de frottement élevé ($\mu > 0,3$) et du glissement partiel dans le contact roue/rail induisant des efforts tangentiels élevés (Dollevoet (2010)). La propagation de ces fissures en profondeur entraîne l'écaillage du congé et/ou la propagation des défauts en sous-surface pouvant mener à la rupture transverse du rail (cf. Figure A.4b). Généralement, le Head Check est identifiable par la dépression de couleur sombre visible en surface et par un élargissement de la table de roulement.



Figure A.4 – (a) Défauts de Head Check sur le congé actif d'un rail, (b) Propagation d'une fissure de Head Check dans la tête de rail, Dollevoet (2010).

Dans le cas des voies en courbe, le déport de l'essieu entraîné par l'effort centrifuge dirigé vers l'extérieur du virage implique le contact entre le congé actif du rail et le raccord du boudin de la roue (Figure A.5a). Dans ce cas de figure, la zone de contact est très réduite et par conséquent, les conditions de contact sont bien plus sévères que celles de la configuration de voie en alignement (Figure A.5b). Le Head Check se développe généralement à une distance de la joue active du



Figure A.5 – (a) Contact roue/rail en courbe, (b) Contact roue/rail en alignement, Trollé (2014).

rail (Gauge Face) comprise entre une dizaine et une trentaine de millimètres. Il est défini que le développement de ce défaut est particulièrement dû à l'accumulation de la déformation plastique de la surface au niveau du congé de roulement. Cet écoulement plastique dépend du niveau des contraintes de cisaillement en surface mais aussi de la résistance du matériau. Cette idée a pu être confortée par les travaux de Zili *et al.* (2009) qui ont développé un modèle de contact non-hertzien qui permet de prédire la distribution des contraintes en surface. Les résultats obtenus ont pu être comparés à l'expérience pour des configurations de voie équivalentes. Ainsi l'effet des conditions de contact sur l'amorçage des fissures de Head Check a pu être mis en évidence.

Au phénomène de la fatigue de contact de roulement vient généralement s'ajouter en synergie celui de l'usure. En effet, les mécanismes de fatigue et d'usure sont en compétition pour gouverner l'évolution des profils de rail. L'usure peut avoir un rôle bénéfique en éliminant, par enlèvement de matière, les défauts de Head Check. Il existe d'ailleurs un concept de taux d'usure "magique" qui correspond à la situation idéale pour laquelle il y aurait un équilibre entre la vitesse de propagation des fissures et le taux d'usure (Kalousek et Magel (1997), Donzella *et al.* (2005)). Selon ce concept qui reste théorique, les fissures à l'origine du Head Check ne peuvent pas se propager puisqu'elles sont supprimées par l'usure. Ceci pourrait alors réduire considérablement les coûts de maintenance liés à la fissuration des rails. D'un point de vue pratique, les meilleures méthodes employées pour prévoir la fatigue de contact de roulement sont de créer artificiellement le taux d'usure idéal en combinant l'usure "naturelle" à un reprofilage périodique des rails par des opérations de meulage, et d'autre part en utilisant sur des sites sensibles, des nuances d'acier à rail plus résistantes afin de limiter l'amorçage des fissures. Néanmoins, le meulage peut avoir un impact néfaste sur la tenue en fatigue des rails car l'outil de coupe peut produire des angles vifs ou des marques profondes sur la surface du rail ayant pour effet d'engendrer de fortes concentrations de contraintes comme cela a été démontré par Fau *et al.* (2015).

Heyder et Brehmer (2014) ont mené une étude statistique sur le développement du Head Check sur le réseau ferroviaire de la Deutsche Bahn. L'intérêt principal de cette étude était de pouvoir déterminer les différents paramètres ayant une influence sur la propagation des fissures. Ainsi il a pu être montré que le développement du Head Check se compose en trois étapes. La phase 1 correspond à l'étape d'amorçage des fissures. Cette dernière s'étale sur une période d'accumulation du tonnage et des passages de roue d'environ 5 à 10 MGT (Million Gross Tons). Puis survient la phase 2 au cours de laquelle les fissures se propagent dans le rail selon un angle caractéristique et à une vitesse de propagation relativement uniforme. Durant la dernière étape, les fronts de fissures évoluent nettement plus vite et le branchement de ces dernières est observé en profondeur à la fois horizontalement et verticalement entre 5 et 10 mm sous la surface. Avec des vitesses de propagation estimées de manière empirique, les auteurs sont en mesure de spécifier la quantité de matière à supprimer et la fréquence des opérations de meulage à mener sur la surface des rails pour atteindre au mieux le taux d'usure optimal.

Rôle de la microstructure dans la fatigue de contact de roulement

La FCR est un phénomène d'endommagement du matériel ferroviaire qui se manifeste initialement au niveau microscopique par l'apparition et la propagation de fissures au contact entre la roue et le rail puis, à l'échelle macroscopique, par l'écaillage ou à la rupture de rails en service. L'endommagement par FCR n'est donc pas exclusivement lié à des mécanismes macroscopiques mais possède également un lien fort avec la microstructure des structures en contact. La section suivante a pour but de présenter les principaux axes de recherche menés sur l'influence de la microstructure sur la FCR.

Sévère déformation plastique du rail

Lors du passage d'un train sur la voie, les contraintes créées au niveau du contact entre la roue et le rail sont très élevées à cause du chargement important réparti sur une très faible surface. Il a pu être montré que lors du passage de la roue sur le rail, la surface de contact peut être décomposée en 2 zones distinctes, qui sont une zone d'adhérence sur la partie avant de la surface de contact et une zone de glissement sur la partie arrière. Ces différentes zones de contact induisent de très fortes contraintes de cisaillement à l'interface roue/rail. Par conséquent, elles engendrent inévitablement de sévères déformations plastiques dans un faible volume adjacent à la surface du rail. La profondeur de cet écoulement plastique varie selon les conditions de chargement de 1 à plus de 15 mm. Elle augmente avec le chargement mais aussi avec la courbure du rail, tandis qu'il a été montré qu'elle diminue lorsque les propriétés mécaniques du rail, et plus particulièrement sa dureté, augmentent.

Cette sévère déformation plastique en cisaillement de la proche surface est typiquement observée dans les directions longitudinal et transverse de rails usagés. Elle n'apparaît pas après un passage de roue mais est la conséquence de l'accumulation progressive de déformations au cours de très nombreux cycles de chargement. En effet, ce phénomène appelé rochet, a été étudié par Bower et Johnson (1989) puis repris par Jones *et al.* (1997). Lorsque les contraintes de contact sont inférieures à la valeur critique de la "limite élastique pour ce contact", le matériau est déformé de façon réversible et la structure retrouve alors son état d'origine une fois le chargement passé. Cependant si le chargement dépasse cette limite élastique, la surface du matériau est déformée plastiquement. Cependant, cette déformation plastique n'est pas répétée indéfiniment grâce aux contraintes résiduelles de compression introduites et à l'écroûissage du matériau qui entraînent l'élévation de la limite élastique et le retour du matériau en déformation élastique : c'est ce qu'on appelle une réponse en adaptation élastique. Une augmentation significative du chargement au dessus de cette limite conduit au phénomène de rochet et engendrera l'écoulement plastique du matériau. Dès lors, le matériau accumulera la déformation plastique dans la direction du chargement à chaque cycle. Le rochet conduit finalement à la fissuration puis à la rupture de la structure par la saturation de la ductilité du matériau au moment où celui-ci ne peut plus accumuler les déformations à partir d'un certain nombre de cycles endurés. La rupture par rochet est différente de la fatigue oligocyclique (ou Low Cycle Fatigue LCF); selon les modèles, ces deux mécanismes peuvent être considérés comme agissant en compétition ou en coopération.

Récemment, Alwahdi *et al.* (2013) ont étudié ce phénomène de rochet dans le cas du contact roue/rail avec pour but de mettre en évidence les évolutions de microstructure et des propriétés mécaniques pour des rails extraits de l'exploitation. Pour cela, des mesures de micro-dureté ont été effectuées et ainsi que des mesures de déformation plastique par la corrélation de micrographies optiques sur 4 échantillons prélevés à 2 positions spécifiques de rails (congé et tête de rail) et selon 2 directions (longitudinale et transverse). Il a ainsi pu être mis en évidence que la déformation plastique est très concentrée dans une zone qui s'étend sur une profondeur d'environ 50 à 200 μm sous la bande de roulement. Dans cette zone, on observe une microstructure fortement cisailée qui se caractérise par l'élongation des grains de perlite et par la réorientation des lamelles de cémentite (initialement isotrope) suivant un angle de 10° à 20° par rapport à la surface du rail qui correspond à la direction principale de la sollicitation. Alwahdi *et al.* (2013) ont proposé une

méthode pour quantifier la déformation plastique de cisaillement γ_p en mesurant l'orientation des lamelles de cémentite par rapport à la surface de contact (cf. Figure A.6). Ces déformations ne sont pas comparables selon les rails testés, étant donné que ceux-ci n'ont pas été soumis aux mêmes conditions de chargement au cours de leur durée de vie en service. Néanmoins, sur chacun des échantillons de rail considérés, il a pu être mis en évidence que la déformation plastique est plus importante au niveau du congé en comparaison avec celle estimée au niveau de la partie centrale de la surface du rail. Ceci peut être expliqué par le fait que les rails ont pu être extraits de secteurs en courbe où le contact roue/rail se fait alors préférentiellement au niveau du congé.



Figure A.6 – Principe de l'estimation de la déformation plastique de la microstructure, Alwahdi et al. (2013).

Les mesures de micro-dureté indiquent quant à elles un gradient de dureté du matériau dans la profondeur, témoin de l'érouissage du matériau en surface au cours de l'accumulation des déformations de cisaillement. En estimant les limites d'écoulement plastique en cisaillement à l'aide des mesures de dureté, des courbes d'érouissage sont proposés pour les différents rails testés. Il est bien connu que l'érouissage du matériau en surface résulte de l'interaction entre dislocations. Le contact roue/rail engendre des déformations dans la phase ferritique et fracture également la phase de cémentite à proximité de la surface de contact. La sollicitation du contact de roulement répété induit le confinement de la déformation dans la phase ferritique qui créent de nombreuses dislocations dans cette même phase et par conséquent empêchent leur mouvement et provoque le durcissement structural du matériau. Par ailleurs, l'érouissage de la surface est également dû à la dissolution progressive du carbone contenu dans la phase cémentite, vers la phase ferritique qui voit ainsi sa dureté progressivement augmenter.

Dans le but de reproduire la sévère déformation plastique et caractériser les évolutions de la microstructure provoquées en cours d'exploitation par la fatigue de contact de roulement, différents travaux (Wetscher *et al.* (2007, 2004), Hohenwarter *et al.* (2011), Larijani *et al.* (2015)) ont été menés à l'aide des procédés nommés *HPT* (*High-Pressure Torsion*), ou *ECAP* (*Equal Channel Angular Pressing*) qui sont schématiquement représentés sur la Figure A.7. Ce type d'essais offre la possibilité d'approcher des conditions extrêmes de la sollicitation du contact roue/rail en imposant une forte pression hydrostatique (de l'ordre du GPa) et un important cisaillement sur un échantillon tout en contrôlant le niveau de déformation plastique imposé.

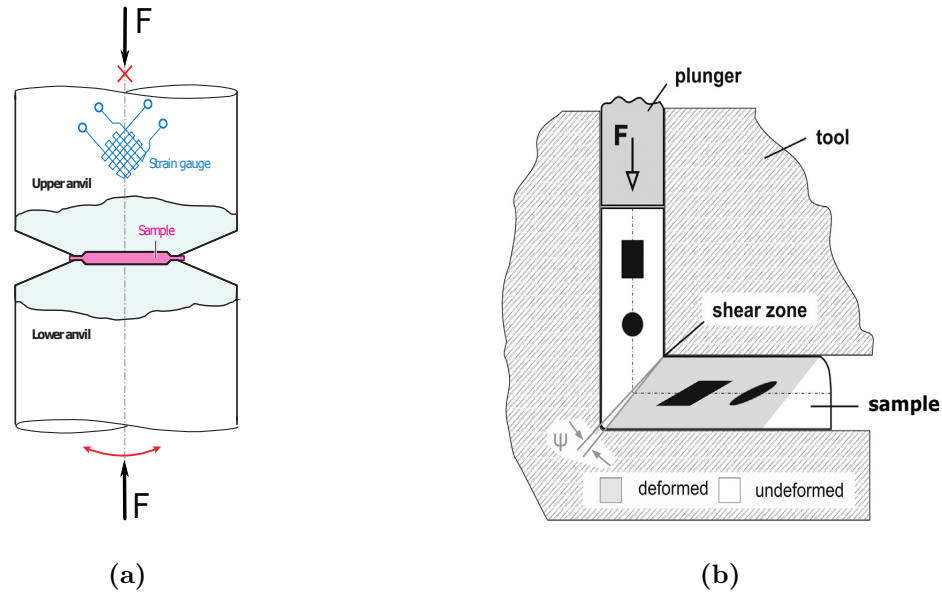


Figure A.7 – Représentations schématiques des essais (a) HPT (*High-Pressure Torsion*) et (b) ECAP (*Equal Channel Angular Pressing*).

Les essais *HPT* réalisés sur l'acier à rail R260 par Hohenwarter *et al.* (2011) ont pu montrer (Figure A.8) que les déformations en cisaillement pur conduisent à l'alignement des lamelles de cémentite dans la direction principale de sollicitation ainsi qu'à la diminution de l'espacement interlamellaire. À partir d'éprouvettes de traction extraites sur les échantillons déformés à différents niveaux de déformation plastique, les auteurs montrent que les changements microstructuraux entraînent l'évolution des propriétés mécaniques du matériau avec notamment une augmentation significative de la résistance mécanique (R_m) comme on peut le voir sur la Figure A.10.

Par ailleurs, Wetscher (2006) met en évidence une forte anisotropie induite sur des échantillons sévèrement déformés par ECAP. Des essais de traction ont été effectués pour différentes orientations d'axe de sollicitation par rapport à l'orientation de l'échantillon déformé. On peut voir sur la Figure A.11-(c) que la résistance mécanique du matériau sévèrement déformé dépend fortement de l'orientation des lamelles de cémentite par rapport à l'axe de sollicitation.

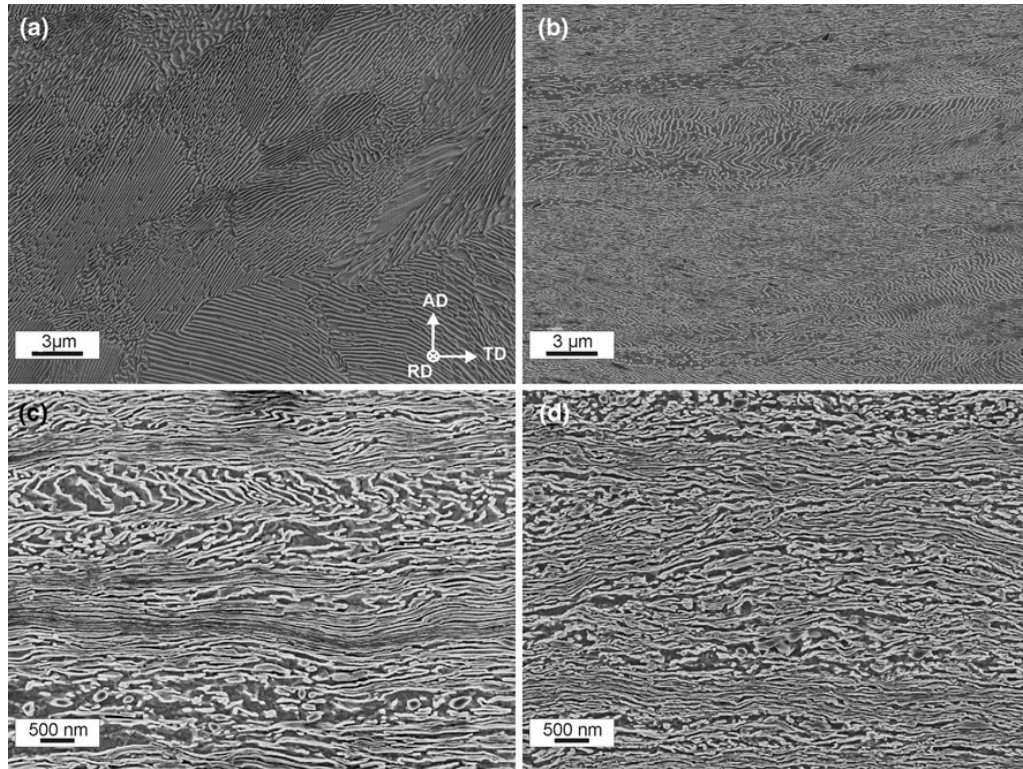


Figure A.8 – Micrographies MEB de l'évolution de la microstructure perlitique R260 en fonction de la déformation plastique sévère générée par l'essai HPT, (a) rail neuf, (b) $\epsilon_{eq} = 4$, (c) $\epsilon_{eq} = 8$ et (d) $\epsilon_{eq} = 16$, Hohenwarter et al. (2011).



Figure A.9 – Échantillons neuf et déformé par l'essai HPT et une éprouvette de traction extraite d'un échantillon, Larijani et al. (2015).

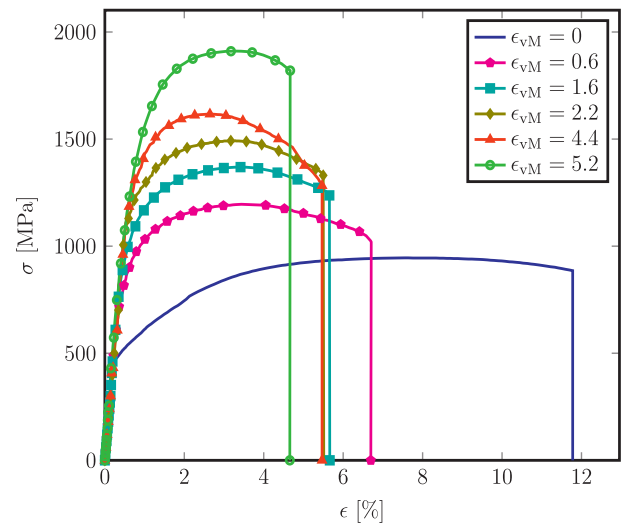


Figure A.10 – Courbes de traction d'éprouvettes pré-écrouies à différents niveaux de déformation par l'essai HPT, Larijani et al. (2015).

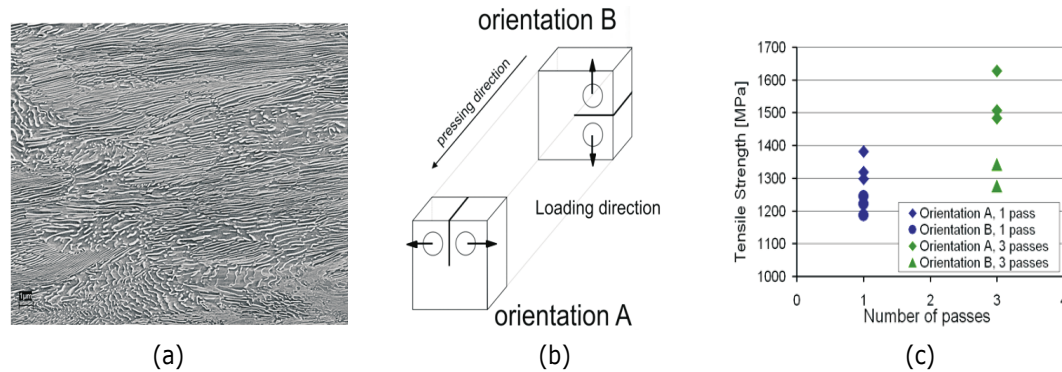


Figure A.11 – (a) micrographie MEB d'une section d'un échantillon de rail R260 obtenu à l'issue d'un essai ECAP, (b) définition des axes de sollicitations et de l'orientation des éprouvettes pour les essais de traction et (c) résultats des essais de traction, Wetscher (2006).

Ces évolutions de la microstructure perlitique et plus particulièrement celle de la morphologie des lamelles de cémentite ont pu être observées dans le cas du procédé de tréfilage par Toribio (2004) et Zhang *et al.* (2010, 2011, 2013). Les auteurs sont parvenus à démontrer un lien fort entre la diminution de la distance inter-lamellaire et l'amélioration des propriétés mécaniques.

À une échelle plus fine, l'écroutissage de la structure perlitique de l'acier à rail résulte de l'interaction entre dislocations dans la phase ferritique. Les dislocations représentées sur la Figure A.12-b correspondent à des discontinuités qui dans une structure cristallographique favorisent le glissement de plans atomiques les uns par rapport aux autres. Elles se déplacent progressivement le long de ces plans et conduisent par conséquent à la déformation plastique du matériau. Selon Arsenlis et Parks (1999), la densité totale de dislocations peut être décomposée en deux parties: les dislocations GND (*Geometrically Necessary Dislocations*) et les dislocations SSD (*Statistically Stored Dislocations*). Les dislocations SSD correspondent à des défauts cristallins qui ont été "piégés" et s'accumulent durant la déformation plastique du matériau. Quant aux dislocations GND, elles sont générées dans des zones en présence de fortes désorientations cristallines et permettent d'accommoder les courbures en préservant la continuité du cristal. La sollicitation du contact roue/rail induit à l'échelle cristallographique une concentration de la déformation plastique dans le constituant ferritique qui se traduit par une augmentation de la densité de dislocation au sein des lamelles de ferrite ou aux interfaces avec la cémentite, comme illustré sur la Figure A.12. En se multipliant par les mécanismes de Frank-Read ou de Bulging, les dislocations se retrouvent piégées selon le mécanisme des « arbres de la forêt » qui provoque alors l'augmentation des cissions critiques, seuils à atteindre pour permettre le déplacement de ces dislocations. Ce phénomène provoque ainsi l'écroutissage du matériau et peut également conduire à la fracturation des lamelles de cémentite.

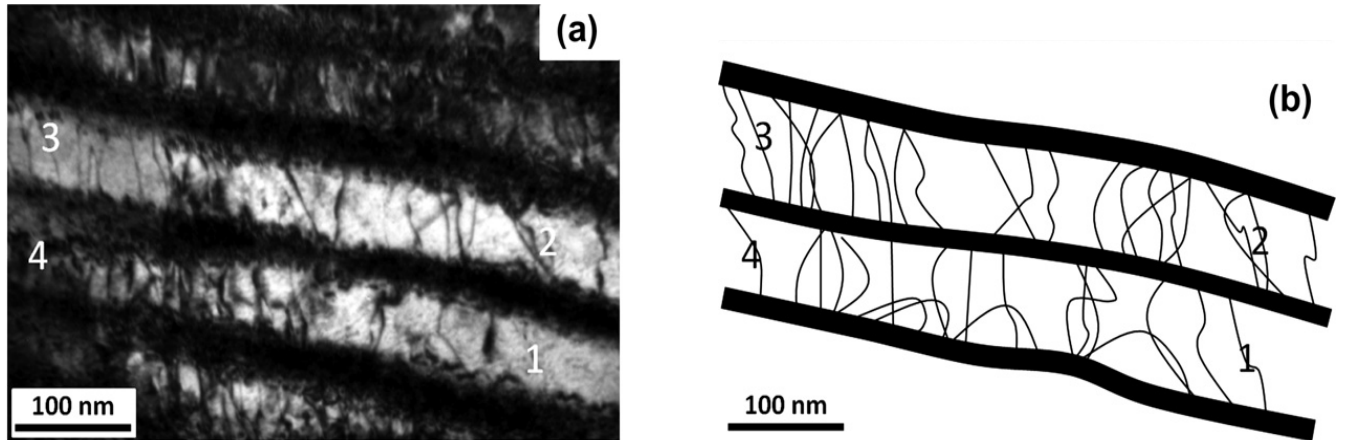


Figure A.12 – (a) Observation au microscope électronique à transmissions (MET) d'un échantillon de fil tréfilé déformé à $\varepsilon_{eq} = 0,68$ et (b) représentation schématisée des dislocations dans les lamelles de ferrite au sein d'une structure perlitique (extraites de Zhang et al. (2011)).

Dans le cas de chargements cycliques, la ductilité du matériau peut arriver à saturation par le phénomène de rochet. Les lamelles de cémentite sont fracturées et le carbone qu'elles contiennent migre vers les dislocations présentes dans les lamelles de ferrite. De plus, cette dissolution progressive du carbone de la cémentite vers la ferrite contribue à l'augmentation graduelle de la dureté de celle-ci et à l'écrouissage du matériau, principalement en surface où les contraintes de cisaillement provoquent une sévère déformation plastique. Différentes études ont montré que l'amorçage de fissures est initié en surface et ces dernières se propagent suivant le sens d'écoulement plastique de la microstructure jusqu'à l'écaillage de la surface du matériau ou voire même la rupture transverse du rail.

Effet de la microstructure sur l'amorçage et la propagation des fissures

De nombreuses fissures de FCR peuvent être initiées au sein de la microstructure sévèrement déformée par le phénomène du rochet. Celles-ci vont ensuite se propager à l'intérieur de la microstructure du rail, en suivant le chemin le moins énergétique. Garnham et Davis (2008, 2011) ont montré que les premiers stades de propagation de fissures de FCR sont fortement liés à la microstructure du matériau à travers laquelle la fissure se propage sous l'effet de l'accumulation de déformation plastique. Puis le champ de contraintes résiduelles prend alors progressivement une influence prépondérante lors des stades de propagation de fissures suivants.

La Figure A.13 correspond à des micrographies MEB mettant en évidence la propagation de fissures amorcées sur la surface d'un rail prélevé sur la file haute d'une voie en courbe. Sur ces micrographies, réalisées à différentes profondeurs, on peut voir que la microstructure est graduellement déformée jusqu'à une profondeur de 5 mm, au-delà laquelle, on retrouve une structure perlitique originelle (Figure A.13-(c)).

On distingue sur les Figures A.13-(a) et A.13-(b) des fronts de fissures (repérés (6) et (7)) orientées selon la direction de l'écoulement plastique de la microstructure. Ces fissures ont la particularité de s'être amorcées et propagées le long des joints de grains initiaux d'austénite contenant les plus fortes proportions de ferrite pro-eutectoïde. En effet, la ferrite pro-eutectoïde, étant un constituant plus tendre, est davantage écrouie que la perlite au cours des cycles de chargement. La quantité de ferrite déformée est influencée par sa taille, sa forme et son orientation selon la direction de déformation due aux contraintes exercées par la perlite. A cause de sa capacité de déformation accrue, l'augmentation de la quantité de ferrite dans le matériau réduit la durée de vie en fatigue, en engendrant plus tôt l'amorçage de fissures de FCR ; ce résultat est bien en accord avec la volonté de développer des aciers à plus haute teneur en carbone. Ainsi, il est démontré que l'amorçage de fissures de fatigue se produit plus favorablement le long des grains de ferrite pro-eutectoïde hautement déformés et orientés, à la frontière avec la phase perlitique. L'écaillage de surface et les microfissures ont pu être liés à ces fissures dont la propagation initiale et les longueurs sont alors restreintes à la frontière de ces grains hautement déformés.

Que ce soit au niveau de la zone sévèrement plastifiée, de l'amorçage ou de la propagation de fissure, la microstructure des aciers à rail joue un rôle particulièrement important dans l'endommagement par FCR. Les travaux de recherche ont ainsi pu montrer que les sévères contraintes de cisaillement créées au contact entre la roue et le rail entraînent une accumulation de déformation et l'alignement des lamelles de cémentite et de ferrite suivant la direction principale de la sollicitation sous l'effet du rochet. La microstructure ainsi fragilisée et la forte anisotropie induite dans le rail favorisent l'amorçage de fissures en surface. Ces fissures vont pouvoir se propager à travers la microstructure en cheminant le long des points faibles que sont les joints de grains orientés ou les inclusions et autres défauts présents dans la microstructure.

Bien qu'elle ait une influence avérée négative sur l'endommagement du matériau par FCR, la couche

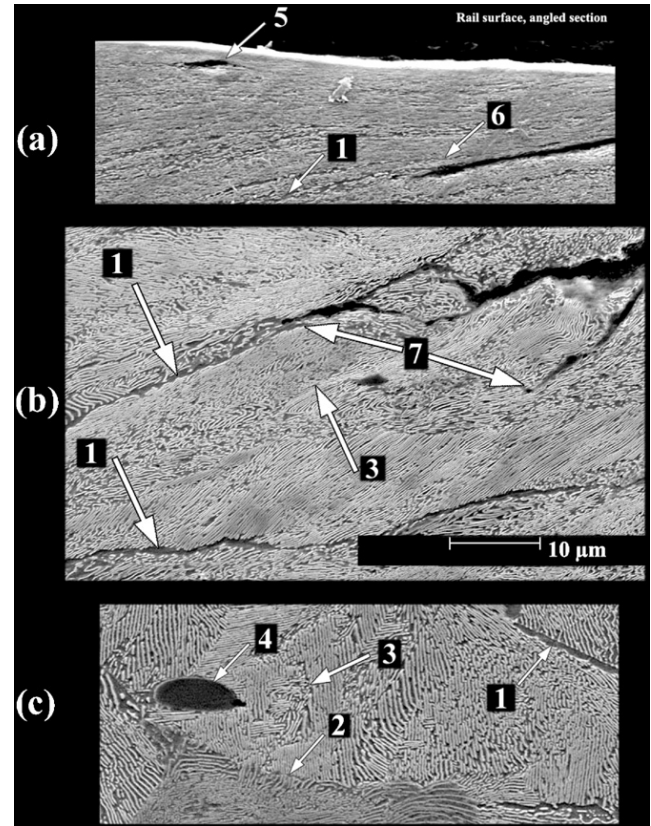


Figure A.13 – Micrographies MEB de la propagation de fissures au sein de la microstructure déformée d'un rail usagé en acier R260 : (a) microstructure en surface très sévèrement déformée, (b) microstructure modérément déformée à 1 mm sous la surface et (c) microstructure à cœur (5 mm de profondeur). Légende: (1) ferrite pro-eutectoïde aux joints de grains initiaux d'austénite, (2) et (3) frontières de nodule de perlite, (4) inclusion de sulfure de manganèse, (5) délamination aux abords d'une inclusion, (6) et (7) fissures amorcées en surface se propageant le long de joints de grains d'austénite en présence de ferrite pro-eutectoïde, (Garnham et Davis (2011)).

décarburrée, résultant du traitement de surface initial du rail, semble assez peu influencer sur la durée de vie du rail du fait de la fine couche affectée et de la sévère déformation de surface ensuite générée par le contact roue/rail. Par ailleurs, les réarrangements microstructuraux de la zone sévèrement plastifiée en proche surface peuvent conduire à la formation d'une couche nanocristalline contenant de la martensite, nommée « white etching layer » ou phase blanche. Cette couche semble être formée selon la configuration du contact soit par l'impact mécanique de la rupture des lamelles de cémentite et de la migration du carbone vers les lamelles de ferrite, soit par l'échauffement du contact dépassant la température d'austénisation du rail et conduisant à la formation de martensite lors du refroidissement rapide. Dans tous les cas, l'influence de cette couche dans l'amorçage de nombreuses fissures a pu être mise en évidence du fait de son comportement fragile.

Tous ces aspects soulignent le rôle central de la microstructure dans le phénomène de la FCR et justifient l'intégration de données microstructurales et leurs évolutions dans la démarche de modélisation de la FCR. Néanmoins, ces évolutions microstructurales et les propriétés mécaniques associées sont intimement liées à la sollicitation de contact et à son évolution au fil des cycles de chargement appliqués notamment durant les premiers stades d'endommagement par fatigue du rail. C'est sur ce point particulier que nous définirons nos objectifs au travers de la section suivante.

Objectifs de la thèse

Après les secteurs de l'aéronautique et de l'automobile, la certification virtuelle est maintenant autorisée pour l'homologation de certains véhicules en ferroviaire. Ceci autorise l'industrie ferroviaire à remplacer certains essais physiques par des simulations numériques avec les codes multi-corps de dynamique ferroviaire, et donc de réduire le coût et la durée de développement des composants ferroviaires. Dans ce contexte, l'Institut de Recherche Technologique RAILENIUM a identifié l'importance de maîtriser la certification virtuelle dans son groupe WP7 qui vise à faire du prototypage et de la pré-certification virtuelle par calcul.

Le travail de thèse présenté dans ce manuscrit s'inscrit dans le projet national CERVIFER (CERTification Virtuelle pour le FERroviaire), soutenu par l'ADEME dans le cadre des projets Investissements d'Avenir et plus particulièrement au sein du lot 3 Usure et Fatigue de Contact de Roulement regroupant différents partenaires industriels et académiques tels que: la RATP, le Cetim, l'UTC, l'Université Lille 1, l'INSA de Lyon et l'Université de Valenciennes.

Dès les premiers passages de roue, les conditions de contact particulièrement sévères conduisent à une évolution progressive de la géométrie du rail. Il est particulièrement intéressant d'évaluer les évolutions géométriques en surface et ainsi que leur impact sur les conditions de chargement du rail responsables des évolutions microstructurales.

Dans la littérature, la sollicitation du contact roue/rail est généralement estimée à l'aide de modèles basés sur la considération de comportements purement élastiques et dans le cas d'une étude de prédiction de la réponse cyclique du rail, ces conditions de chargement sont maintenues constantes et périodiques. Il s'agit là de cas de figure qui conduisent inévitablement à la surestimation de la sollicitation.

Ainsi la motivation des travaux de thèse présentés dans ce manuscrit réside dans le développement d'un modèle numérique du contact roue/rail visant à décrire de manière réaliste le caractère transitoire de la sollicitation du contact roue/rail en prenant en compte la plasticité et le phénomène d'usure.

Organisation du mémoire

Ce manuscrit de thèse s'articule autour de quatre chapitres:

- **le Chapitre I** est consacré à une étude bibliographique sur la modélisation du contact roue/rail. Il s'agit d'effectuer un tour d'horizon des différents éléments théoriques disponibles dans la littérature pour la description de la sollicitation de contact. L'objectif de ce chapitre est de positionner le cadre de ce travail de thèse et d'identifier les paramètres à prendre en compte pour la simulation numérique du contact roue/rail.
- **le chapitre II** traite de la mise en œuvre d'un modèle 3D de contact roue/rail roulant basé sur la méthode des éléments finis. Ce dernier est dans un premier temps validé en élasticité, dans le cas d'un unique passage de roue, en comparant les solutions obtenues avec celles issues de modèles qualifiés de référence dans la littérature. Puis, le comportement élasto-plastique des corps en contact est considéré pour mettre en évidence l'effet de la déformation plastique sur la répartition de la charge au contact. Les résultats montrent que la plasticité provoque l'augmentation de l'aire de contact et par conséquent une atténuation significative du niveau de sollicitation. Finalement, pour reproduire l'aspect cyclique du problème de contact roue/rail avec la prise en compte de la plasticité, deux stratégies de calcul sont proposées: la première, appelée *RMP* (Repeated Moving Pressure), est basée sur l'hypothèse que la charge au contact reste constante et périodique puis la deuxième, nommée *RRC* (Repeated Rolling Contact), se veut plus réaliste grâce à l'actualisation des surfaces de contact à l'issue de chaque passage de roue entraînant un écrouissage cyclique des structures en présence. L'objectif de cette étude est de montrer que sous l'effet de la répétition des contacts, la sollicitation évolue et cela se répercute inévitablement sur la réponse cyclique du rail.
- **le chapitre III** est consacré à l'étude des réponses mécaniques du rail durant ces premiers cycles de fonctionnement dans des conditions d'exploitation pouvant provoquer l'apparition du défaut de Head Check. Pour cela, la stratégie de chargement cyclique *RRC* a dû être adaptée avec notamment la refonte du modèle éléments finis du contact roue/rail pour assurer la bonne description du contact entre le boudin de la roue et le congé actif du rail caractéristique dans le cas d'une circulation de train sur une voie en courbe. Cette étude a été motivée par les travaux expérimentaux menés par Dylewski (2016) en collaboration avec la RATP dans le cadre du projet CERVIFER. Il s'agissait de caractériser le développement des gradients de propriétés mécaniques et l'accumulation de déformation plastique sur les zones de contact du rail, qui conduisent à l'apparition du défaut de Head Check. Pour ce faire, une campagne de prélèvements et d'analyses de rails ayant subi différents tonnages a été réalisée sur site, le but étant de suivre l'évolution des rails avec la répétition des chargements. L'objectif de ce chapitre est de mettre en

évidence les mécanismes pouvant être responsable du développement du défaut de Head Check en comparant nos résultats de simulation numérique aux observations expérimentales.

- **le chapitre IV** se positionne de façon complémentaire au chapitre précédemment décrit. En effet, il s'agit d'intégrer le phénomène d'usure dans nos simulations du contact roue/rail répété. Pour ce faire, nous avons fait le choix de raisonner selon une méthode inverse. Le principe de cette approche repose sur l'implémentation d'un profil de rail mesuré sur site, dans le modèle éléments finis et d'en évaluer l'impact sur la distribution de la sollicitation de contact et par conséquent sur les réponses cycliques du rail.

À l'issue de ces développements, une conclusion générale est présentée ainsi que les différentes perspectives de ces travaux.

Bibliographie

- F.A.M. ALWAHDI, A. KAPOOR et F.J. FRANKLIN : Subsurface microstructural analysis and mechanical properties of pearlitic rail steels in service. *Wear*, 302(1-2):1453-1460, 2013. (citée p. iii, 10, 11)
- A. ARSENLIS et D.M. PARKS : Crystallographic aspects of geometrically-necessary and statistically-stored dislocation density. *Acta materialia*, 47(5):1597-1611, 1999. (citée p. 14)
- S. BOGDAŃSKI et M.W. BROWN : Modelling the three-dimensional behaviour of shallow rolling contact fatigue cracks in rails. *Wear*, 253(1):17-25, 2002. (citée p. 6)
- P.E. BOLD, M.W. BROWN et R.J. ALLEN : Shear mode crack growth and rolling contact fatigue. *Wear*, 144(1-2):307-317, 1991. (citée p. 5)
- A.F. BOWER et K.L. JOHNSON : The influence of strain hardening on cumulative plastic deformation in rolling and sliding line contact. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 37(4):471-493, 1989. (citée p. 10)
- D.F. CANNON et H. PRADIER : Rail rolling contact fatigue research by the european rail research institute. *Wear*, 191(1-2):1-13, 1996. (citée p. 5)
- P. CLAYTON : Tribological aspects of wheel-rail contact : a review of recent experimental research. *Wear*, 191(1-2):170-183, 1996. (citée p. 5)
- R. DOLLEVOET : *Design of an Anti Head Check profile based on stress relief*. Thèse de doctorat, University of Twente, Enschede, 2010. (citée p. iii, 7, 8)
- G. DONZELLA, M. FACCOLI, A. GHIDINI, A. MAZZU et R. ROBERTI : The competitive role of wear and rcf in a rail steel. *Engineering Fracture Mechanics*, 72(2):287-308, 2005. (citée p. 9)
- B. DYLEWSKI : *Caractérisation expérimentale multi-échelles et multi-techniques du rail prélevé en service - De la déformation plastique sévère et des évolutions de microstructure à l'amorçage de fissures par Fatigue de Contact de Roulement*. Thèse de doctorat, Université Technologique de Compiègne (UTC), 2016. (citée p. 18)
- A. EKBERG et E. KABO : Fatigue of railway wheels and rails under rolling contact and thermal loading - an overview. *Wear*, 258(7):1288-1300, 2005. (citée p. iii, 3, 4)

- F. FAU, H. SMITH, S. FRETWELL-SMITH et L. DENG : Solution of the wheel–rail rolling contact in elasticity and elasto-plasticity using a transient finite element model. *In 10th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (Colorado Springs)*, 2015. (citée p. 9)
- F.D. FISCHER, W. DAVES, R. PIPPAN et P. POINTNER : Some comments on surface cracks in rails. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 29(11):938–948, 2006. (citée p. 4)
- J.E. GARNHAM et C.L. DAVIS : The role of deformed rail microstructure on rolling contact fatigue initiation. *Wear*, 265(9):1363–1372, 2008. (citée p. 15)
- J.E. GARNHAM et C.L. DAVIS : Very early stage rolling contact fatigue crack growth in pearlitic rail steels. *Wear*, 271(1):100–112, 2011. (citée p. iv, 15, 16)
- R. HEYDER et M. BREHMER : Empirical studies of head check propagation on the db network. *Wear*, 314(1):36–43, 2014. (citée p. 9)
- A. HOHENWARTER, A. TAYLOR, R. STOCK et R. PIPPAN : Effect of large shear deformations on the fracture behavior of a fully pearlitic steel. *Metallurgical and Materials Transactions A*, 42(6):1609–1618, 2011. (citée p. iii, 11, 12, 13)
- C.P. JONES, W.R. TYFOUR, J.H. BEYNON et A. KAPOOR : The effect of strain hardening on shakedown limits of a pearlitic rail steel. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 211(2):131–140, 1997. (citée p. 10)
- J. KALOUSEK et E. MAGEL : Achieving a balance : the magic wear rate. *Railway Track & Structures*, 93(5):50–52, 1997. (citée p. 9)
- N. LARIJANI, J. BROUZOULIS, M. SCHILKE et M. EKH : The effect of anisotropy on crack propagation in pearlitic rail steel. *Wear*, 314(1):57–68, 2014. (citée p. 6)
- N. LARIJANI, C. KAMMERHOFER et M. EKH : Simulation of high pressure torsion tests of pearlitic steel. *Journal of Materials Processing Technology*, 223:337–343, 2015. (citée p. iii, 11, 13)
- R. NAKUMURA, S. OWAKU et N. ENOMOTO : The rail shelly crack in japan. *Rep. Railway Tech. Res. Inst. Jpn. National Railways*, 6(3):34–44, 1965. (citée p. 5)
- S. PAL, W. DANIEL et M. FARJOO : Early stages of rail squat formation and the role of a white etching layer. *International Journal of Fatigue*, 52:144–156, 2013. (citée p. 6)
- S. PAL, C. VALENTE, W. DANIEL et M. FARJOO : Metallurgical and physical understanding of rail squat initiation and propagation. *Wear*, 284:30–42, 2012. (citée p. 6)
- J.W. RINGSBERG : Shear mode growth of short surface-breaking rcf cracks. *Wear*, 258(7):955–963, 2005. (citée p. 6)

- S. SIMON : *De la dynamique ferroviaire à l'accommodation microstructurale du rail – Contribution des TTS à la réponse tribologique des aciers – Cas du défaut de squat*. Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2014. (citée p. iii, 5)
- S. SIMON, A. SAULOT, C. DAYOT, X. QUOST et Y. BERTHIER : Tribological characterization of rail squat defects. *Wear*, 297(1):926–942, 2013. (citée p. iii, 6, 7)
- M. STEENBERGEN et R. DOLLEVOET : On the mechanism of squat formation on train rails – part i : Origination. *International Journal of Fatigue*, 47:361–372, 2013a. (citée p. 6)
- M. STEENBERGEN et R. DOLLEVOET : On the mechanism of squat formation on train rails – part ii : Growth. *International Journal of Fatigue*, 47:373–381, 2013b. (citée p. 6)
- J. TORIBIO : Relationship between microstructure and strength in eutectoid steels. *Materials Science and Engineering : A*, 387:227–230, 2004. (citée p. 14)
- B. TROLLÉ : *Simulation multi-échelles de la propagation des fissures de fatigue dans les rails*. Thèse de doctorat, Lyon, INSA, 2014. (citée p. iii, 8)
- B. TROLLÉ, M.-C. BAIETTO, A. GRAVOUIL, S.H. MAI et B. PRABEL : 2d fatigue crack propagation in rails taking into account actual plastic stresses. *Engineering Fracture Mechanics*, 123:163–181, 2014. (citée p. 6)
- F. WETSCHER : *Effect of large shear deformation on rail steels and pure metals*. Thèse de doctorat, University of Leoben, 2006. (citée p. iii, 12, 14)
- F. WETSCHER, R. STOCK et R. PIPPAN : Changes in the mechanical properties of a pearlitic steel due to large shear deformation. *Materials Science and Engineering : A*, 445:237–243, 2007. (citée p. 11)
- F. WETSCHER, A. VORHAUER, R. STOCK et R. PIPPAN : Structural refinement of low alloyed steels during severe plastic deformation. *Materials Science and Engineering : A*, 387:809–816, 2004. (citée p. 11)
- X. ZHANG, A. GODFREY, N. HANSEN, X. HUANG, W. LIU et Q. LIU : Evolution of cementite morphology in pearlitic steel wire during wet wire drawing. *Materials Characterization*, 61(1):65–72, 2010. (citée p. 14)
- X. ZHANG, A. GODFREY, X. HUANG, N. HANSEN et Q. LIU : Microstructure and strengthening mechanisms in cold-drawn pearlitic steel wire. *Acta Materialia*, 59(9):3422–3430, 2011. (citée p. iii, 14, 15)
- X. ZHANG, A. GODFREY, N. HANSEN et X. HUANG : Hierarchical structures in cold-drawn pearlitic steel wire. *Acta Materialia*, 61(13):4898–4909, 2013. (citée p. 14)
- L. ZILI, R. DOLLEVOET et O. ARIAS-CUEVASZ : Relationship between head checking initiation and operational loading conditions. 2009. (citée p. 8)

Chapitre I

Etat de l'art - modélisation du contact roue/rail

Sommaire

I.1. Formulation du problème de contact	24
I.1.1. Problème du contact normal	24
I.1.2. Problème du contact roulant	27
I.2. Résolution par la méthode des éléments finis	28
I.3. Plasticité cyclique des matériaux : cadre général et modélisation	30
I.3.1. Détermination de la réponse asymptotique du rail des matériaux	30
I.3.2. Modèles de comportement à écrouissage cyclique pour les aciers ferroviaires	32
I.4. Bilan du chapitre : choix de modélisation	35

I.1. Formulation du problème de contact

Le contact entre la roue et le rail ferroviaires endosse plusieurs fonctions : supporter de fortes charges verticales, guider le véhicule dans le plan horizontal, ainsi que transmettre les efforts de traction et de freinage. La surface qui concentre ces fonctions (contact patch) est très petite relativement à la taille des véhicules, on l'assimile en un point de contact se rapprochant des dimensions d'une pièce de monnaie sur la table presque horizontale de la roue. Cependant en fonction de la cinématique des essieux du véhicule ferroviaire, il existe d'autres points de contact puisque les roues comportent un bourrelet ou boudin destiné à assurer un certain guidage.

Les fonctions mécaniques ne sont guère différentes entre ces deux zones de contact, et il peut arriver que d'autres zones intermédiaires transmettent une pression de contact non négligeable. Toutes ces zones de contact sont le lieu de phénomènes comparables, de déformations locales et de glissements locaux à l'origine de l'endommagement des structures par la fatigue de contact de roulement. Nous allons d'abord présenter une synthèse bibliographique sur le problème du contact roulant ainsi que les éléments théoriques et numériques qui sont dédiés à sa résolution.

Le calcul des efforts issus du contact roue/rail est traditionnellement scindé en deux parties : le problème normal, qui traite des déformations locales suite à l'écrasement de la roue sur le rail et le problème tangentiel, qui étudie le glissement relatif entre la roue et le rail. Dans ce qui suit, les éléments théoriques les plus marquants développés pour la résolution du problème du contact de roulement seront présentés selon les deux parties mentionnées précédemment. Par ailleurs, l'approche par la méthode des éléments finis est également introduite et différents modèles de contact roue-rail roulant développés avec cette méthode sont discutés.

I.1.1. Problème du contact normal

La résolution du contact normal entre deux corps consiste à déterminer l'aire de contact formée ainsi que la pression qui lui est associée. Ce problème a été étudié initialement par Hertz (1882). Sa solution permet de déterminer les dimensions de l'aire de contact et la distribution de pression qui lui est associée. Néanmoins, cette théorie nécessite la considération de certaines hypothèses :

- les deux structures en contact sont des solides parfaitement élastiques, homogènes et isotropes,
- chaque corps est considéré comme un demi-espace élastique. Cela implique que les dimensions du contact sont petites devant les dimensions et rayons de courbure au voisinage du contact,
- Les surfaces de contact sont définies par des fonctions quadratiques. En d'autres termes, les courbures au niveau du contact sont constantes.

On suppose deux solides 1 et 2 non conformes mis en contact sous une charge P . Ces derniers se touchent dans un premier temps en un point O puis sur une surface finie (Figure I.1). Cette surface de contact varie avec la charge P .

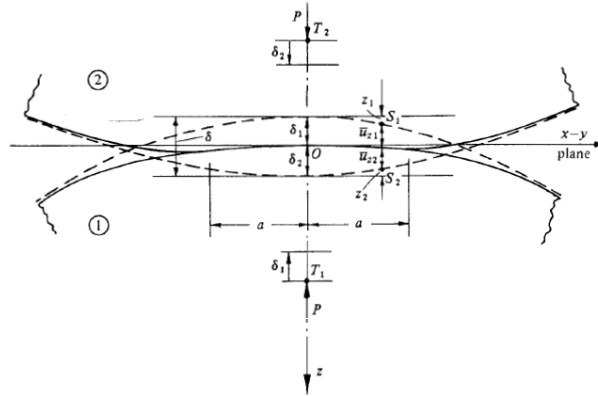


Figure I.1 – Contact entre deux solides purement élastiques : théorie de Hertz (1882).

La séparation $h(x, y)$ entre les surfaces des deux solides peut s'écrire comme suit :

$$h(x, y) = Ax^2 + By^2 \quad (\text{I.1})$$

A et B correspondent aux courbures relatives respectivement dans la direction longitudinale et transversale. Elles sont données par :

$$A = \frac{1}{R_{x1}} + \frac{1}{R_{x2}} \quad (\text{I.2})$$

$$B = \frac{1}{R_{y1}} + \frac{1}{R_{y2}} \quad (\text{I.3})$$

L'application de la charge P suivant l'axe (Oz) permet le rapprochement des deux solides initialement sans contact au point O . Les solides 1 et 2 se déplacent alors sans se déformer, respectivement de δ_1 et δ_2 . La distance entre les deux solides diminue donc de : $\delta = \delta_1 - \delta_2$. En prenant en compte les déplacements u_{z1} et u_{z2} dûs aux déformations élastiques respectivement des solides 1 et 2, l'écartement initial h entre les deux points S_1 et S_2 va diminuer de : $\delta - (u_{z1} + u_{z2})$. L'expression définissant les déplacements élastiques est donc :

$$u_{z1} + u_{z2} = \delta - h \quad (\text{I.4})$$

Généralement, la forme exacte de la surface de contact n'est pas connue. Si les hypothèses de Hertz sont respectées, la surface de contact est une ellipse de semi-axes a et b . La répartition de pression sur cette surface est définie par un ellipsoïde dont l'équation s'écrit :

$$1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 + \left(\frac{y}{b}\right)^2 \leq 1 \quad (\text{I.5})$$

Ainsi la répartition du champ de pression sur cette surface est donnée par :

$$p(x, y) = P_0 \sqrt{\left[1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 + \left(\frac{y}{b}\right)^2\right]} \quad (\text{I.6})$$

Où P_0 est la pression maximale pour un contact de forme elliptique donnée par :

$$P_0 = \frac{3P}{2\pi ab} \quad (\text{I.7})$$

Le modèle de Hertz est utilisé dans plusieurs applications et particulièrement pour celle du ferroviaire. En effet, les hypothèses de Hertz sont vérifiées à l'échelle qui intéresse la dynamique de l'essieu. Si le contact est établi sur la table de roulement (voir Figure I.2), la courbure A_2 du rail suivant la direction du roulement (x) peut être considérée comme nulle et les courbures de la roue et du rail dans les autres directions sont données par :

Pour la roue :

$$A_1 = \frac{1}{R_0 \cos \gamma} \quad (\text{I.8})$$

$$B_1 = \frac{1}{R_w} \quad (\text{I.9})$$

Pour le rail :

$$B_2 = \frac{1}{R_r} \quad (\text{I.10})$$

Avec : R_0 le rayon du roulement, γ la conicité de la roue, R_w et R_r les rayons de courbures respectivement de la roue et du rail suivant la direction (y) (cf. Figure I.2).

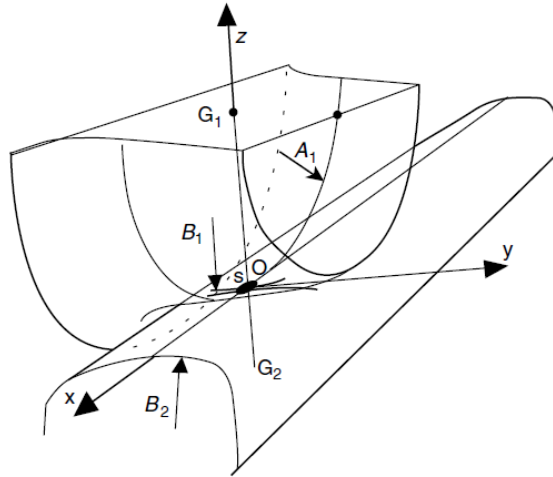


Figure I.2 – *Théorie de Hertz : cas du contact roue/rail, Ayasse et Chollet (2006).*

Cependant, il existe différentes situations de contact roue-rail pour lesquelles les courbures varient au voisinage du contact violant l'une des hypothèses de la théorie de Hertz. Dans ces configurations, le contact est dit « non-hertzien » et la zone de contact n'est pas elliptique. Pour pallier cette limite, Ayasse et Chollet ont proposé un modèle dit « semi-Hertzien ». Ce dernier est capable de traiter des cas non-Hertziens pour lesquels la courbure peut varier. Cette s'approche s'appuie sur la notion d'interprétation virtuelle des deux corps en contact à l'état non déformé. Concernant le contact

roue/rail, la méthode semi-Hertzienne permet de prendre en compte la variation de la courbure dans la direction transversale. Le lecteur désireux davantage de précision sur cette formulation se référera aux travaux d'Ayasse et Chollet (2006).

I.1.2. Problème du contact roulant

Il existe dans la littérature plusieurs théories permettant la résolution du problème de contact de roulement. Carter (1926) fut le premier à apporter un modèle introduisant la notion du pseudoglisement. Communément appelée « creepage » en anglais, le pseudoglisement était considéré uniquement selon la direction longitudinale. On le définit comme étant le rapport des vitesses relatives entre corps rigides. Dans le cadre de la théorie de Carter, la géométrie de la roue est assimilée à un cylindre et le rail à un semi-espace infini. Ces hypothèses restreignent alors la solution à un calcul bidimensionnel. L'extension du modèle de Carter dans le cas tridimensionnel est proposée par (Johnson, 1958a,b) pour un contact circulaire puis par Vermeulen et Johnson (1964) pour un contact elliptique.

L'une des plus grandes contributions, particulièrement dédiée au contact roue/rail, a été présentée dans l'ouvrage de Kalker (1990). En effet, les travaux de Kalker restent à ce jour largement utilisés dans le domaine ferroviaire. L'approche linéaire de Kalker (1967) utilisée pour déterminer directement les forces tangentielles au contact, se trouve dans la plupart des codes de dynamique ferroviaire. La théorie complète (Kalker (1990)) mise en œuvre à travers le logiciel CONTACT fournit des solutions élastiques généralement considérées comme des références pour la validation de résultats obtenus avec d'autres modèles. Il en découle des approches numériques telles que l'algorithme FASTSIM (Kalker (1982)) qui présente un coût de calcul faible avec une précision satisfaisante. En effet, FASTSIM est la toute première méthode numérique capable de délimiter explicitement sur une surface de contact une zone d'adhérence et de glissement.

La théorie complète de Kalker présentée dans Kalker (1990) repose sur la formulation variationnelle du problème de contact initialement introduite par Fichera (1964) puis par Duvaut et Lions (1972). En se basant sur le principe des travaux virtuels, Fichera a montré l'existence d'une solution unique du problème du contact normal sans frottement tandis que Duvaut et Lions ont eux prouvé l'existence et l'unicité de la solution du problème tangent. Cette approche variationnelle repose sur la considération de deux inégalités : le principe des travaux virtuels et son dual, le principe des travaux complémentaires. En introduisant dans ces inégalités les lois d'élasticité de la mécanique des milieux continus, on parvient à exprimer respectivement l'énergie potentielle et l'énergie complémentaire du système. Ainsi en situant le problème en surface et en vérifiant les conditions aux limites définies par la loi de Coulomb et le principe de complémentarité, l'expression du problème de contact (normal et tangent) revient à la minimisation de l'énergie potentielle U ou à la maximisation de l'énergie complémentaire C du système. Pour une aire de contact potentielle A_c , on écrit alors :

$$\max(C_{u,p}) = - \int_{A_c} \left(z + \frac{1}{2} u_z \right) p_n dS + \int_{A_c} \left(W_t + \frac{1}{2} u_t - u'_t \right) p_t dS \quad (\text{I.11})$$

Avec : $t = (x, y)$ et W_t : le glissement dans la direction t .

Dans la relation (I.11), on distingue deux intégrales : la première décrit le contact normal et la deuxième le contact tangent. La relation qui décrit les déplacements en fonction des efforts au contact est définie par l'intégrale de surface :

$$u_l(x) = \iint_S T^{kl}(x, y) p_l(y) dS \quad (\text{I.12})$$

Avec : $l, k = (x, y, z)$.

La fonction d'influence $T^{kl}(x, y)$ représente le déplacement en (x) dû à une charge appliquée suivant (y) . Cette dernière est déterminée de manière explicite dans le cas de l'approximation du demi-espace infini de la solution de Boussinesq (1885) et Cerruti (1882).

Les corps en contact sont donc des demi-espaces infinis. Toutefois, le contact n'est pas nécessairement Hertzien. Ainsi la théorie complète de Kalker permet de traiter le contact non-Hertzien pour lequel la surface de contact n'est plus décrite par une ellipse. L'aire de contact potentielle est discrétisée en mailles élémentaires rectangulaires sur lesquelles les forces normales et tangentielles sont résolues de manière itérative selon l'approche énergétique décrite précédemment. Le problème du contact roulant est résolu en deux étapes. Premièrement, la solution du contact normal est obtenue en considérant les relations (I.11) et (I.12). Ce résultat obtenu (distribution de pression et empreinte du contact) est alors ensuite utilisé pour la résolution du problème tangentiel dont la solution correspond aux efforts tangentiels au contact.

Ces formulations analytiques offrent des capacités accrues de calcul pour la dynamique ferroviaire. En effet, il est possible de simuler un nombre important de situations de contact en peu de temps (huit secondes par zone de contact selon Quost (2005)). Cependant, le système du contact roue/rail est sujet à des sollicitations très élevées. Ainsi, la roue et le rail subissent localement de la déformation plastique qui entraîne la diminution de la pression de contact et une forme de la zone de contact qui ne peut être décrite par une ellipse comme il l'a été démontré par Toumi *et al.* (2016) et Zhao *et al.* (2009). La théorie de Hertz, basée sur l'hypothèse de l'élasticité des corps en contact, n'est pas en mesure de décrire un tel phénomène. C'est pourquoi la méthode des éléments finis est une alternative qui semble être adaptée pour ce genre d'étude.

I.2. Résolution par la méthode des éléments finis

La résolution du problème de contact roue-rail roulant par la méthode des éléments finis possède plusieurs avantages par rapport aux approches théoriques décrites précédemment. En effet, cette méthode permet de s'affranchir de l'hypothèse des demi-espaces infinis, et les géométries standards tridimensionnelles des structures en contact peuvent être modélisées. Par ailleurs, la méthode des éléments finis offre la possibilité d'introduire des modèles de comportement non linéaires pour les structures en contact. De plus, pour approcher au mieux la réalité physique du contact frottant, la plupart des codes éléments finis proposent en général des lois de frottement pour lesquelles il est possible de considérer la dépendance du coefficient de frottement à la vitesse de glissement.

Initialement, la modélisation du contact roue/rail par les éléments finis a été retenue principalement pour la validation des hypothèses des massifs semi-infinis pour le contact boudin de roue/congé actif. En l'occurrence, Yan et Fischer (2000) ont étudié l'applicabilité de la théorie de Hertz pour différentes configurations du contact roue/rail. Telliskivi et Olofsson (2001) ont eux également cherché à vérifier l'effet de l'hypothèse mentionnée précédemment. En confrontant les résultats du modèle éléments finis aux solutions de Hertz (Hertz (1882)) et de CONTACT (Kalker (1990)), il s'avère que pour le cas où le rayon de courbure du rail est faible par rapport aux dimensions de contact, des écarts significatifs du niveau de pression sont observés. Ceci montre alors que les modèles analytiques peuvent engendrer, sous certaines conditions, la surestimation de la sollicitation de contact. Ces disparités sont d'autant plus marquées lorsque la plasticité est considérée. En effet, Zhao et Li (2015) ont développé un modèle tridimensionnel du contact dans lequel le comportement de la roue et du rail sont définis selon une loi élasto-plastique à écrouissage linéaire. Leurs résultats montrent qu'avec la plasticité, la surface de contact est significativement plus importante et perd sa forme elliptique en comparaison avec le cas de matériaux purement élastiques. En effet, comme on peut le voir sur la Figure I.11-(b), l'empreinte du contact est principalement élargie suivant la direction latérale et l'arrière du contact est aplati. La plasticité a aussi un impact considérable sur le niveau de contrainte en surface. La distribution de la pression de contact est plus homogène et le niveau maximal est nettement plus réduit pour le cas élasto-plastique en comparaison avec la solution élastique. On attribue à cet effet l'augmentation de la conformité entre les corps en contact due à la plasticité conformément aux résultats expérimentaux de Radhakrishnan et Ramanathan (1975).

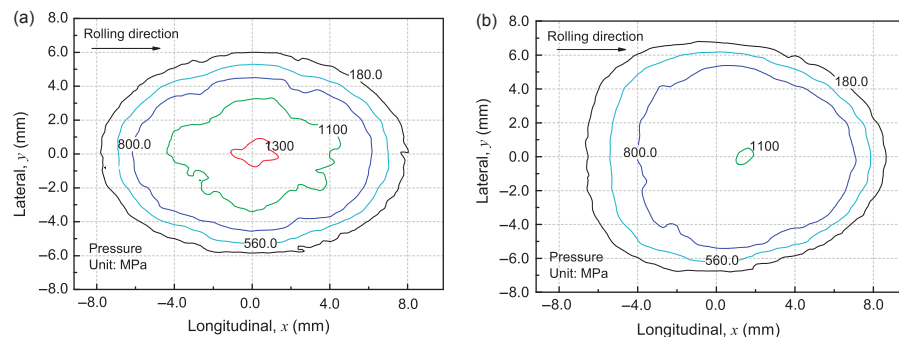


Figure I.3 – Estimation de pression de contact : (a) cas élastique et (b) cas élasto-plastique, Zhao et Li (2015).

Pour une démarche de prédiction de l'endommagement du rail, il est primordial de procéder à une description fine de la sollicitation de contact. Pour ce faire, il convient en effet de considérer les géométries standards de roue et de rail mais aussi le comportement élasto-plastique des matériaux qui, comme nous l'avons vu, conditionne considérablement la pression de contact et ce d'autant plus que le système roue/rail est soumis à des chargements cycliques. Il est donc nécessaire de considérer des lois de comportement ayant la capacité de décrire l'écrouissage cyclique des matériaux. La section suivante a pour but de décrire les différentes approches proposées par la communauté scientifique pour la description du comportement élasto-plastique cyclique des aciers ferroviaires et particulièrement celui du rail.

I.3. Plasticité cyclique des matériaux : cadre général et modélisation

Avec l'intensification perpétuelle de l'exploitation des infrastructures ferroviaires, de nombreux projets de développements de technologies d'auscultation et de simulation ont été mis en œuvre avec pour objectif commun la connaissance précise des modes de ruine du matériel roulant en vue d'une maintenance optimisée. Concernant la modélisation du comportement élasto-plastique des rails, de nombreux auteurs ont proposé des modèles plus ou moins complexes. Cette section a donc pour objet la description des modèles et approches considérées comme étant les plus pertinentes.

I.3.1. Détermination de la réponse asymptotique du rail des matériaux

On distingue quatre types de comportement pour définir la réponse asymptotique des matériaux soumis à des charges cycliques, comme on peut le voir sur la Figure I.4. Ces scénarios sont les suivants :

- **(1) adaptation élastique:** Le matériau subit des déformations plastiques durant quelques cycles puis à son état stabilisé ce dernier présente un comportement élastique. Dans ces conditions, la fatigue interviendra donc à un nombre de cycles important.
- **(2) accommodation plastique:** Le chargement appliqué est d'autant plus sévère que la réponse cyclique en contrainte-déformation aboutit en une boucle d'hystérésis fermée et stabilisée sans évolution de la déformation totale. On considère alors que la fatigue du matériau surviendra pour un faible nombre de cycles appliqués.
- **(3) phénomène du rochet:** Ce dernier cas de figure correspond à une accumulation progressive de la déformation plastique cycle après cycle. Le phénomène du Rochet engendre généralement une rupture rapide de la structure.

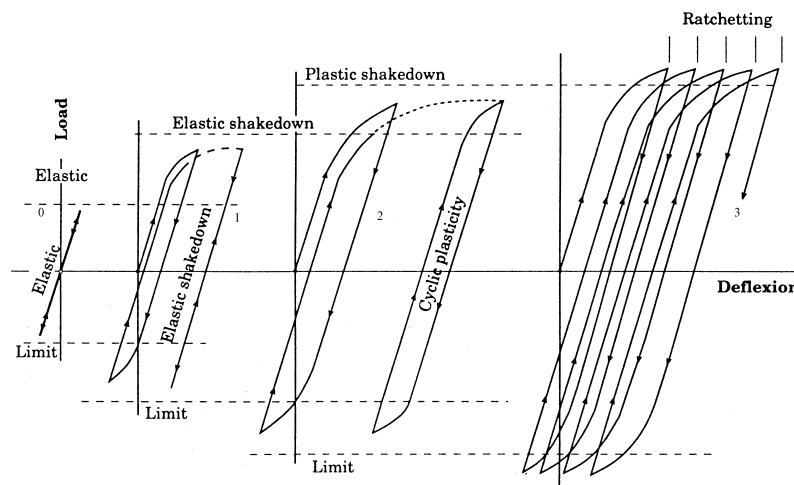


Figure I.4 – Concept du « shakedown » - états limites sous chargements cycliques, Johnson (1987).

Cette description a notamment été approfondie par Johnson (1987) et Kapoor et Johnson (1994). Dans le cas des aciers à rail, les facteurs gouvernant la réponse des matériaux constitutifs sont les amplitudes des pressions de contact, le comportement à l'écroutissage, l'état de contraintes résiduelles et l'évolution des conditions de contact due aux déformations plastiques et/ou l'usure.

Un comportement purement élastique, repéré (0) sur la figure est rarement observé sur la table de roulement d'un rail sachant que ce dernier survient uniquement pour un état de contrainte ne dépassant pas la limite élastique initiale du matériau. Or il a généralement été reporté que dès les premiers cycles, les rails sont sujets à des déformations irréversibles introduisant des contraintes résiduelles qui durant les cycles appliqués conduisent le matériau selon trois potentiels mécanismes d'écroutissage.

Dans le but de pouvoir prédire les réponses matériaux stabilisées ou « asymptotiques » pour la sollicitation de roulement en contact, un outil communément désigné "*shakedown map*" a été développé. Basé sur la théorie de Hertz, il s'agit d'un diagramme qui en fonction du chargement et des conditions de contact permet de déterminer les réponses asymptotiques des structures en contact. Il y est reporté le comportement purement élastique, l'adaptation élastique, l'accommodation plastique et ainsi que le phénomène de rochet. Par ailleurs, il est aussi possible d'en déduire selon les conditions au contact si l'endommagement maximal en fatigue se situe en surface ou sous la surface de contact. Un exemple de ce diagramme, extrait des travaux de Ponter *et al.* (2006), est représenté sur la Figure I.5. On peut y voir des courbes délimitant des zones associées à un type de comportement. Ces dernières sont tracées en considérant en ordonnée un facteur de charge obtenu du rapport entre la pression de contact maximale p_0 et k qui est la limite d'élasticité en cisaillement du matériau. Puis en abscisse, les forces de friction sont représentées par μ , le coefficient de frottement. Pour tenir compte de la géométrie de la surface de contact, Ponter *et al.* (2006) ont introduit un paramètre λ qui fait office de poids pour impacter l'allure des courbes délimitant les zones associées au comportement.

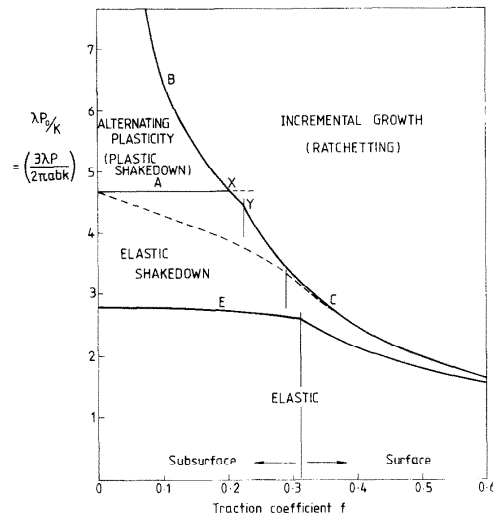


Figure I.5 – Diagramme d'adaptation et d'accommodation (*shakedown map*) pour un cas général de contact roulant, Ponter *et al.* (2006).

Au-delà de leur intérêt propre, ces diagrammes se révèlent également efficaces dans une démarche de simulation par éléments finis de la sollicitation de roulement en contact. En effet, ces derniers peuvent être utilisés pour une première estimation de la réponse des matériaux et de la position de l'endommagement maximal en fatigue pour un cas spécifique de chargement considéré. Ainsi, il est possible de localiser approximativement la zone où il serait nécessaire de raffiner un maillage en vue d'obtenir une description plus fine de la réponse du matériau. L'accommodation plastique et le phénomène de rochet correspondent aux comportements observés de manière récurrente sur la table de roulement des rails et d'autant plus sur les congés, causant l'amorçage de fissures qui conduisent à la formation de défauts. Notamment, les fortes déformations plastiques en cisaillement de la microstructure sous la zone de contact sont principalement engendrées par le rochet. Par ailleurs, pour la plupart des aciers perlitiques à rail, le taux de déformation plastique cumulée cycle par cycle n'est pas constant et tend à diminuer au fil du cyclage (i.e. durcissement du matériau). Ces observations montrent à quel point la modélisation du comportement cyclique des matériaux a une importance majeure dans une démarche de prédiction de la fatigue. Il est alors important, pour l'efficacité des résultats d'une simulation par éléments finis, que la loi de comportement utilisée ait la capacité de prédire au mieux les réponses asymptotiques des matériaux en vue d'une analyse en fatigue ultérieure. La section suivante a pour objet de décrire trois lois de comportement généralement utilisées dans le secteur ferroviaire, pour leur capacité à décrire la plasticité cyclique de matériaux dans le cadre d'importantes déformations.

I.3.2. Modèles de comportement à écrouissage cyclique pour les aciers ferroviaires

La capacité et l'efficacité d'un modèle de comportement à prédire des réponses mécaniques, telles que celles illustrées sur la Figure I.4, sont nécessaires pour la validité de résultats d'analyse en fatigue. Dans le cas de matériels roulants ferroviaires, les lois de comportement fréquemment utilisées pour la caractérisation des matériaux sont celles proposées par Bower et Johnson (1989), Chaboche (1989), Jiang et Sehitoglu (1996a,b). Ces modèles ont été développés afin de reproduire l'évolution non-linéaire de l'écrouissage des matériaux. Pour ce faire, le modèle de Bower et Johnson (1989) ainsi que celui développé par Jiang et Sehitoglu (1996a,b) sont basés sur une formulation d'un écrouissage cinématique non-linéaire. Ces modèles s'inspirent de la loi de comportement de Frederick et Armstrong (1966) qui a donc été modifiée pour prédire le phénomène de rochet en tenant compte de taux de déformation plastique variables au cours des sollicitations cycliques. Chaboche (1989) a, lui, opté pour un modèle à écrouissage mixte (i.e. combinaison d'un écrouissage cinématique non-linéaire et isotrope). La description de l'écrouissage cinématique non-linéaire est aussi basée sur la loi de Frederick et Armstrong (1966) mais la particularité de ce modèle réside dans le fait qu'il ait choisi de modéliser l'effet d'un taux de déformation plastique variable cycle après cycle via un écrouissage isotrope. On dénombre de nombreux travaux visant à comparer la fiabilité de ces modèles, notamment ceux de Ringsberg (2000) qui a considéré ces différents modèles de comportement pour la simulation éléments finis du contact roue/rail. Les paramètres de ces lois ont été identifiés à partir de résultats d'essais cycliques uni-axiaux réalisés pour un acier à rail standard BS11 900A, équivalent à la nuance perlitique R260 selon la terminologie de la norme EN13674-1. Il s'avère que le modèle de Jiang et Sehitoglu (1996a,b) se révèle comme étant

le plus efficace pour la prédiction du rochet et la prise en compte de taux variables en déformations plastiques cumulées cycle par cycle.

Cette comparaison est illustrée sur la Figure I.6 qui correspond aux résultats de prédiction de la déformation plastique en cisaillement accumulée au point matériel le plus sévèrement sollicité issus de Ringsberg (2000). Quatre niveaux de sollicitation ont été considérés: $(p_0/k = 5, \mu = 0, 3)$, $(p_0/k = 5, \mu = 0, 4)$, $(p_0/k = 6, \mu = 0)$ et $(p_0/k = 6, \mu = 0, 3)$ avec p_0 et k qui correspondent respectivement à la pression maximale de contact de Hertz et à la limite en cisaillement pur. Les courbes repérées *A* et *B* correspondent aux réponses obtenues via les modèles de Chaboche (1989) et Bower et Johnson (1989) respectivement tandis que les courbes *J-S* correspondent à celles associées au modèle de Jiang et Sehitoglu (1996a,b).

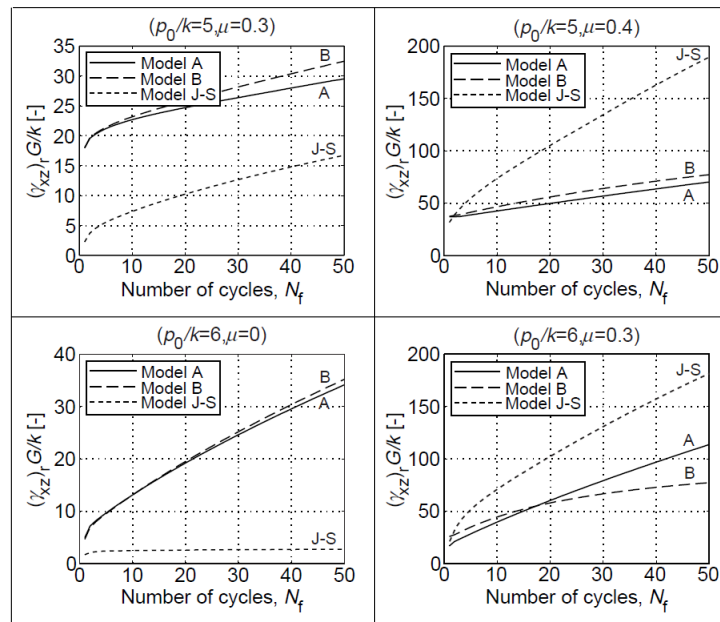


Figure I.6 – Comparaisons des prédictions d'écoulement plastique en cisaillement orthogonal (γ_{xz}) , Ringsberg (2000).

À partir de cette étude, un bilan général peut être effectué concernant la capacité de ces trois modèles à représenter fidèlement le phénomène du rochet. Dans le cas des aciers à rail standard, on s'attend à ce que le taux d'accumulation de la déformation plastique s'amenuise au fil des cycles appliqués jusqu'à éventuellement atteindre une valeur de saturation. Les résultats montrent que certains modèles ne parviennent pas du tout à reproduire cette diminution du taux d'accumulation de déformation irréversible. Notamment le modèle A (Chaboche (1989)) qui semble insensible à ce phénomène puisqu'il prévoit un taux d'accroissement quasi-constant pour tous les cas de charges considérés. Cependant le modèle B (Bower et Johnson (1989)) tient compte de la non-linéarité de cet accroissement pour les cas de charges plus sévères, e.g. $(p_0/k = 6, \mu = 0, 3)$, mais ce dernier surestime ce taux dans le cas où l'on considère un frottement nul au niveau du contact. Ainsi, le modèle de Jiang et Sehitoglu (1996a,b) semble donner les résultats les plus fiables pour la prédiction de l'accumulation de déformation plastique en cisaillement avec des taux d'accroissement variables.

Ce dernier tire son avantage du choix d'une décomposition du tenseur des variables d'érouissage cinématique X (*back stress*) en plusieurs variables $X^{(i)}$. Par ailleurs, un paramètre lié à l'état de contrainte effectif est introduit pour caractériser l'effet de non-proportionnalité du phénomène du rochet. Le comportement cyclique transitoire est alors pris en compte dans la phase d'érouissage du matériau.

Ce type d'étude comparative, mettant en avant l'intérêt de l'approche de Jiang et Sehitoglu (1996a,b) pour la modélisation du rochet a pu également être effectuée par Ekh *et al.* (2000), Bari et Hassan (2000) et Portier *et al.* (2000) confirmant ainsi ce constat. Néanmoins, il existe d'autres modèles tout aussi intéressants qui ne sont pas présentés ici. Par exemple, Chaboche (1991) a porté des modifications à la formulation de la variable d'érouissage non-linéaire \bar{X} en la décomposant et en y introduisant les termes $\gamma^{(i)}$ qui permettent la restauration dynamique du matériau seulement quand les variables $X^{(i)}$ atteignent un certain seuil généralement observé expérimentalement. Cette approche permet donc d'annihiler la surestimation du rochet généralement observée dès les premiers cycles dans le cas d'un chargement cyclique uni-axial et également de reproduire les transitions non-linéaires élasto-plastiques de la réponse des aciers à rails. Finalement grâce à sa simplicité de mise en œuvre et son accessibilité dans la plupart des codes de calcul éléments finis, le modèle de Chaboche (1991) reste l'un des modèles de comportement le plus fréquemment utilisés pour la prédiction de la réponse élasto-plastique cyclique du matériel roulant ferroviaire. On peut notamment citer les travaux de Schleizer et Fischer (2001) qui ont utilisé ce modèle pour simuler le comportement du rail depuis son processus de fabrication à sa réponse à la fatigue de contact de roulement.

La modélisation du rochet nécessite une bonne description de la boucle d'hystérésis et une bonne prédiction du comportement de durcissement/adoucissement cyclique. Ceci passe par l'utilisation d'un modèle d'érouissage ad-hoc pour la bonne prédiction de l'évolution de la surface de plasticité. La comparaison de tous ces modèles (par Bari et Hassan (2000, 2001, 2002) et Portier *et al.* (2000)), sur une même base expérimentale, montrent que beaucoup d'entre eux ne peuvent prédire le rochet à la fois sous chargements uni-axial et multi-axial. Par ailleurs, l'identification et la validation de ces modèles complexes sont un enjeu majeur pour garantir leur validité sur une gamme étendue de sollicitations. Pour valider la robustesse des prédictions dans le cas de la fatigue du contact roue/rail, il est primordial d'identifier les paramètres uniquement sur une base expérimentale représentative des sollicitations de contact.

La simulation du phénomène de rochet dans le cas de chargements multi-axiaux reste à ce jour un thème ouvert. La prédiction quantitative de cet effet dû à la sollicitation de contact cyclique ne fait pas partie intégrante des objectifs fixés dans le cadre de cette thèse. En effet, l'intérêt principal est de proposer une modélisation robuste et plus réaliste de la sollicitation du contact roue/rail en prenant en compte la plasticité. Notre choix du modèle à érouissage cyclique est conditionné par un compromis entre la simplicité de mise en œuvre et la précision des prédictions. Comme nous l'avons vu, le modèle de Jiang et Sehitoglu (1996a,b) est reconnu comme étant le plus précis sur la prédiction du rochet. Cependant, il s'agit d'un modèle très complexe qui nécessite une stratégie d'identification particulière au vue du nombre de paramètres (9 paramètres) définissant ce modèle. Par ailleurs, cette loi de comportement n'étant pas disponible dans le code éléments finis que nous avons choisi, il nécessite de la reprogrammer ce qui n'était pas envisagé dans le cadre des travaux

présentés dans ce manuscrit. Le modèle de Bower et Johnson (1989) et la version initiale du modèle de Chaboche (respectivement Modèle A et Modèle B sur la Figure I.6) sont relativement moins complexes mais ces derniers surestiment largement le niveau de rochet. Finalement, le modèle offrant le meilleur rapport entre sa simplicité de mise en œuvre et la précision de ces résultats correspond au modèle de Chaboche (1991) dont les paramètres, identifiés pour un acier à rail, sont disponibles dans Schleinzer et Fischer (2001).

I.4. Bilan du chapitre: choix de modélisation

À travers ce chapitre nous avons pu effectuer une synthèse sur l'ensemble des principaux éléments théoriques développés pour la modélisation du contact roue/rail. Les modèles analytiques intégrées dans la plupart des codes de dynamique ferroviaire permettent de traiter un grand nombre de situations de contact pour des temps de calcul très peu coûteux. Néanmoins, ces modèles sont à l'origine d'imprécisions sur les résultats obtenus, plus particulièrement sur la détermination des champs de pression de contact. La plupart de ces approches sont basées sur la théorie de Hertz qui est régulièrement mise en défaut dans le cas du contact roue/rail puisque les courbures des profils ne sont pas constantes. Par ailleurs, seuls des comportements de matériaux purement élastiques peuvent être considérés avec ces méthodes. Or, il est bien connu que les niveaux de sollicitation au contact sont généralement de l'ordre de 1 GPa. Dans ces conditions, il est certain que la plasticité des matériaux survient et que les géométries au contact évoluent.

Afin de reproduire ces effets, nous avons fait le choix de traiter le problème du contact roue/rail à l'aide de la méthode des éléments finis. Cette approche permet de ne pas se restreindre à l'hypothèse du massif semi-infini et à la considération de matériaux élastiques. En effet, les codes éléments finis permettent l'usage de modèles de comportements élasto-plastiques non-linéaires. Dans la littérature, il n'existe pas de travaux visant à déterminer l'évolution des conditions de contact sous l'effet de l'accumulation de la déformation plastique dans le cas de passage de roues répétés. Ainsi notre objectif est de pouvoir déterminer des champs de pression de contact réalistes en prenant en compte la plasticité. Nous nous intéressons à l'évolution de la sollicitation de contact avec l'accumulation des passages de roue. En effet, les surfaces de contact évoluent avec la plasticité et les niveaux de contraintes en surface également. Pour ce faire, des modèles de comportement à écrouissage cyclique sont considérés et les géométries des corps en contact sont donc actualisées en fonction des réponses cycliques des structures. Cette stratégie est détaillée et évaluée dans le chapitre suivant.

Bibliographie

- J.-B. AYASSE et H. CHOLLET : *Handbook of railway vehicle dynamics*, chapitre 4 : Wheel–Rail Contact, pages 86–120. Taylor & Francis group, 2006. (citée p. iv, 26, 27)
- S. BARI et T. HASSAN : Anatomy of coupled constitutive models for ratcheting simulation. *International Journal of Plasticity*, 16(3):381–409, 2000. (citée p. 34)
- S. BARI et T. HASSAN : Kinematic hardening rules in uncoupled modeling for multiaxial ratcheting simulation. *International Journal of Plasticity*, 17(7):885–905, 2001. (citée p. 34)
- S. BARI et T. HASSAN : An advancement in cyclic plasticity modeling for multiaxial ratcheting simulation. *International Journal of Plasticity*, 18(7):873–894, 2002. (citée p. 34)
- J. BOUSSINESQ : *Application des potentiels à l'étude de l'équilibre et du mouvement des solides élastiques*, volume 4. Gauthier–Villars, 1885. (citée p. 28)
- A.F. BOWER et K.L. JOHNSON : The influence of strain hardening on cumulative plastic deformation in rolling and sliding line contact. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 37(4):471–493, 1989. (citée p. 32, 33, 35)
- F.W. CARTER : On the action of a locomotive driving wheel. *In Proceeding of the Royal Society of London*, volume A112, pages 151–157, 1926. (citée p. 27)
- V. CERRUTI : Mem. fis. mat. *Roma : Acc. Lincei*, 1882. (citée p. 28)
- J.-L. CHABOCHE : Constitutive equations for cyclic plasticity and cyclic viscoplasticity. *International journal of plasticity*, 5(3):247–302, 1989. (citée p. 32, 33)
- J.-L. CHABOCHE : On some modifications of kinematic hardening to improve the description of ratchetting effects. *International journal of plasticity*, 7(7):661–678, 1991. (citée p. 34, 35)
- G. DUVAUT et J.L. LIONS : *Les inéquations en mécanique et en physique*. Dunod, 1972. (citée p. 27)
- M. EKH, A. JOHANSSON, H. THORBERNTSSON et B. JOSEFSON LENNART : Models for cyclic ratchetting plasticity–integration and calibration. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 122:49, 2000. (citée p. 34)

- G. FICHERA : *Problemi elastostatici con vincoli unilaterali : il problema di Signorini con ambigue condizioni al contorno*. Accademia Nazionale dei Lincei, 1964. (citée p. 27)
- C.O. FREDERICK et P.J. ARMSTRONG : A mathematical representation of the multiaxial bauschinger effect. *Materials at High Temperatures*, 24(1):1–26, 1966. (citée p. 32)
- H. HERTZ : über die berührung fester elastischer körper. *Journal für reine und angewandte Mathematik*, 92:156–171, 1882. (citée p. iv, 24, 25, 29)
- Y. JIANG et H. SEHITOGLU : Modeling of cyclic ratchetting plasticity, part i : development of constitutive relations. *Transactions-american society of mechanical engineers journal of applied mechanics*, 63:720–725, 1996a. (citée p. 32, 33, 34)
- Y. JIANG et H. SEHITOGLU : Modeling of cyclic ratchetting plasticity, part ii : comparison of model simulations with experiments. *Transactions-american society of mechanical engineers journal of applied mechanics*, 63:726–735, 1996b. (citée p. 32, 33, 34)
- K.L. JOHNSON : The effect of a tangential contact force upon the rolling motion of an elastic sphere on a plane. *Journal of Applied Mechanics*, 25(3):339–346, 1958a. (citée p. 27)
- K.L. JOHNSON : The effect of spin upon the rolling motion of an elastic sphere on a plane. *Journal of Applied Mechanics*, 25:332–339, 1958b. (citée p. 27)
- K.L. JOHNSON : *Contact mechanics*. Cambridge University Press, 1987. (citée p. iv, 30, 31)
- J.J. KALKER : *On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction*. Thèse de doctorat, Delft University of Technology, 1967. (citée p. 27)
- J.J. KALKER : A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact. *Vehicle System Dynamics*, 11(1):1–13, 1982. (citée p. 27)
- J.J. KALKER : *Three-dimensional elastic bodies in rolling contact*. Kluwer Academic Publishers, 1990. (citée p. 27, 29)
- A. KAPOOR et K.L. JOHNSON : Plastic ratchetting as a mechanism of metallic wear. *In Proceedings of the Royal Society of London A : Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, volume 445, pages 367–384. The Royal Society, 1994. (citée p. 31)
- A.R.S. PONTER, H.F. CHEN, M. CIAVARELLA et G. SPECCHIA : Shakedown analyses for rolling and sliding contact problems. *International journal of solids and structures*, 43(14):4201–4219, 2006. (citée p. iv, 31)
- L. PORTIER, S. CALLOCH, D. MARQUIS et P. GEYER : Ratchetting under tension–torsion loadings : experiments and modelling. *International Journal of Plasticity*, 16(3):303–335, 2000. (citée p. 34)
- X. QUOST : *Modélisation de l'effet du vent sur les trains à grande vitesse : Une étude dynamique et stochastique appliquée au risque de renversement*. Thèse de doctorat, Ecole centrale de Lyon, 2005. (citée p. 28)

- V.M. RADHAKRISHNAN et S. RAMANATHAN : Plastic deformation in rolling contact. *Wear*, 32(2):211–221, 1975. (citée p. 29)
- J. W. RINGSBERG : Cyclic ratchetting and failure of a pearlitic rail steel. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 23(9):747–758, 2000. (citée p. iv, 32, 33)
- G. SCHLEINZER et F.D. FISCHER : Residual stress formation during the roller straightening of railway rails. *International Journal of Mechanical Sciences*, 43(10):2281–2295, 2001. (citée p. 34, 35)
- T. TELLISKIVI et U. OLOFSSON : 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. (citée p. 29)
- M. TOUMI, H. CHOLLET et Y. HONORÉ : Finite element analysis of the frictional wheel-rail rolling contact using explicit and implicit methods. *Wear*, 2016. (citée p. 28)
- P.J. VERMEULEN et K.L. JOHNSON : Contact of nonspherical elastic bodies transmitting tangential forces. *Journal of Applied Mechanics*, 31(2):338–340, 1964. (citée p. 27)
- W. YAN et F.D. FISCHER : Applicability of the hertz contact theory to rail-wheel contact problems. *Archive of applied mechanics*, 70(4):255–268, 2000. (citée p. 29)
- X. ZHAO et Z. LI : A three-dimensional finite element solution of frictional wheel-rail rolling contact in elasto-plasticity. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, 229(1):86–100, 2015. (citée p. iv, 29)
- X. ZHAO, Z. LI et R. DOLLEVOET : Solution of the wheel-rail rolling contact in elasticity and elasto-plasticity using a transient finite element model. *In 8th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*, 2009. (citée p. 28)

Chapitre II

Simulation numérique du contact roue/rail - cas de la voie rectiligne

Sommaire

II.1. Introduction	40
II.2. Développement des outils numériques pour la simulation du contact roue/rail	41
II.2.1. Modèle éléments finis du contact roue/rail	42
II.2.1.1 Description du modèle	42
II.2.1.2 Gestion du contact en éléments finis : choix de la méthode de résolution	44
II.2.1.3 Modèles de comportement des matériaux	45
II.2.1.3.1 Cadre général de la modélisation	47
II.2.1.3.2 Modèle à écrouissage cinématique non-linéaire (Frede- rick et Armstrong (1966))	49
II.2.1.3.3 Modèle à écrouissage cinématique et isotrope non-linéaire (Chaboche (1989))	50
II.2.1.4 Étude de l'influence du maillage	52
II.2.1.5 Impact de la réduction géométrique du modèle	55
II.2.1.6 Validation du modèle - calcul des pressions de contact	58
II.2.2. Modélisation cyclique du contact roue/rail	62
II.2.2.1 Stratégie 1 : Pression de Contact Mobile	62
II.2.2.2 Stratégie 2 : Contact Roue/Rail Répété	63
II.3. Résultats et discussions	64
II.3.1. Evolution de la pression de contact	64
II.3.2. Evolution du profil de rail	65
II.3.3. Evolution de l'orientation des contraintes principales	67
II.3.4. Réponses cycliques du rail	70
II.4. Bilan du chapitre	80

II.1. Introduction

Pour préserver les conditions de sécurité et la durée de vie du rail, il est primordial de prévoir l'amorçage des défauts de FCR que l'on sait étroitement liés aux paramètres de l'exploitation ferroviaire mais aussi aux propriétés mécaniques du matériau constitutif. Les fissures à l'origine de ces défauts sont initialement amorcées en surface, lieu où les efforts de traction de la roue sur le rail sont les plus importants. Ainsi, la détermination précise des champs de contraintes et de déformations plastiques est fondamentale pour la compréhension des mécanismes d'endommagement survenant localement sous la zone de contact. L'application ferroviaire du contact roue/rail est particulièrement complexe puisqu'il est question de traiter un problème dans lequel interviennent des charges extrêmes et localisées induisant l'accumulation de la déformation plastique dans le rail sous l'effet des passages répétés des roues.

Pour le calcul des sollicitations au contact, deux types d'approches sont généralement utilisées: les modèles analytiques et les modèles s'appuyant sur la méthode des éléments finis. Les approches analytiques sont fondées sur l'hypothèse de modèles de comportement matériaux purement élastiques. Ces dernières sont connues pour leur simplicité de mise en œuvre et ainsi que pour leur rapidité d'exécution. Différents modèles ont été proposés (Carter (1926); Kalker (1991); Knothe et Le The (1984)) et sont présents à ce jour dans la plupart des codes de dynamique ferroviaire. Cependant, le principal défaut de ces modèles est leur incapacité à prendre en compte l'effet de la plasticité au contact et réciproquement l'influence de la déformée sur la sollicitation. Pour pallier ce défaut de précision, des analyses élasto-plastiques du contact roue/rail ont été menées en utilisant la méthode des éléments finis. On peut citer notamment les études de Bhargava *et al.* (1985a,b), Xu et Jiang (2002) and Jiang *et al.* (2001). Cependant, ces dernières ont été restreintes au problème du contact roulant bi-dimensionnel. Ainsi par la suite, avec l'amélioration des performances des outils informatiques, ces modèles ont été adaptés au cas tridimensionnel du contact roue/rail par Ringsberg (2001); Ringsberg *et al.* (2000); Ringsberg et Lindbäck (2003), Jiang *et al.* (2002) et Wen *et al.* (2011). L'objectif principal est de pouvoir estimer la déformation plastique et l'évolution des contraintes résiduelles sous l'effet de la sollicitation du contact roulant. Par ailleurs, Dang Van et Maitournam (1993); Dang Van *et al.* (2009, 1996) ont développé des méthodes de calcul visant à déterminer l'état élasto-plastique asymptotique du rail en considérant la sollicitation de contact comme étant périodique. Pour toutes ces approches, le chargement utilisé pour déterminer la réponse cyclique est issu d'une solution élastique. Il n'y a pas de mise à jour de la sollicitation de contact dans l'analyse cyclique. Bien que le comportement élasto-plastique du rail soit défini selon un modèle à écrouissage cyclique, la prédiction de l'état asymptotique peut être biaisée puisque le chargement appliqué, issu d'un calcul élastique, est généralement surestimé. Cette surestimation est d'autant plus marquée que la sollicitation en surface du rail est maintenue constante. Pourtant, il est généralement admis que sous l'effet de la déformation plastique la géométrie des profils de la roue et du rail évoluent. Dans un cas général du roulement de contact, Radhakrishnan et Ramanathan (1975) ont démontré expérimentalement que la surface de contact s'étend au fil des passages de roue tout en induisant la diminution des niveaux de contraintes en surface.

L'objet de ce chapitre est de mettre en évidence l'effet de la plasticité sur la distribution des champs de contraintes en surface lors de passages répétés (sollicitation cyclique) et d'en déduire les champs

mécaniques résiduels se développant dans le rail. Ainsi, un modèle éléments finis tridimensionnel du contact roue/rail a été développé pour le calcul de pression de contact pour une configuration de voie en alignement. Dans le but de pouvoir juger de la précision de notre modèle, nous comparerons les solutions élastiques obtenues à celles issues de l'algorithme CONTACT (Kalker (1991)). Puis il sera question d'introduire la plasticité en définissant le comportement de la roue et du rail avec des modèles de comportement à écrouissage cyclique. Il sera alors possible de quantifier l'impact de la plasticité au contact en comparant les solutions élasto-plastique et purement élastique en termes de niveaux de contraintes en surface et de dimension de la zone de contact.

II.2. Développement des outils numériques pour la simulation du contact roue/rail

Le modèle à développer doit permettre la détermination de la réponse élasto-plastique du rail et son évolution sous l'effet du chargement cyclique. La Figure II.1 présente les deux procédures de calcul mises en œuvre dans ce travail pour réaliser le chargement cyclique du rail. Le point commun entre ces deux stratégies est l'utilisation d'un modèle éléments finis tridimensionnel du contact roue/rail initialement développé pour la détermination de pression de contact sur le rail. En effet, ce modèle tient compte de paramètres géométriques tels que les profils standardisés (roue/rail) et l'inclinaison du rail prévue pour l'auto-centrage des essieux. Bien que ce ne soit pas l'objet réel de l'étude présentée, une analyse paramétrique des conditions de contact peut être également réalisée en faisant varier l'effort de traction de la roue via un coefficient de frottement. La principale différence entre ces procédures réside sur le choix de l'évolution de la sollicitation de contact.

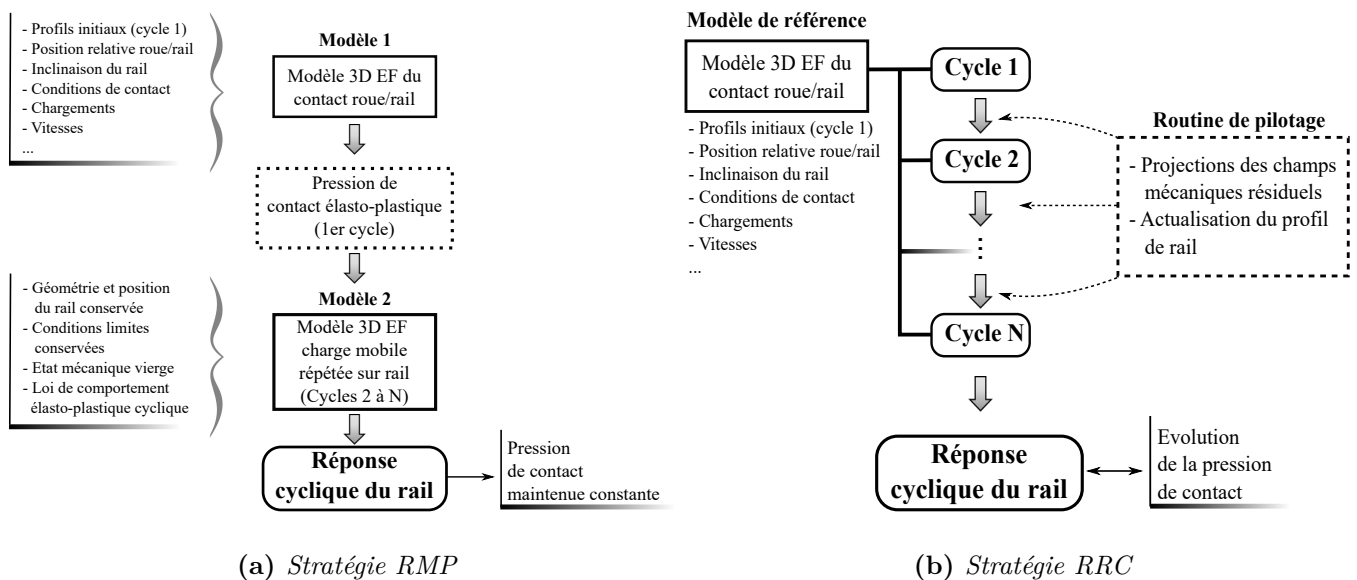


Figure II.1 – Procédures du calcul cyclique du contact roue/rail.

La stratégie 1, intitulée *Repeated Moving Pressure (RMP)*, est comparable aux approches couramment considérées dans la littérature. L'idée repose sur l'utilisation séquentielle de deux outils numériques. En premier lieu, les efforts d'interaction entre la roue et le rail sont déterminés avec un logiciel de simulation multi-corps de dynamique ferroviaire. Ces résultats sont ensuite implémentés dans un code éléments finis en tant qu'un chargement mobile appliqué sur la surface du rail. Notre approche est très similaire à l'exception près que le champ de pression de contact est déterminé avec un modèle éléments finis développé pour réaliser le passage d'une roue sur un rail. Cette stratégie permet de réduire considérablement les temps de calcul puisque la non-linéarité du problème du contact est évitée dans le calcul de la réponse cyclique. Toutefois, ce type d'approche repose sur l'hypothèse que le champ de pression de contact reste constant cycle après cycle. Or l'interface roue/rail évolue à chaque cycle de chargement, en particulier pour les premiers passages de roue. Par conséquent, les contraintes au contact ne peuvent être considérées constantes pour les premiers cycles de chargement du rail.

C'est la raison pour laquelle une seconde stratégie, appelée *Repeated Rolling Contact (RRC)*, a été mise en place afin de pouvoir analyser les évolutions des profils de la roue et du rail. Il devient alors possible, par cette approche, de quantifier l'effet de l'évolution géométrique du contact sur la distribution de la sollicitation en surface et par conséquent sur la réponse cyclique du rail. Pour ce faire, une routine a été développée pour réaliser le passage de roue répété sur le rail. Sa fonction principale correspond au lancement en séquentiel du modèle éléments finis tridimensionnel du contact roue/rail qui au préalable est prévu pour la simulation d'un passage de roue. Dans le but de pouvoir assurer la continuité de la réponse cyclique du rail, les champs des déformations plastiques, des contraintes résiduelles et des variables d'érouissages sont actualisés cycle après cycle. Ainsi, en fonction de l'érouissage vu par la roue et le rail, les profils géométriques sont actualisés directement au niveau de la définition des coordonnées des nœuds des maillages du modèle. Les stratégies de modélisation étant explicitées, la section suivante est alors consacrée à la description du modèle éléments finis du contact roue/rail.

II.2.1. Modèle éléments finis du contact roue/rail

II.2.1.1 Description du modèle

Sous l'effet de la sollicitation de contact de roulement, les structures en contact sont sujettes à de l'accumulation de déformation plastique qui se manifeste à la fois en surface et en sous-couche. En fonction du niveau de charge, cet écoulement plastique peut perdurer et parfois de manière incrémentale, particulièrement durant les premiers cycles de charge. L'étude présentée ici s'intéresse aux premiers cycles de vie du rail et donc à l'évolution transitoire de la déformation plastique qui pourrait expliquer l'origine des mécanismes de l'endommagement par fatigue. C'est la raison pour laquelle l'objectif principal de la modélisation est de prédire les états quasi-statiques des structures en contact consécutivement à chaque cycle du chargement appliqué. Ainsi, le schéma d'intégration implicite (*ABAQUS/Standard*) du logiciel commercial ABAQUS a été choisi pour la résolution du problème tridimensionnel du contact roue/rail par la méthode des éléments finis. La formulation implicite néglige les effets dynamiques. Bien que ces derniers puissent impacter

momentanément les niveaux de contrainte en surface (i.e. surcharges ponctuelles), ils ne feront pas l'objet de notre étude. Par ailleurs, Toumi *et al.* (2016) ont récemment démontré que des résultats très satisfaisants peuvent être obtenus en termes de répartition et de niveaux des pressions de contact en comparaison avec ceux issus de la théorie complète de Kalker (1991).

Toutefois, le choix de l'approche incrémentale pour la simulation du contact roue/rail possède tout de même quelques défauts. En effet, il s'agit d'une application impliquant de fortes non-linéarités géométriques (i.e. grandes amplitudes de déplacement) et matérielles. De plus, la résolution des problèmes de contact est souvent coûteuse en ressources informatiques et peut conduire à des difficultés de convergence. Le système roue/rail est de grandes dimensions alors que le volume matériel à analyser, de l'ordre du millimètre cube, est cantonné à proximité de la surface de contact. Pour réduire les temps de calcul, il convient donc de procéder à des réductions géométriques en priorisant les zones potentiellement affectées par la sollicitation.

Ainsi, la géométrie du rail a été restreinte au champignon du rail tandis que celle de la roue correspond à un secteur de 40° de la jante de la roue. La Figure II.2 présente le paramétrage du modèle. Chacune des géométries est subdivisée en deux sous-parties. En effet, que ce soit pour la roue ou le rail, les zones les plus proches des surfaces de contact correspondent à celles pour lesquelles le maillage est le plus dense. On les nommera les « inserts ». Les volumes restants, les « supports », sont éloignés de la zone de contact et sont donc discrétisés avec un maillage nettement plus grossier. Cette subdivision entraîne la non-conformité du maillage à la fois pour la roue et le rail. Pour pallier cet effet, les surfaces adjacentes des sous-volumes sont liées via une condition dite « *tie* ». Cette condition impose une contrainte de continuité cinématique aux interfaces entre les supports et les inserts. Avec l'ambition de réduire au maximum le coût de calcul, la zone d'analyse d'où sont extraits les résultats correspond à l'insert du rail qui représente un faible volume ($15 \times 30 \times 80 \text{ mm}^3$) en comparaison avec les dimensions de la géométrie entière du rail. En effet pour notre cas d'étude, il est prévu que la roue roule en direction de la zone d'analyse sur une distance de 300 mm comme illustré sur la Figure II.2.

Pour constituer ces maillages, des éléments linéaires à 8 nœuds ont été utilisés. Zhao et Li (2011) préconisent pour une précision satisfaisante de la description du contact une taille d'élément minimale en surface de $1.3 \times 1.3 \text{ mm}^2$. Plus récemment, Toumi (2016) a montré, pour la simulation du contact roue/rail suivant un schéma d'intégration implicite, qu'une taille de $1 \times 1 \text{ mm}^2$ correspond au meilleur compromis en termes de temps de calcul et de précision de la solution. Nous retiendrons donc cette dimension pour constituer la zone d'analyse. Par ailleurs, dans le but de pouvoir rendre compte de la présence de gradients de contraintes et déformations à proximité de la surface de contact, un maillage progressif dans le sens de la profondeur du rail a été réalisé. La plus petite taille de maille en profondeur correspond à 0.2 mm.

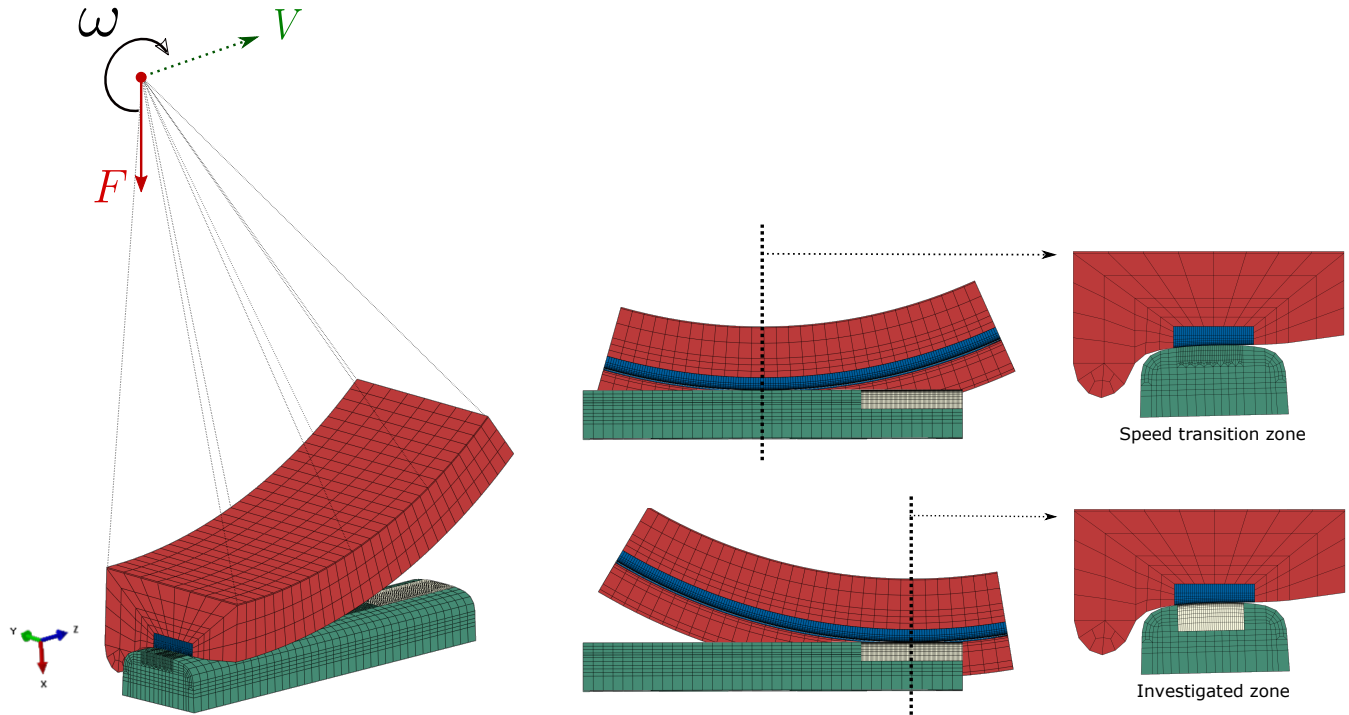


Figure II.2 – Paramétrage du modèle éléments finis du contact roue/rail.

À gauche sur la Figure II.2 est représenté le paramétrage du modèle. Un point de référence, situé en lieu et place du moyeu de la roue, est défini pour assurer le pilotage de cette dernière. Ce point, lié rigidement à la face supérieure de la jante, est alors utilisé pour appliquer le chargement. Concernant le rail, des conditions de symétrie sont appliquées sur les faces transverses aux extrémités. Sur ces surfaces libres, les déplacements des nœuds sont « restreints » sur les directions latérales et longitudinales du rail (respectivement \vec{y} et \vec{z} sur la Figure II.2). Quant à la face inférieure de la tête de rail, elle est bloquée suivant \vec{x} , la direction normale à la table de roulement du rail. Finalement, le passage d'une roue s'effectue en quatre étapes. La première correspond à une étape d'initialisation visant à établir le contact pour une position latérale de la roue considérée. Il s'en suit une mise en charge statique via un effort ponctuel appliqué au point de référence. Une fois que le contact et la charge statique sont établis, une vitesse de rotation est également appliquée au niveau du moyeu et par adhésion, la roue est entraînée en translation et se dirige vers la zone d'analyse.

II.2.1.2 Gestion du contact en éléments finis : choix de la méthode de résolution

Lorsque deux solides interagissent par contact, des efforts sont transmis réciproquement, l'un à l'autre, par l'intermédiaire de leurs surfaces. Dans certains cas, seule la composante normale des efforts est transmise. Le comportement suivant la direction normale est modélisé dans Abaqus grâce à l'option « Hard Contact » avec laquelle le contact entre les deux corps est supposé comme étant parfait. Les surfaces ne transmettent aucune pression tant que les nœuds esclaves n'entrent pas en contact avec la surface maître. À noter qu'aucune pénétration n'est permise avec cette

option. Si l'application traitée fait intervenir le frottement, des contraintes de cisaillement peuvent aussi être transmises en appliquant aux nœuds la loi de Coulomb.

Dans le but de pouvoir transférer une charge entre les éléments de deux corps différents, les nœuds de ceux-ci doivent être connectés entre eux. Pour ce faire, les interactions entre les maillages sont définies par des conditions qui permettent d'éviter l'interpénétration des surfaces. La procédure d'intégration implicite dans Abaqus/Standard dispose de plusieurs formulations de contact. Chaque formulation est basée sur le choix d'une technique de discrétisation du contact parmi les deux méthodes « nœud-surface » et « surface-surface ». Pour l'application du contact roue/rail, l'approche surface-surface est choisie au détriment de nœud-surface car, comme le montre l'exemple fourni par Hibbitt (2013), celle-ci assure une meilleure précision de résultats en termes de pression de contact. En effet, contrairement à l'option nœud-surface, la méthode de discrétisation surface-surface est mieux adaptée aux contacts complexes. Et d'un point de vue pratique, cette technique n'exige pas la compatibilité des maillages entre les faces source et cible. L'application de cette méthode de calcul au problème de contact frottant consiste à imposer les conditions de contact non pas localement, comme l'approche nœud-surface, mais bien sur l'ensemble de la surface candidate au contact. Ce qui rend la solution plus régulière et plus représentative. Ces régions sont approximativement centrées sur les nœuds esclaves, de sorte que chaque effort soit appliqué non seulement à un seul nœud esclave mais aussi à tous les nœuds esclaves adjacents.

Enfin, de grands déplacements relatifs de translation et de rotation étant possibles entre la surface de la roue et celle du rail, la formulation de glissement entre les nœuds de la surface esclave par rapport à la surface maître est fixée à grand glissement à travers l'option « Finite sliding ». Cette option autorise les corps à se mouvoir selon une grande amplitude.

II.2.1.3 Modèles de comportement des matériaux

Dans le cas de la sollicitation cyclique du contact roue-rail, les niveaux de charges appliquées excèdent généralement la limite élastique des matériaux et par conséquent engendrent l'écoulement plastique en proche surface à chaque passage de roue. Bien que la forte pression hydrostatique présente sous la zone de contact permette de retarder l'apparition de fissures par fatigue, les structures en contact sont sujettes à une accumulation continue de la déformation plastique qui peut s'avérer particulièrement critique avec le développement d'une contrainte moyenne non nulle: on parle alors du phénomène de rochet. Ainsi, la qualité de la prédiction des cinétiques de développement du rochet dépend de la capacité des lois de comportement utilisées à reproduire convenablement le comportement des matériaux.

Le phénomène de rochet a fait l'objet de très nombreuses études, tant du point de vue expérimental que théorique. Concernant l'aspect expérimental, on peut dire que tous les facteurs influents sur la réponse des matériaux métalliques ont désormais été mis en lumière. Une vaste base d'essais est donc disponible dans la littérature (Portier *et al.* (2000), Bari et Hassan (2000, 2001, 2002), Aubin (2008)). En ce qui concerne la modélisation du phénomène d'accumulation progressive de déformation plastique, deux principales approches ont été suivies. La première correspond à l'approche phénoménologique dont le but est de décrire le comportement du matériau uniquement à l'échelle macroscopique. Elle s'appuie donc sur un domaine d'élasticité, généralement borné par le

critère de von Mises, sur une loi d'écoulement plastique normal à ce domaine et sur un jeu de variables internes dotées chacune de leur loi d'évolution. La seconde approche, elle, se place dans un cadre micromécanique appliqué au comportement cyclique des métaux polycristallins (cf. Cailleaud (1988)). Pour ce type de modèle, les lois d'évolution sont définies à l'échelle microscopique, ce qui permet la prise en compte des aspects d'autant plus physiques du comportement. Cette dernière approche est reconnue pour être bien plus prédictive que l'approche macroscopique mais la considération d'un grand nombre de variables internes est nécessaire. *A contrario*, les modèles macroscopiques sont généralement plus pratiques à mettre en œuvre et permettent des exécutions de calculs plus rapides. Cependant, la précision de leur prédiction est souvent conditionnée par le type de chargements considéré pour les identifier. Par soucis de commodité, on s'intéressera particulièrement aux modèles de comportement définis à l'échelle de la structure.

La plupart des modèles phénoménologiques développés pour décrire le rochet se sont appuyés sur des lois à écrouissage cinématique et ces derniers se sont avérés efficaces pour reproduire le rochet uniaxial. Cependant, lorsque l'on souhaite représenter les réponses expérimentales obtenues sous sollicitations multi-axiales, tel est le cas du contact roue-rail, le phénomène est encore mal décrit. Ce défaut a notamment été mis en évidence par Portier (1999); Portier *et al.* (2000) en mettant à l'épreuve différents modèles pour reproduire des résultats d'essais cycliques à trajets de chargement complexes provoquant du rochet. Aucun des modèles considérés ne s'avère en mesure de représenter l'ensemble de la base d'essais.

La particularité du rochet multi-axial résulte de la présence d'une contrainte moyenne non-nulle. En effet, lorsque une contrainte moyenne se développe suivant une direction (i.e. positif ou négatif), un chargement cyclique, quelle que soit sa direction, peut provoquer une déformation plastique incrémentale suivant la même direction que la contrainte moyenne. Par ailleurs, on distingue d'autres spécificités liées à la nature même des trajets de chargement associés à la sollicitation du contact roue-rail. En effet, ce problème particulier de contact se caractérise par des trajets de chargement variables et non-proportionnels. En effet, Jiang et Sehitoglu (1994) ont pu démontrer expérimentalement, en considérant un trajet de chargement représentatif du contact roue-rail, que l'écoulement plastique incrémental ne se développe pas systématiquement dans la même direction que celle de la contrainte moyenne. D'autre part, Delobelle *et al.* (1995) montrent, grâce à des essais bi-axiaux en traction-torsion et sous pression interne constante, que la vitesse d'accumulation de déformation plastique croît significativement avec la non-proportionnalité du chargement appliqué. Aussi, Corona *et al.* (1996) ont pu mettre en évidence qu'une variation, aussi légère soit-elle, de la contrainte appliquée au cours d'un chargement cyclique produit des modifications non négligeables sur le phénomène de rochet multi-axial. Ainsi, l'effet d'histoire et la non-proportionnalité du chargement sont des particularités dont la prise en compte est indispensable dans une démarche de modélisation du phénomène de rochet multi-axial.

L'objet de cette partie ne consiste pas à recenser tous les modèles à écrouissages cycliques existant dans la littérature, la liste en serait très longue. En effet, nous nous contenterons de décrire les modèles que nous avons choisi d'utiliser et nous tâcherons d'en exposer les limites face à la problématique du contact roue-rail. Les matériaux qui ont fait l'objet de notre étude sont les nuances d'acier de rail R260 (EN 13674-1) et de roue ER7 (EN 13262) et leur composition chimique respective est donnée dans le Tableau II.1.

Tableau II.1 – Composition chimique des matériaux

(wt%)	C	Mn	Si	P	S	Cr	Al	V
R260	0,74	1,08	0,31	0,013	0,018	0,04	0,003	0,004
ER7	0,52	0,8	0,4	0,02	0,02	0,3	–	0,06

Une loi de comportement élasto-plastique à écrouissage cinématique non-linéaire de type Frederick et Armstrong (1966) a été utilisée pour décrire la réponse cyclique de la roue. Concernant la nuance R260 du rail, nous avons opté pour le modèle de Chaboche (1989) qui associe des écrouissages isotrope et cinématique. Ces choix de modèles de comportement ne sont pas les seules options possibles. Ils sont retenus pour leur simplicité de mise en œuvre dans la plupart des codes éléments finis. La section suivante définit le cadre général de modélisation, intrinsèque aux différents modèles à écrouissage cyclique. Les deux lois utilisées pour ce travail seront décrites plus en détail par la suite.

II.2.1.3.1 Cadre général de la modélisation

Le comportement élastique des matériaux métalliques peut être décrit en supposant l'existence d'un domaine convexe fermé dans l'espace des contraintes, centré sur l'origine des contraintes et au sein duquel tout chargement reste élastique. Ce domaine d'élasticité suit la loi de Hooke:

$$\sigma = \frac{E}{1 + \nu} \left(\varepsilon^e + \frac{\nu}{1 - 2\nu} \text{tr}(\varepsilon^e) \mathbb{I} \right) \quad (\text{II.1})$$

avec ν le coefficient de Poisson, E le module de Young et le tenseur des contraintes σ développé sous l'effet de la déformation élastique ε^e .

Lorsque le niveau de contrainte atteint la frontière du domaine d'élasticité, le comportement du matériau devient plastique (ou élasto-plastique). Le formalisme de la thermodynamique et l'appui expérimental justifient la décomposition de la déformation totale en une partie réversible ou élastique ε^e d'une part et irréversible ou plastique ε^p d'autre part. On a ainsi:

$$\varepsilon = \varepsilon^e + \varepsilon^p \quad (\text{II.2})$$

L'écrouissage du matériau survient quand le niveau de contrainte auquel il est soumis dépasse sa limite élastique σ_y définie par la taille initiale du domaine d'élasticité. Pour évaluer la réponse des aciers, le critère de plasticité le plus couramment utilisé est le critère de von Mises qui s'écrit:

$$f(\sigma, \mathbb{X}, R) = \sqrt{\frac{3}{2} (\sigma' - \mathbb{X}) : (\sigma' - \mathbb{X})} - R \quad (\text{II.3})$$

Avec \mathbb{X} étant la variable d'écrouissage cinématique, R la variable d'écrouissage isotrope ($R = \sigma_y$ à l'état mécanique initial) et σ' le déviateur du tenseur des contraintes qui permet au critère

de garantir un comportement plastique indépendant de la pression hydrostatique (phénomène observé expérimentalement). L'écroutissage du matériau est décrit par une variable cinématique \mathbb{X} qui translate le domaine d'élasticité (cf. Figure II.3a) et/ou une variable isotrope R qui décrit sa dilatation (cf. Figure II.3b) dans l'espace des contraintes.

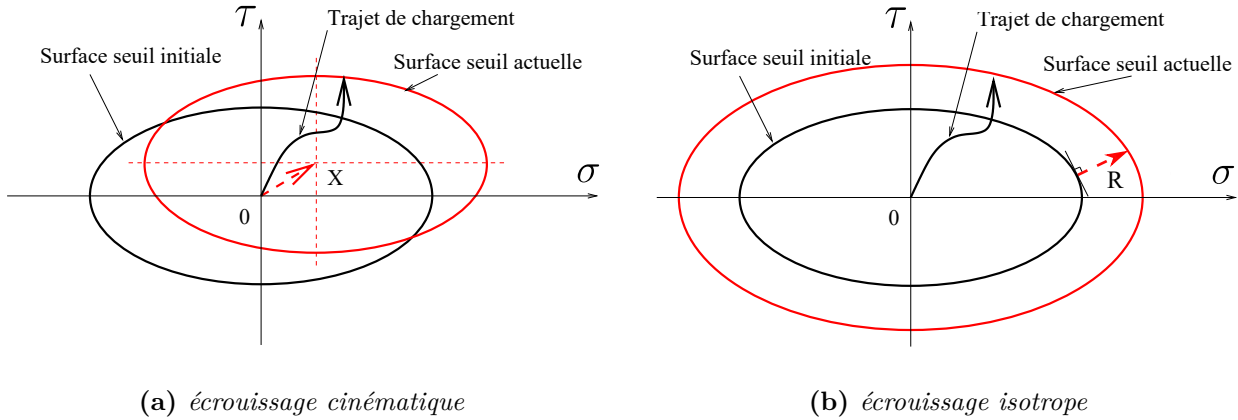


Figure II.3 – Définition des mécanismes d'écroutissage.

Ainsi, la réponse du matériau est:

- élastique si $f < 0$,
- plastique si $f = 0$ et $\dot{f} = 0$.

D'après le principe du travail plastique maximal (ou principe de Hill (1998)), qui a été démontré expérimentalement pour les aciers, l'écoulement plastique est orienté selon la normale au domaine.

Cette condition s'exprime comme suit:

$$\dot{\varepsilon}^p = \dot{\lambda} \frac{\partial f}{\partial \sigma} \quad (\text{avec } d\lambda \geq 0) \quad (\text{II.4})$$

avec $\dot{\lambda}$ le multiplicateur plastique qui est obtenu grâce à la condition de cohérence:

$$\dot{f} = \frac{\partial f}{\partial \sigma} : \dot{\sigma} + \frac{\partial f}{\partial \mathbb{X}} : \dot{\mathbb{X}} + \frac{\partial f}{\partial R} : \dot{R} = 0 \quad (\text{II.5})$$

et aux équations d'évolution:

$$\dot{\mathbb{X}} = h_1(\dot{\varepsilon}^p) \quad \text{et} \quad \dot{R} = h_2(\dot{p}) \quad (\text{II.6})$$

avec $\dot{p} = \sqrt{\frac{2}{3} \dot{\varepsilon}^p : \dot{\varepsilon}^p}$ qui représente le taux de déformation plastique cumulé (égal ici à $\dot{\lambda}$). Mis à part le critère de von Mises et l'hypothèse de normalité, inhérents aux lois de comportement en

général, la qualité de description de la plasticité du matériau repose essentiellement sur les lois d'évolution (cf. équations II.6) retenues pour les variables \mathbb{X} et R . Ce sont alors ces formulations de loi d'écrouissage que nous allons décrire et leur capacité à reproduire le phénomène de rochet sera également discuter.

II.2.1.3.2 Modèle à écrouissage cinématique non-linéaire (Frederick et Armstrong (1966))

Les premiers modèles prenant en compte l'écrouissage cinématique ont été proposés par Prager (1955) et Ziegler (1959). Pour ces modèles, il est considéré une relation linéaire entre $\dot{\mathbb{X}}$ et $\dot{\varepsilon}^p$ qui s'exprime de la manière suivante:

$$\dot{\mathbb{X}} = h_1 (\dot{\varepsilon}^p) = \frac{2}{3} C \dot{\varepsilon}^p \quad (\text{II.7})$$

Où C correspond au module d'écrouissage cinématique supposé constant.

Le principal défaut de ces modèles est qu'ils sont basés sur une évolution linéaire, ce qui est insuffisant pour décrire correctement l'écrouissage cyclique et plus particulièrement pour le rochet. En effet, ils prédisent l'accommodation dès le premier cycle en chargement uni-axial. Pour un cas multi-axial, une déformation progressive pourra survenir selon la contrainte moyenne mais elle finira toujours par saturer au bout d'un certain nombre de cycles.

L'expérience montre clairement que l'écrouissage monotone ou cyclique des métaux suit une évolution non-linéaire en fonction de la déformation plastique. Pour prendre en compte cet effet, Frederick et Armstrong (1966) ont alors proposé la formulation suivante:

$$\dot{\mathbb{X}} = C \dot{\varepsilon}^p - \gamma \mathbb{X} \dot{p} \quad (\text{II.8})$$

Où \dot{p} est l'incrément de déformation plastique cumulée; C et γ étant des paramètres caractéristiques du matériau.

En comparaison avec l'équation II.7, cette formulation inclut un terme de rappel, $\gamma \mathbb{X} \dot{p}$, qui est également appelé « restauration dynamique ». Ce dernier permet de décrire qualitativement le phénomène de relaxation de la contrainte moyenne (cf. Figure II.4b) et le phénomène de rochet. En effet, ce modèle prévoit un pas de rochet constant pour un chargement uni-axial (cf. Figure II.4b). Il s'exprime comme suit:

$$\delta \varepsilon^p = \frac{1}{\gamma} \ln \left(\frac{\left(\frac{C}{\gamma}\right)^2 - (X_{min})^2}{\left(\frac{C}{\gamma}\right)^2 - (X_{max})^2} \right) \quad (\text{II.9})$$

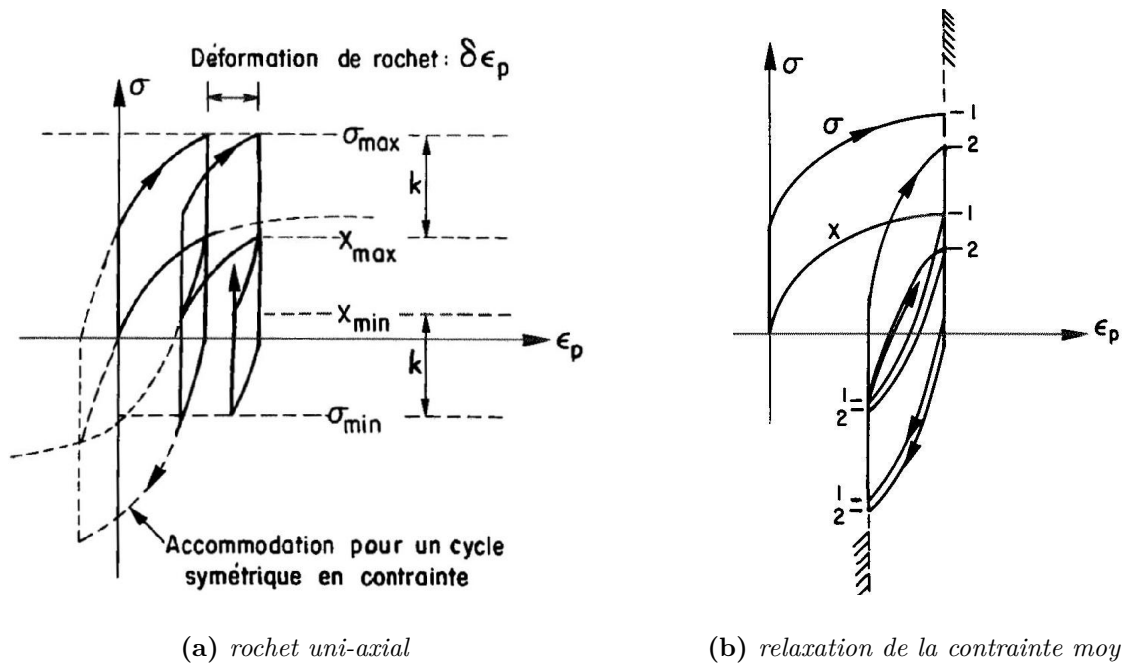


Figure II.4 – Principales caractéristiques du modèle à écrouissage cinématique non-linéaire de Frederick et Armstrong (1966) pour reproduire les réponses cycliques. Tirés de Lemaitre et al. (1985).

Cette approche va à l'encontre des observations expérimentales puisque l'on observe généralement une diminution du pas de rochet, voire même la saturation de ce dernier selon le niveau de chargement considéré. On retient donc que le modèle de Frederick et Armstrong (1966) a tendance à surestimer le phénomène de rochet.

II.2.1.3.3 Modèle à écrouissage cinématique et isotrope non-linéaire (Chaboche (1989))

Pour pallier les limites du modèle de Frederick et Armstrong (1966), Chaboche (1989) a proposé de décrire la translation du domaine d'élasticité en décomposant la formulation de l'écrouissage cinématique en plusieurs variables indépendantes telles que:

$$\mathbb{X} = \sum_{i=1}^n \mathbb{X}_{(i)} \quad (\text{II.10})$$

En considérant, par exemple, une variable cinématique linéaire et une autre non-linéaire, il est possible de moduler le pas de rochet au cours des cycles appliqués. Par ailleurs, cette décomposition possède un sens physique puisqu'il est bien connu que plusieurs mécanismes d'écrouissage s'activent et interagissent selon différents niveaux de chargement. Ainsi, il est possible de considérer une variable pour reproduire au mieux les transitions élasto-plastiques au sein des boucles d'hystérésis et une autre afin d'éviter la saturation de la déformation plastique progressive dans le cas de

sollicitations constantes par palliers, comme il a pu être envisagé par Aubin (2008) pour un acier duplex.

La variable d'écrouissage isotrope R permet de décrire l'augmentation de la taille du domaine d'élasticité. La loi d'évolution de la variable d'écrouissage isotrope s'écrit:

$$\dot{R} = h_2(\dot{p}) = b(Q_\infty - R)\dot{p} \quad (\text{II.11})$$

Où b et Q_∞ sont des paramètres matériaux qui correspondent respectivement à la vitesse de durcissement et au niveau d'écrouissage atteint à stabilisation.

Ce modèle, bien que très sophistiqué, ne permet malheureusement pas la prise en compte du surécrouissage induit par les chargements non-proportionnels (cf. Portier *et al.* (2000)) tels que celui du contact roue-rail. Par ailleurs, il est admis que ce modèle surestime le niveau de rochet observé expérimentalement.

D'un point de vue général, ces modèles basés sur une telle formulation de l'écrouissage se complexifient davantage lorsque l'on souhaite prendre en compte correctement le rochet sous sollicitations uni- et multi-axiales. La difficulté majeure est la prédiction de l'incrément de déformation plastique induit par la position de la surface de charge. L'une des meilleures solutions proposées consiste à abandonner cette description de la surface de plasticité basée sur le critère de von Mises pour décrire directement la distorsion mesurée expérimentalement, rendant alors possible la prédiction du niveau de rochet. Beaucoup de ces modèles ont été développés spécifiquement pour des applications de mise en forme, et notamment d'emboutissage (cf. Hill (2000), Boucher et Cordebois (1994)). Ainsi, les lois d'évolution ne sont pas toujours adaptées à des sollicitations cycliques multi-axiales. Par ailleurs, en vue des niveaux de chargement encourus dans le cas du contact roue-rail, il n'est pas trivial d'identifier ces modèles sur la base d'un essai suffisamment représentatif. En effet, les essais cycliques multi-axiaux actuels ne permettent pas d'atteindre des niveaux de chargement avoisinant le gigapascal. Pour toutes ces raisons, nous nous contenterons de considérer les modèles décrits précédemment (cf. sous-sections II.2.1.3.2 et II.2.1.3.3) tout en ayant conscience des limites auxquelles nous nous exposons. L'essentiel est pour nous de mettre en œuvre un modèle éléments finis suffisamment robuste pour être enrichi ultérieurement. De plus, il nous sera tout de même permis de pouvoir discuter qualitativement de l'impact de la plasticité sur l'intensité des sollicitations de contact au fil des passages de roue répétés. Et réciproquement, l'effet d'une amplitude variable du chargement sur la réponse cyclique des structures en contact pourra être mis en évidence.

Pour les deux aciers étudiés, les paramètres des modèles considérés ont été identifiés sur la base d'essais cycliques en traction-compression à déformation imposée. Ces paramètres sont listés dans le Tableau II.2. Les paramètres de la nuance R260 du rail proviennent des travaux de Schleinzer et Fischer (2001) et ceux de la roue sont issus des travaux de thèse de Langueh (2013).

Tableau II.2 – Propriétés des matériaux de la roue et du rail.

Roue (ER7)			Rail (R260)		
Langueh <i>et al.</i> (2011)			Schleinzner et Fischer (2001)		
		-	Q_∞	-189	MPa
		-	b_m	500	-
C	137	GPa	C_1	24.7	GPa
			C_2	60	GPa
			C_3	200	GPa
γ	401	-	γ_1	55	-
			γ_2	600	-
			γ_3	2000	-
σ_y	316	MPa	σ_y	379	MPa
E	205	GPa	E	206	GPa
ν	0.3	-	ν	0.28	-

II.2.1.4 Étude de l'influence du maillage

Les dimensions des éléments en surface ont été spécifiées à la Section II.2.1.1 Elles sont tirées de la littérature et permettent une bonne description du contact. Cependant dans notre étude, nous nous intéressons à la plasticité et plus particulièrement au gradient de contraintes/déformations se développant en sous-surface. L'objectif de cette partie est d'étudier l'influence du maillage du modèle géométrique du rail sur les résultats obtenus. Pour cela, trois modèles, présentés sur la Figure II.5, ont fait l'objet d'une étude comparative.

Le maillage du modèle 1 présente une couche supérieure d'une épaisseur de 5 mm au sein de laquelle les éléments possèdent une taille de maille homogène de 0.16 mm. La couche inférieure s'étend sur une épaisseur de 10 mm, au sein de laquelle, les tailles de mailles sont progressives dans le sens de la profondeur en variant de 0.16 mm à 0.7 mm. Le maillage du modèle 2 est également défini en deux couches. Cependant les tailles de mailles sont nettement plus importantes. Dans la couche supérieure, une taille de maille homogène de 0.5 mm est choisie tandis que pour la couche inférieure, la taille de maille évolue de 0.16 mm à 1.8 mm. Pour le modèle 3, la couche supérieure s'est vue réduite à 2 mm d'épaisseur et un maillage progressif y est défini avec une taille de maille évoluant de 0.16 mm à 0.4 mm. Puis, pour la couche inférieure, les tailles évoluent de 0.7 mm à 3.8 mm.

Les 3 modèles sont évalués sur la précision des résultats et sur le temps de calcul nécessaire pour réaliser la simulation d'un passage de roue. Le cas de chargement considéré pour cette étude correspond à l'application d'une charge normale constante de 78.5 kN au niveau du moyeu de la roue. Le niveau de la charge a été déterminé dans le but de permettre l'apparition de la déformation plastique au sein du rail (i.e., $\sigma_{max} > \sigma_y = 379$ MPa). Pour assurer l'adhérence entre la roue et le rail, un coefficient de frottement $\mu = 0,3$ est affecté aux surfaces en contact.

Pour discuter des résultats obtenus via ces modèles, nous nous intéressons à l'élément de volume du rail représenté en vert sur la Figure II.5. Cette zone située dans la zone centrale de la sous-partie

raffinée du modèle de rail (en bleu) permet de pallier l'influence des effets de bord.

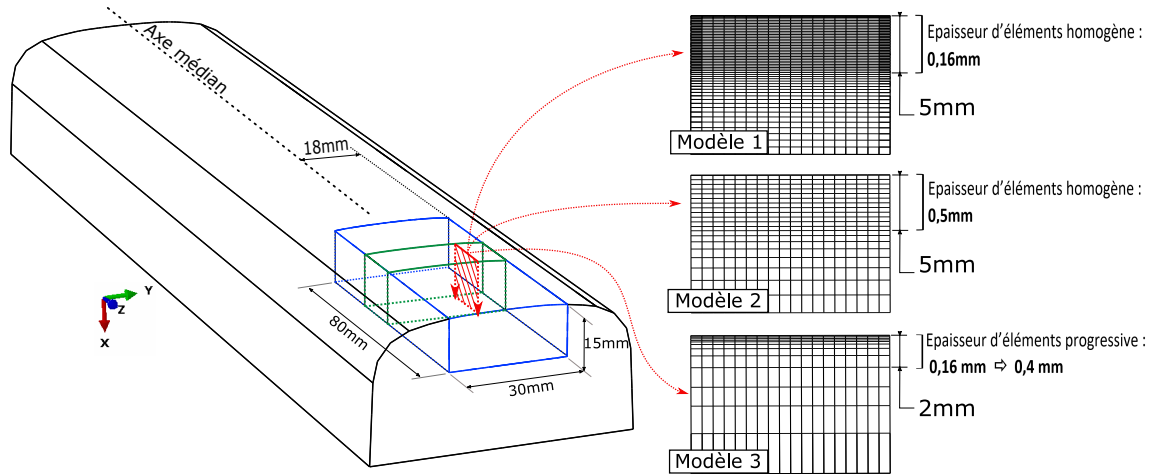


Figure II.5 – Définition des trois maillages pour la discrétisation spatiale de la zone d'analyse du rail.

Cette zone d'analyse du rail est décrite plus en détails sur la Figure II.6. On observe sur la surface active une distribution de pression de contact correspondant à l'action effective de la roue sur la surface du rail. Pour comparer les résultats issus des 3 modèles, la section longitudinale contenant le niveau maximal de pression en surface est considérée, comme illustré sur la Figure II.6. Les champs de contrainte sont comparés au moment effectif du passage de la roue tandis que pour la déformation plastique, ce sont les champs résiduels (i.e., consécutifs au passage de la roue) qui sont considérés.

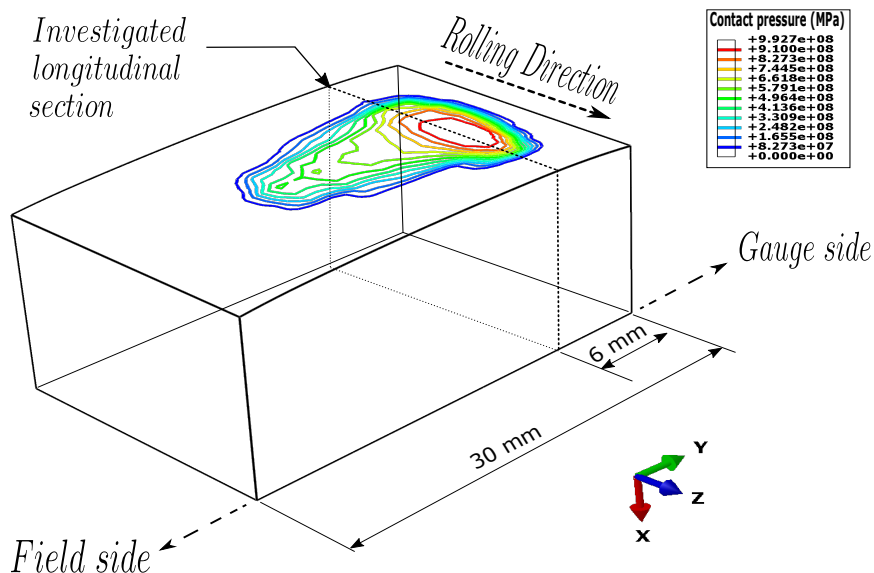


Figure II.6 – Distribution de la pression de contact sur la surface du rail - Description de la zone d'analyse des résultats (zone verte sur Fig.II.5).

Sur les Figures II.7 - II.8 sont représentées respectivement les distributions des contraintes équivalentes de von Mises et de la déformation plastique équivalente de von Mises. À première vue, on s'aperçoit que quelque soit le modèle considéré, les distributions en contraintes et en déformations plastiques sont relativement comparables. Ainsi, les trois configurations de maillage considérées n'ont pas d'effets notoires sur la répartition des contraintes et de déformation plastique en sous-surface. Néanmoins les résultats diffèrent d'un point de vue quantitatif comme on peut le voir dans le Tableau II.3.

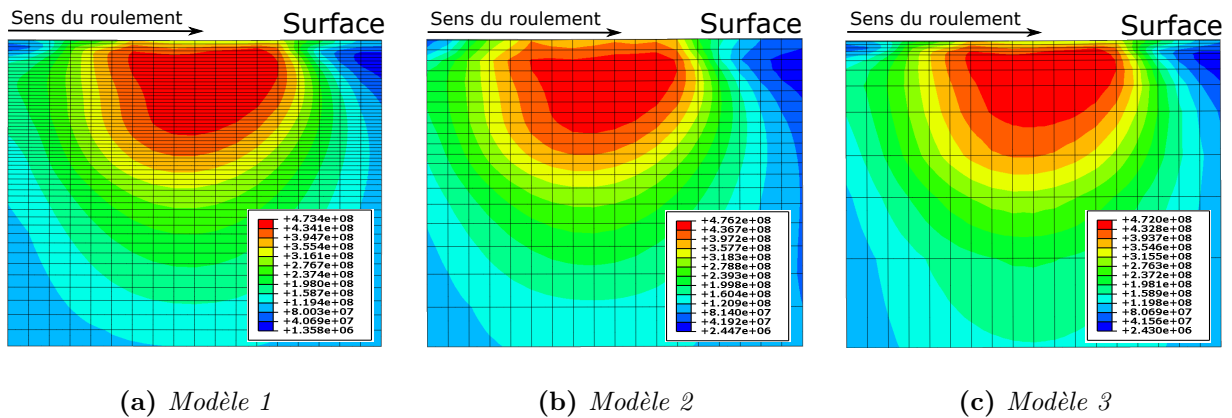


Figure II.7 – Distribution de la contrainte équivalente de von Mises effective au passage effectif de la roue.

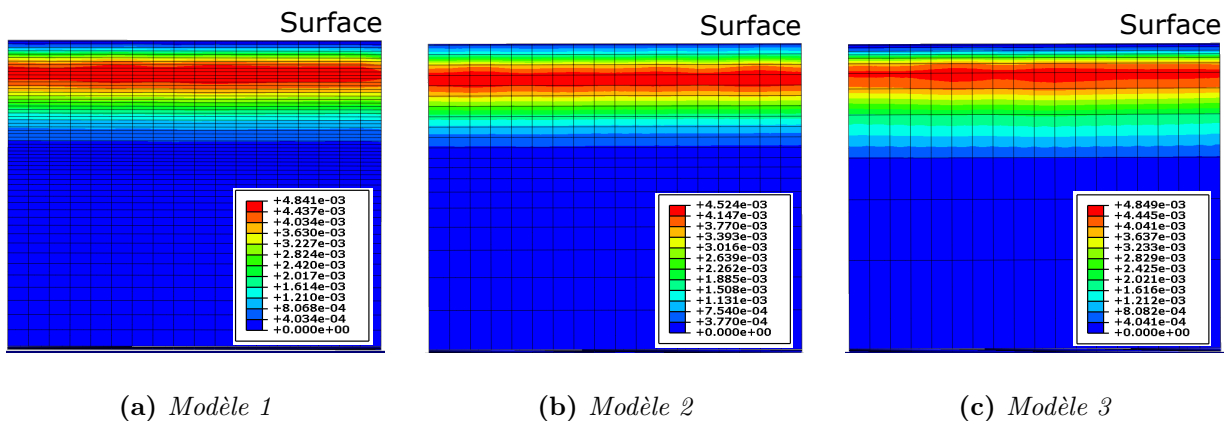


Figure II.8 – Distributions de la déformation plastique équivalente de von Mises consécutivement au passage de la roue.

Approximativement 8 heures de calculs ont été nécessaires pour réaliser un passage de roue avec le modèle 1. Bien que le modèle 1 soit le plus précis des trois modèles considérés, une telle durée de calcul est rédhitoire surtout dans le cas de la simulation de contacts roue/rail répétés. Le maillage du modèle 1 étant exclu d'emblée, le choix du maillage se porte alors sur les deux autres configurations. Le modèle 2 affiche le temps de calcul le plus faible s'élevant à approximativement

2 h mais les résultats obtenus sont moins précis que ceux issus du modèle 3 en prenant pour référence les résultats du modèle 1. Le modèle 3 nécessite un peu plus d'une heure de calculs supplémentaire par rapport au modèle 2 pour atteindre la fin de la simulation. Cependant, les résultats obtenus se rapprochent davantage de ceux du modèle 1. Nous faisons donc le choix de privilégier la précision en portant notre choix sur le maillage associé au modèle 3 pour la suite de notre étude.

Tableau II.3 – Comparaison des résultats obtenus en fonction du maillage considéré.

Variables	Modèle 1	Modèle 2	Modèle 3
Contrainte max. de von Mises (MPa)	473	476	472
Déformation plastique max. de von Mises	0.48%	0.45%	0.48%
Nombre d'éléments	226 122	109 962	131 082
temps de calcul (heure)	8,6	2,4	3,3

II.2.1.5 Impact de la réduction géométrique du modèle

Dans le cas de l'application du contact roue/rail, des structures très imposantes interagissent entre elles. Cependant, pour mener une analyse fine de la plasticité au contact, il n'est pas nécessaire de considérer la totalité de la géométrie de ces structures, en vue des faibles dimensions des zones impactées par la sollicitation. C'est pourquoi nous avons fait le choix de procéder à des réductions géométriques. Toutefois, de telles simplifications peuvent avoir des incidences sur la précision de la solution.

Parmi ces réductions géométriques, celle pouvant impacter la sollicitation de contact correspond à l'abstraction de la toile de la roue. Cette partie assure le lien entre le moyeu et la jante en transmettant, avec une certaine flexibilité, les efforts liés à la charge du véhicule. Nous rappelons que pour le modèle simplifié, le point d'application du chargement est relié au bandage de roue par un couplage rigide. On comprend bien que cette configuration peut mener à la surévaluation de la raideur du système roue/rail et par conséquent, à la surestimation de la pression de contact. Pour vérifier cet effet, nous cherchons en premier lieu à quantifier ce que représente l'effet de structure de la toile.

Pour cela, nous considérons deux cas de simulations (Figure II.9) qui ont pour but de comparer la raideur structurelle de la roue réduite à celle de la roue complète sous l'effet d'un chargement radial. Pour les deux cas de figure, un point de référence situé au niveau du moyeu sert de support pour l'application de la charge et les déplacements radiaux sont bloqués sur un ensemble de nœuds positionnés, en opposition à cette charge, sur la bande de roulement de la roue.

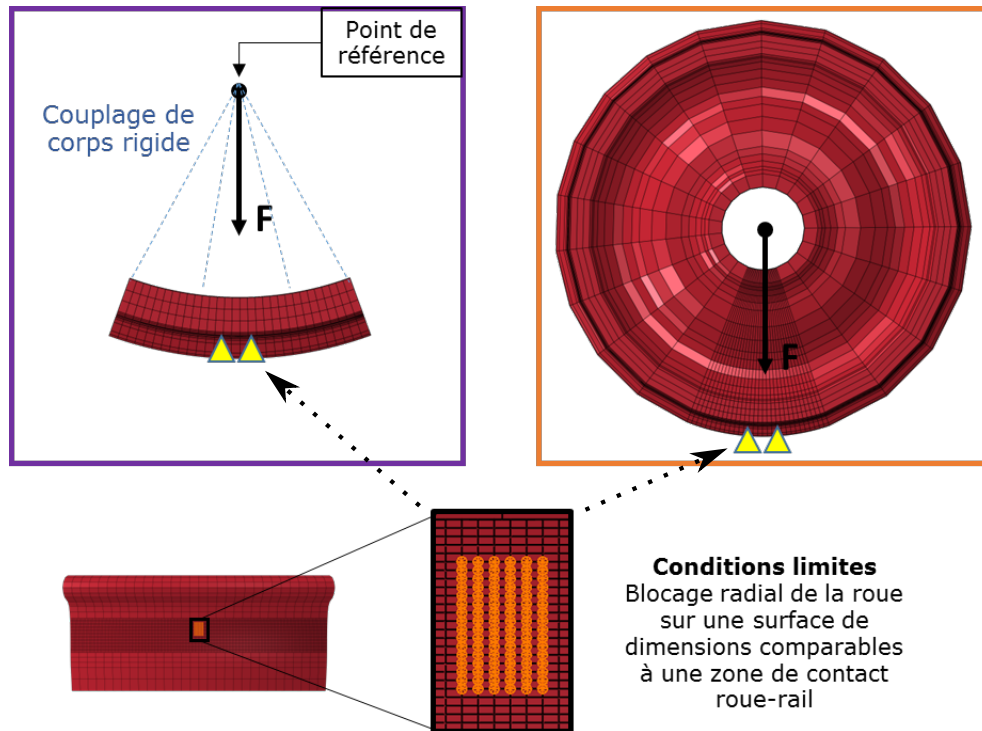


Figure II.9 – Stratégie de l'estimation de la raideur radiale de la roue.

Pour chacun des modèles, une charge radiale de 78.5 kN est appliquée linéairement sur un intervalle temporel équivalent et le comportement de la roue est défini purement élastique. La Figure II.10 représente l'évolution de l'effort appliqué en fonction du déplacement radial du point de référence déterminée à l'aide des deux modèles précédemment décrits. À l'atteinte de la charge nominale imposée, le point de référence de la roue complète décrit un déplacement radial approximativement quatre fois supérieur à celui associé à la géométrie de roue réduite. Logiquement, la substitution de la toile par un couplage rigide a pour effet d'augmenter la raideur radiale de la roue simplifiée.

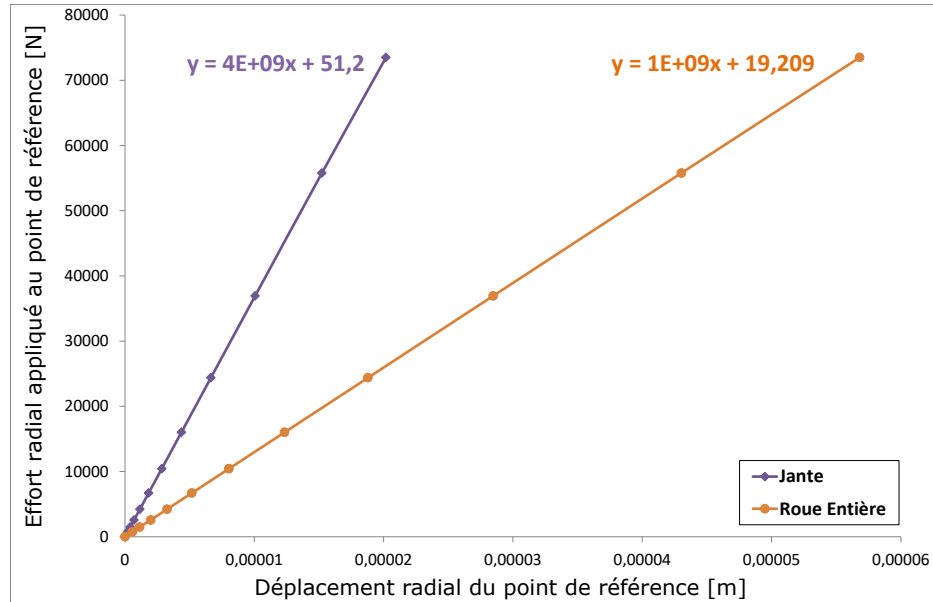


Figure II.10 – Estimation du surcroît de la raideur radiale de la roue due à la réduction géométrique.

Pour mesurer l'impact de cet écart de la rigidité de la roue sur la sollicitation au contact, on considère un cas de charge statique de la roue sur le rail. On reprend les mêmes conditions de sollicitation décrites précédemment à la Figure II.9, à la différence près, que les conditions limites sur la bande de roulement de la roue sont remplacées par le rail. Sur la Figure II.11 sont représentés les champs de pression de contact sur la surface du rail déterminés en considérant les deux configurations de roue. On constate que les répartitions de contraintes en surface sont quasiment identiques et que l'écart du niveau pression de contact entre les deux modèles est mineur. Ces résultats montrent que la simplification géométrique portée sur la roue n'a pas d'effet notable sur la pression de contact dans les conditions de chargement que nous avons considéré pour cette étude correspondant à un alignement du véhicule par rapport à la voie.

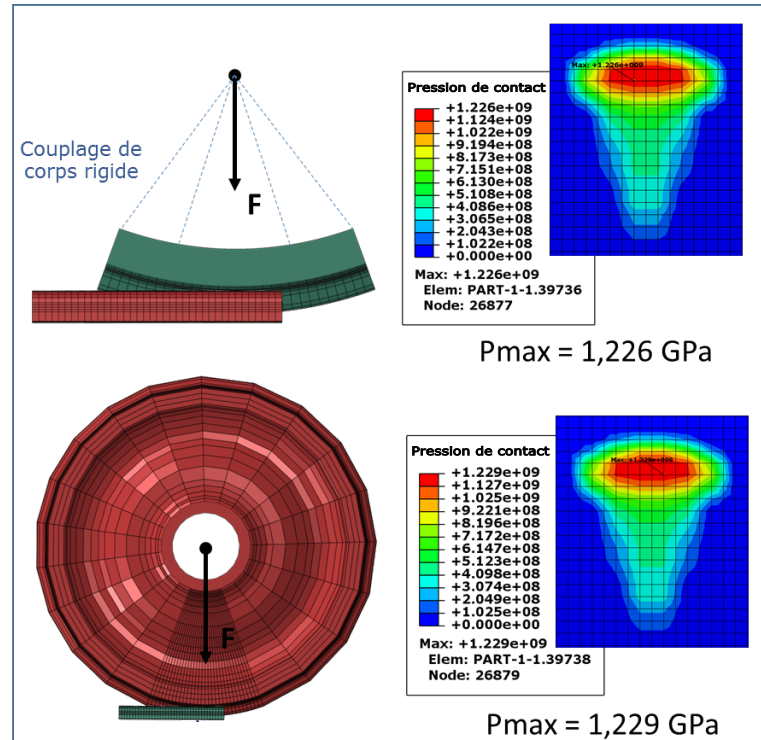


Figure II.11 – Effet de la réduction géométrique de la roue sur la distribution de pression de contact.

Nous pouvons donc considérer notre stratégie de réduction de modèle comme étant valable pour la modélisation de la sollicitation du contact roue/rail. Il convient maintenant de valider notre modèle en confrontant nos solutions de contact obtenues à celles issues de la littérature via des modèles considérés comme étant des références dans le domaine. Cette démarche de validation fait l'objet de la section suivante.

II.2.1.6 Validation du modèle - calcul des pressions de contact

La résolution du problème du contact roue/rail dépend de nombreux paramètres dont les principaux sont les profils de roue et de rail, l'inclinaison du rail et la position latérale de l'essieu par rapport à la direction de circulation du véhicule. Knothe et Le The (1984) ont montré que de tels paramètres ont un impact significatif sur le lieu de contact, la forme du contact et particulièrement sur la distribution des contraintes en surface. La configuration du modèle éléments finis que nous proposons rend possible la prise en compte des paramètres géométriques énumérés, i.e. des profils standards, l'inclinaison du rail et la position latérale de l'essieu. La définition géométrique du contact roue/rail est schématiquement illustrée sur la Figure II.12.

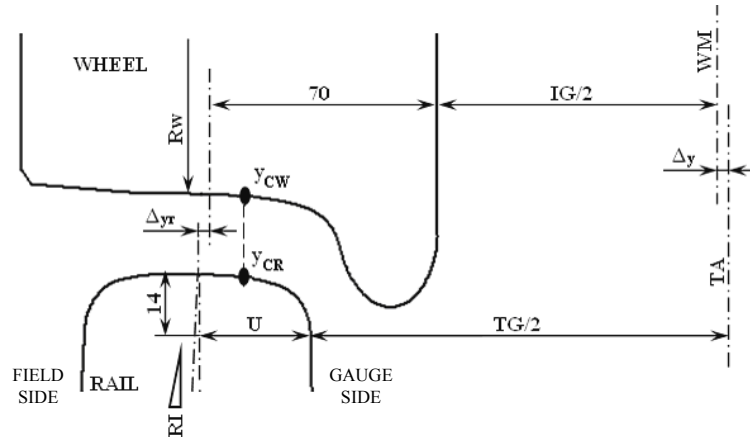


Figure II.12 – Définition de l'interaction roue/rail (schéma issu de Barbinta et al. (2014)).

Les récents travaux de Sichani *et al.* (2014) montrent que la position relative entre la roue et le rail impacte considérablement la forme de la zone de contact et par conséquent la distribution des contraintes en surface. Pour ce faire, les auteurs ont considéré un cas classique de contact entre les profils S1002(roue)/60E1(rail) pour lequel le rail est monté avec une inclinaison vers l'intérieure de la voie de 1:40, cette dernière étant prévue pour l'auto-centrage de l'essieu. Les calculs ont été effectués pour un unique passage de roue sur laquelle une charge normale de 78.5 kN est appliquée.

L'objet de ces travaux est la confrontation de trois modèles analytiques développés par Kik et Piotrowski (1996) et Ayasse et Chollet (2005) pour la modélisation du cas classique explicité précédemment. Ces modèles correspondent aux méthodes dites semi-hertziennes développées pour pallier le principal défaut de la théorie de Hertz qui ne traite pas les contacts à variation de courbure tels que celui du contact roue/rail. En effet, les modèles semi-hertziens disposent d'une formulation en éléments discrets (des bandes) dans la direction latérale du rail et d'une formulation analytique selon l'axe longitudinale. De par cette approche discrète, ces modèles offrent des temps de calcul considérablement plus courts que ceux nécessaires avec l'algorithme CONTACT de Kalker (1990). Ainsi ces méthodes semi-hertziennes sont évaluées sur leur précision pour la prédiction des dimensions, des formes d'empreintes de contact et ainsi que les distributions de pression associées. Les résultats obtenus sont alors comparés à ceux issus de l'algorithme CONTACT qui est reconnu comme une référence dans le domaine. Pour valider notre modèle éléments finis, nous avons considéré une des situations de contact traitées par Sichani *et al.* (2014). Il s'agit d'une position latérale de l'essieu correspondant à un décalage de $\Delta_{yr} = 1$ mm vers la joue non-active du rail (*FIELD SIDE* sur la Figure II.12). Autrement dit, une distance d'1 mm sépare le point matériel du rayon nominal de la roue (R_w) de l'axe médian du rail, comme illustré sur la Figure II.12.

L'intérêt ici est de pouvoir évaluer notre modèle sur sa capacité à prédire une solution comparable à celles issues des modèles analytiques. Par ailleurs, puisque la méthode des éléments finis nous le permet, un calcul de contact roulant élasto-plastique a également été effectué avec les lois de comportement dont les paramètres ont été listés précédemment dans le Tableau II.2. Toutes les données d'entrée du modèle sont présentées dans le Tableau ci-dessous.

Tableau II.4 – Données d'entrée du modèle

Conditions de circulation	Vitesse (km/h)	80
	Position latérale essieu, Δ_y	10 mm
Roue	Profil	S1002
Rail	Profil	60E1
	Inclinaison	1/20 ^e
Charge par roue	Charge normale	78.5 kN
Adhérence	coefficient de frottement μ	0,3

Sur la Figure II.13-(a) est représentée la distribution de pression d'un contact élastique déterminée avec notre modèle éléments finis pour la configuration mentionnée précédemment. Les empreintes de contact estimées par les modèles analytiques sont superposées sur cette cartographie. On peut voir que quelque soit l'approche considérée une zone de contact non-elliptique est obtenue. Les solutions des modèles semi-hertziens sont relativement en accord avec celle du code CONTACT. Cependant les dimensions de l'empreinte de contact issue du modèle éléments finis sont d'autant plus proches que celles de la référence.

Pour évaluer notre modèle d'un point vue quantitatif, la distribution latérale des maximas de pression d'un contact élastique est confrontée à celles estimées par les approches analytiques sur la Figure II.13-(b). On remarque que le modèle que nous proposons apporte une solution de contact se positionnant à l'intermédiaire des résultats des modèles analytiques de Kalker (1990) et de Kik et Piotrowski (1996). En effet, un pic de pression situé latéralement à 12 mm de l'axe médian du rail est très bien décrit par notre modèle en comparaison avec la solution de CONTACT. Néanmoins, on constate à l'extrême gauche de la zone de contact une plage de disparité sur les niveaux de pression avec un écart maximum s'élevant à 200 MPa.

Une des raisons de cet effet pourrait être liée à l'hypothèse du demi-espace sur laquelle sont basées les modèles analytiques. En effet, dans le code CONTACT, les surfaces sont supposées planes (en conséquence de l'hypothèse de demi-espace). Cependant, pour cette étude réalisée par éléments finis, le contact n'est pas nécessairement plat et est plus concentré sur l'extrémité droite de l'empreinte, ce qui pourrait expliquer les valeurs de pression inférieures comparées à la solution de CONTACT sur la zone explicitée précédemment.

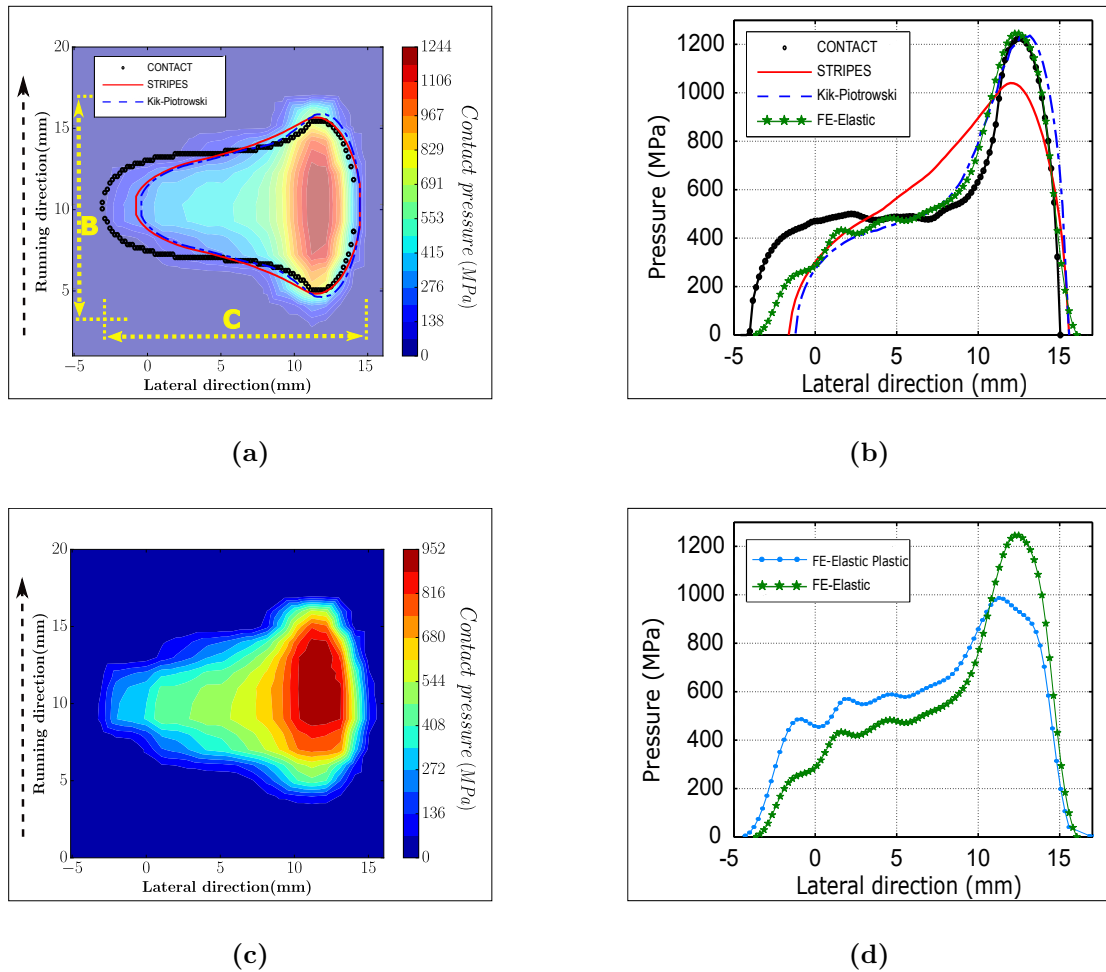


Figure II.13 – Comparaisons des pressions de contact sur la surface du rail: (a) empreintes de contact, (b) distributions latérales des maxima de pression de contact (éléments finis/analytiques), (c) cartographie d'un champ de pression d'un contact élasto-plastique et (d) comparaison de distributions latérales des maxima de pression de contact (élastique/plastique).

D'autre part, en comparant les Figures II.13-(a) et II.13-(c), on peut remarquer l'impact de la plasticité sur la distribution des contraintes sur la surface du rail. En effet, avec la plasticité, la zone de contact est particulièrement concentrée vers l'avant. Si la solution élastique peut laisser paraître une composition de deux ellipses disposées en "T", pour le résultat du calcul élasto-plastique, le constat est tout autre. Ces ellipses qui semblaient symétriques pour le cas élastique présentent avec la plasticité une certaine asymétrie, particulièrement pour celle dont le demi-grand axe est colinéaire à la direction du roulement. Cela met en exergue l'effet de la plasticité au contact. Zhao et Li (2015) ont effectivement montré qu'avec la déformation plastique, le contact hertzien par définition elliptique, prend une forme qui s'apparente à un œuf (cf. Section I.2., Figure I.3). De plus, la Figure II.13-(d) et le Tableau II.5 confirment un autre constat de Zhao et Li (2015) qui concerne la chute du pic de pression de contact avec la plasticité. La raison de ce phénomène est liée à l'augmentation de la conformité du contact engendrant une répartition de contraintes en

surface plus homogène.

Tableau II.5 – Comparaison des dimensions d’empreintes de contact et des niveaux de pression associés

Approche	B (mm)	C (mm)	P_{max} (MPa)
CONTACT	11	17	1220
MEF-Elastique (a)	14	18	1244
MEF-Elasto-Plastique (c)	13	19	952

Ces résultats montrent que notre modèle éléments finis permet de déterminer des distributions de pression de contact en accord avec celles des approches analytiques telles que la version complète de la théorie de Kalker (1990) qui fait figure de référence. De plus, la plasticité au contact a pu être considérée justifiant ainsi le choix de la modélisation du contact roue/rail par les éléments finis. Notre modèle étant validé, la suite de l’étude consiste à l’exploiter pour simuler la sollicitation cyclique du rail. Le développement des deux procédures est alors détaillé dans les sections suivantes.

II.2.2. Modélisation cyclique du contact roue/rail

II.2.2.1 Stratégie 1 : Pression de Contact Mobile

Pour cette stratégie la première étape consiste à extraire une distribution de pression de contact issue d’une simulation pour un passage de roue effectuée au préalable avec le modèle du contact roue/rail. Ensuite l’objectif est d’utiliser ce champ comme une charge mobile sur la table de roulement du rail. Pour cela un second modèle éléments finis est utilisé dans lequel seul le rail et les conditions limites qui lui sont associées sont conservés. La Figure II.14 illustre la méthode adoptée pour animer en translation la distribution de pression de contact. Premièrement, on dispose ce champ en une position initiale donnée puis à partir de cette dernière, on génère un ensemble de n autres champs translattés le long du rail en considérant un pas d’incrément Δz suffisamment petit pour que le mouvement de la charge soit supposé quasi-continu.

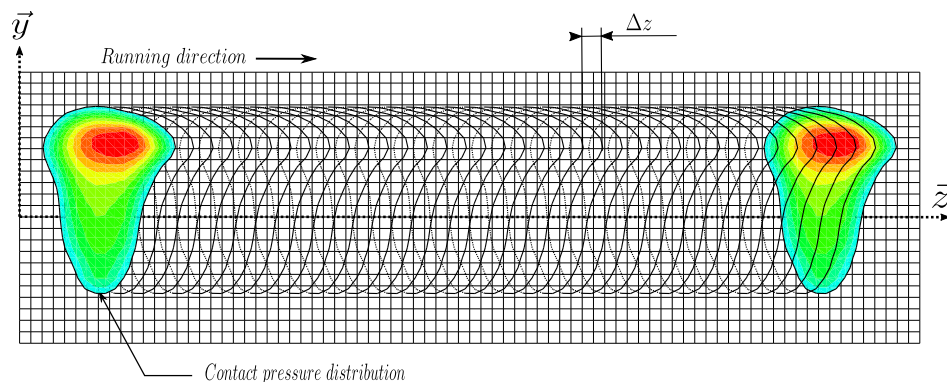


Figure II.14 – Méthode d’application du champs de pression de contact mobile sur la surface du rail.

Une fois les n champs créés, l'étape suivante consiste à les appliquer de façon séquentielle sur le rail. Pour ce faire, le calcul est décomposé en n étapes (une étape correspondant à une position de la charge) et sont exécutées successivement N fois, N étant le nombre de cycle de passage de la charge sur le rail.

II.2.2.2 Stratégie 2 : Contact Roue/Rail Répété

Les surfaces de la roue et du rail sont sujettes à des déformations plastiques qui engendrent une évolution géométrique du lieu de contact. Cela conduit à la redistribution des contraintes en surface. Ainsi le but de cette deuxième stratégie est de permettre le suivi de l'évolution de ces contraintes conformément à l'érouissage des structures en interaction. La méthode que nous avons mis en place s'appuie sur la simulation d'un passage de roue dont la définition du modèle EF fait office de référence. Ensuite afin de procéder aux passages répétés de la roue, un script a été développé. Sa fonction principale est d'exécuter de façon séquentielle le modèle de référence en assurant la projection de champs résiduels en contrainte et déformation plastique obtenus cycle après cycle. À cela s'ajoute une procédure d'actualisation des profils de roue et de rail conformément à l'écoulement plastique. Puisque le rail a été défini dans le modèle comme étant fixe, son profil peut être directement actualisé par le biais des champs de déplacements nodaux résiduels. Ainsi ce profil actualisé fait office de géométrie initiale du rail pour la simulation du passage de roue suivant. Cependant en ce qui concerne la roue, sa configuration "déformée" peut être décomposée en deux parties: un mouvement de corps rigide (i.e. rotation et translation) et l'autre partie recherchée qui n'est autre que la déformation plastique. Sur la Figure II.15 est représenté un schéma décrivant la méthode d'actualisation du profil de roue. En premier lieu, une étape d'initialisation est effectuée. Elle consiste à extraire le mouvement de corps rigide de la roue en comparant des coordonnées nodales entre deux configurations déformées résultantes d'un cas purement élastique et d'un cas élasto-plastique du contact roue/rail. Ainsi le champ de déplacement résiduel correspondant à la déformation plastique est alors utilisé pour actualiser le maillage de la roue avant d'effectuer le prochain cycle de chargement. Cette procédure est répétée pour tous les calculs élasto-plastiques de passage de roue suivants. De cette manière, on parvient à suivre l'évolution géométrique des profils sous l'effet de l'érouissage cyclique des bandes de roulement du rail et de la roue.

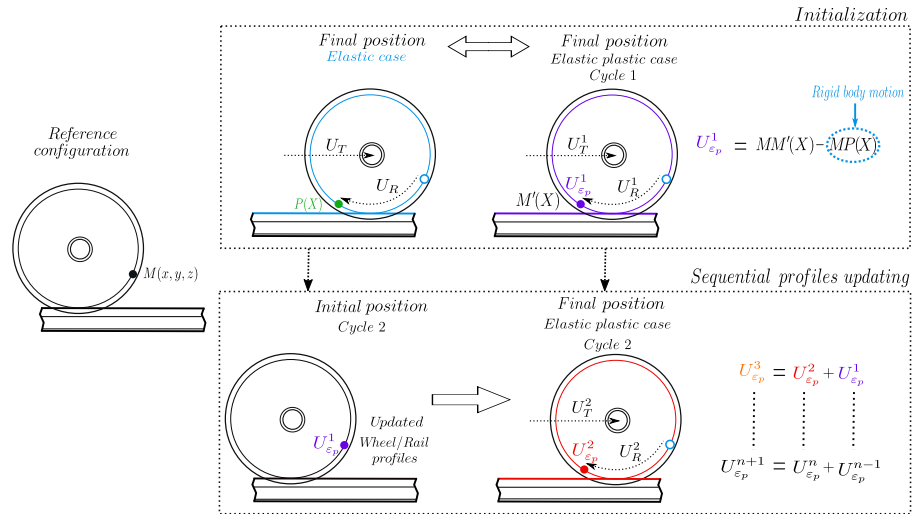


Figure II.15 – Méthode d'actualisation des profils de rail et de roue.

II.3. Résultats et discussions

Nous cherchons ici à analyser les premiers stades de la FCR. Pour cela, nous avons choisi de confronter les deux méthodes de sollicitation cyclique décrites précédemment: *Pression de Contact Mobile (RMP)* et *Contact Roue/Rail Répété (RRC)*. Pour ce faire, nous avons considéré le même cas de contact non-hertzien présenté dans la Section II.2.1.6 à l'exception près que nous avons considéré un niveau de charge verticale plus important atteignant 100 kN (i.e., charge à l'essieu de 20 t). Il convient de souligner que dans le cas de la méthode *RMP*, le champ de distribution de pression constant utilisé pour la sollicitation du rail est issu d'un cas de calcul élasto-plastique pour un passage de roue. On s'attend donc à un cas de chargement moins sévère que ceux généralement considéré dans la littérature pour lesquels des solutions de contact élastique sont utilisées. La confrontation des deux approches nous permettra de mettre en évidence l'effet de l'écroutissage cyclique au contact et par conséquent, il sera possible de démontrer l'évolution de la pression de contact au fil des passages de roue notamment avec l'approche *RRC*.

II.3.1. Evolution de la pression de contact

Au fur et à mesure des passages de roue, la conformité entre les structures en contact augmente conformément avec l'accumulation de la déformation plastique. Pour cela, on s'attend à ce que le niveau maximal de pression de contact diminue jusqu'à saturation. La méthode *RRC* a été utilisée pour vérifier cette tendance. Arbitrairement, 50 passages de roue sont initialement prévus. Cependant, un critère d'arrêt est défini et celui-ci est vérifié quand l'incrément du niveau de pression maximal entre deux cycles reste inférieur à une valeur de 20 MPa. Ainsi pour le cas de charge que nous avons considéré, il s'est avéré qu'au terme du 25^{ième} passage de roue le pic de pression a atteint une valeur asymptotique.

Sur la Figure II.16-(a) sont représentées les distributions de pression maximale suivant la direction latérale du rail calculées pour chaque passage de roue. En premier lieu, on peut voir qu'il y a une redistribution des contraintes en surface. En effet, une attention particulière portée sur la Figure II.16-(b) révèle qu'entre le 1^{er} et le 25^{ième} passage de roue le pic de pression s'est déporté latéralement vers le congé actif du rail et s'est vu diminué d'environ 10%. Par ailleurs, la comparaison des cartographies des champs de pression de contact confirme que la zone de contact s'étend principalement selon la direction latérale du rail. Ces observations peuvent être confortées avec les résultats d'essais menés par Kapoor et Johnson (1992). Ces auteurs ont utilisé une machine bi-disques pour mettre en évidence l'effet de la plasticité sur l'évolution de la zone de contact. Il s'agissait en effet de faire rouler des disques en acier avec différents rayons de courbures contre des disques à profils cylindriques en aluminium entre lesquels un film témoin de pression avait été intercalé. Ils ont pu observer que la zone de contact est elliptique à l'issue du 1^{er} cycle et au fur et à mesure des cycles de roulement la forme de cette zone tend à devenir rectangulaire. En effet, chaque passage de la charge provoque l'augmentation de la conformité car la zone de contact s'élargit. Ainsi, le champ de pression tend à s'uniformiser suivant la direction latérale, ce qui corrobore nos résultats dans le cas du contact roue/rail. Notons que la méthode *RMP* est basée sur un seul passage de roue et donc correspond à une répétition du champ de pression issu du cycle 1 décrit ici.

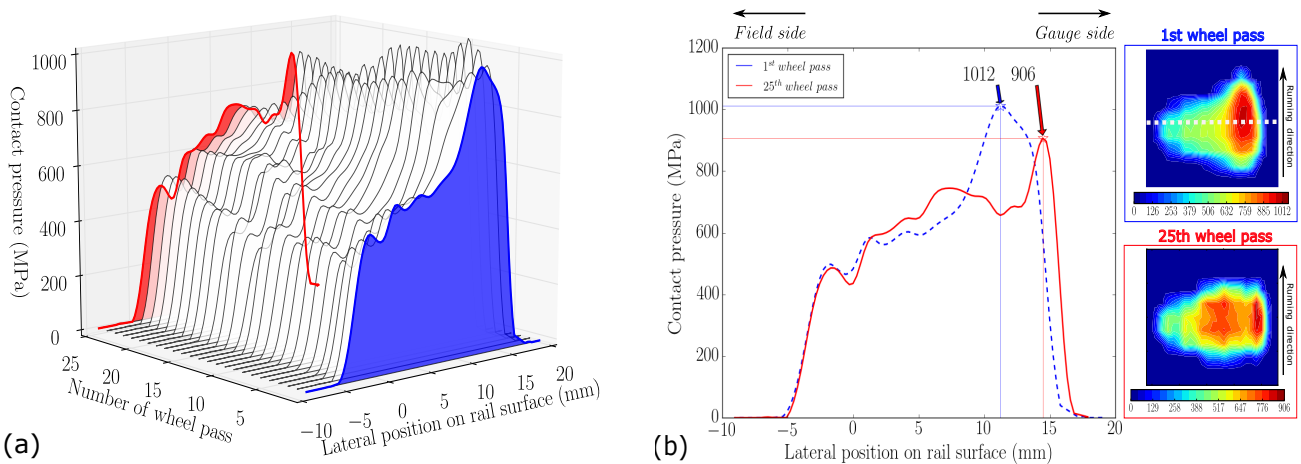


Figure II.16 – Évolution de la pression de contact au cours de 25 passages de roue.

II.3.2. Evolution du profil de rail

L'approche *RRC* nous a permis de montrer que la distribution de pression de contact évolue de façon significative durant les premiers stades de FCR où les déformations plastiques impliquées sont les plus importantes. L'objet de cette section est maintenant d'analyser l'évolution géométrique du profil de rail en confrontant à nouveau nos deux approches de sollicitation cyclique. En effet, 25 cycles de charge ont également été appliqués au rail avec la méthode *RMP* en considérant un champ de pression constant (cas élasto-plastique) comme une charge mobile (correspondant au profil de pression illustré en bleu sur la Figure II.16-(a)).

Sur la Figure II.17 sont représentées les évolutions du profil de rail obtenues avec les méthodes

RRC et *RMP* en vert et en rouge respectivement. La position latérale du pic de pression au 1^{er} cycle (i.e., à 11.2 mm de l'axe médian du rail) correspond au lieu où le profil a le plus évolué pour les deux méthodes de calcul considérées. Néanmoins, une attention plus particulière en ce point révèle tout de même des différences notoires sur la prédiction de l'évolution du profil. En effet dans le cas *RRC*, on peut s'apercevoir que le profil évolue progressivement jusqu'à ce qu'il atteigne une géométrie stabilisée dès le 17^{ième} passage de roue. Tandis que dans le cas de l'approche *RMP*, un profil stabilisé ne semble pas être atteint et on peut observer une déformation transversale du profil plus importante, ce à quoi on pourrait s'attendre puisque la pression de contact est plus localisée.

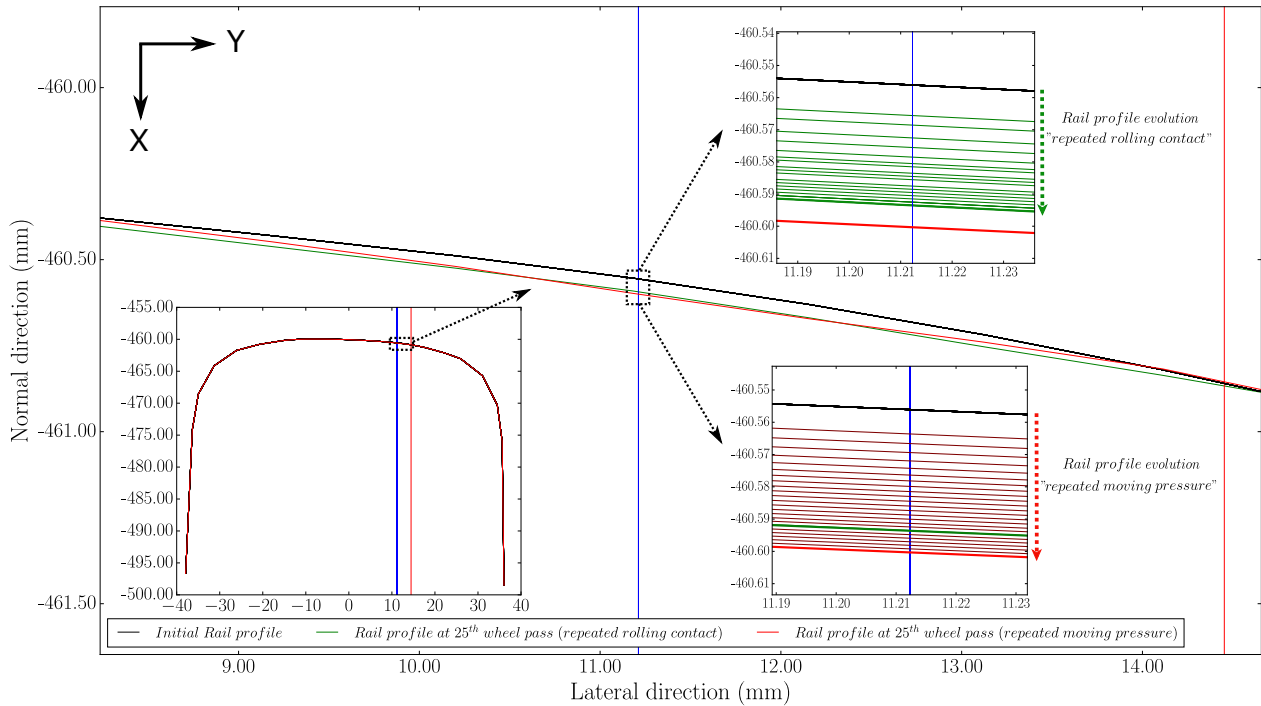


Figure II.17 – Comparaison des prédictions d'évolution de profil du rail: Profil de rail neuf de type 60E1 (en noir), déformée du profil selon la méthode *RRC* (en vert) et déformée du profil selon la méthode *RMP* (en rouge).

Comme on peut le voir dans le Tableau II.6, l'écoulement de la déformation plastique est principalement orienté selon les directions normale et longitudinale du rail. Ces dernières correspondent aux directions principales de sollicitation (i.e. la charge verticale et l'effort de traction de la roue). On constate une composante latérale de la déformée qui peut être liée à la conicité qui engendre le cisaillement latéral de la surface de contact. D'un point de vue qualitatif, on pourrait lier la résultante de l'écoulement plastique en surface à l'orientation caractéristique des fissures de type Head Check généralement observées sur la table de roulement du rail. Tandis que dans le cas *RMP*, la déformée du profil est majoritairement établie suivant la direction normale. Par ailleurs, à partir de la Figure II.17, on peut s'apercevoir que le 25^{ième} profil prédit avec la méthode *RRC* présente une déformée plus « régulière » que celle obtenue avec la méthode *RMP*. Ceci montre bien l'impact de l'augmentation de la conformité des structures en contact sur l'évolution géométrique des profils et par conséquent l'évolution cyclique des contraintes en surface.

Tableau II.6 – Déformées prédites par les approches *RRC* et *RMP* au point matériel le plus sollicité en surface au terme de 25 cycles de chargement.

Approche	δx (μm)	δy (μm)	δz (μm)
<i>RRC</i>	38	1.8	52
<i>RMP</i>	46	1.6	6

II.3.3. Evolution de l'orientation des contraintes principales

Généralement, les micro-fissures se propagent initialement en mode de cisaillement mixte Mode II - Mode III jusqu'à leur potentielles coalescences. Une fois qu'une fissure est nucléée, celle-ci se propage en mode I (mode d'ouverture) suivant un axe perpendiculaire à la direction principale de la composante maximale de contrainte comme spécifié dans le cas générale par Soboyejo (2002). En ce qui concerne la FCR, le matériau subit des trajets de chargement non-proportionnels s'enchainant par de la traction, suivi du cisaillement puis de la compression. Ces cycles de chargements complexes occasionnent la rotation des directions principales, ce qui rend alors difficile la prédiction des points d'amorçage et l'orientation de la propagation des fissures.

Avec la méthode *RRC*, nous avons pu montrer qu'après un certain nombre de passages de roue la pression de contact évolue jusqu'à l'atteinte d'une distribution stabilisée. Il serait alors intéressant d'évaluer l'influence de cette tendance sur l'orientation des directions principales des contraintes. Sur la Figure II.18, les orientations de la composantes maximales des contraintes principales, prédites par les deux méthodes de calcul sur la surface du rail, sont comparées à l'issue du 1^{er} et 25^{ième} cycle. Comme le montrent les Figures II.18-(a)-(c), les deux approches prévoient des directions principales de contraintes identiques à l'issue du 1^{er}; ce à quoi l'on pourrait s'attendre puisque la même pression de contact est appliquée sur le rail. Cette direction est orientée selon un axe formant un angle de 18° par rapport à la direction latérale du rail. En ce qui concerne le 25^{ième} cycle, la direction principale prédite par la méthode *RMP* semble être le résultat de rotations s'effectuant dans la continuité de celle du cycle 1, i.e. une direction évoluant dans le sens horaire. En revanche, avec la méthode *RRC* on peut constater une tendance opposée.

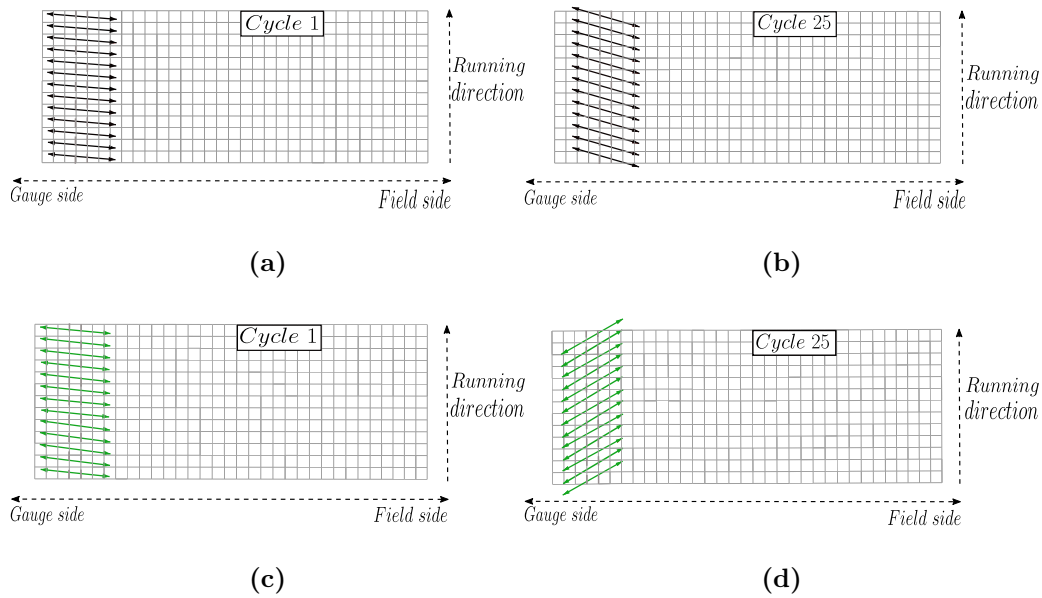


Figure II.18 – Directions principales des contraintes résiduelles sur la surface du rail : (a) et (b) approche *RMP* ; (c) et (d) approche *RRC*.

Afin de comprendre cette différence, nous avons cherché à suivre l'orientation des directions principales cycle après cycle au point matériel le plus sollicité sur la surface du rail. Ce point d'observation particulier correspond au lieu où les valeurs de contraintes principales et de pression de contact sont les plus importantes au premier cycle. La Figure II.19 montre l'évolution des 3 directions principales des contraintes par rapport aux axes du rail durant 25 cycles de charge. Les courbes en pointillé aux marqueurs étoilés représentent les orientations prédites avec l'approche *RMP* tandis que les courbes aux marqueurs circulaires correspondent aux résultats de la méthode *RRC*. Comme il a été constaté sur les Figures II.18(a)-(c), les directions principales au premier cycle sont identiques quelque soit l'approche considérée. Puis, bien que les courbes suivent approximativement la même tendance au début de la sollicitation, à partir d'un certain nombre de cycles des disparités apparaissent, comme le montrent les Figures II.19(b)-(c). En effet, celles-ci représentent l'évolution des directions principales projetées sur le plan du contact roue/rail formé par le couple d'axes (\vec{y}, \vec{z}) . L'approche *RMP* prédit à l'issue du premier cycle une forte réorientation des directions principales par rapport aux axes (\vec{y}, \vec{z}) puis, pour les cycles de charge suivants, l'orientation des contraintes principales reste quasiment constante. Avec la méthode *RRC*, on constate à partir du 14^{ème} cycle une bifurcation abrupte des directions principales qui évoluent alors à l'opposé de celles prédites par l'approche *RMP*.

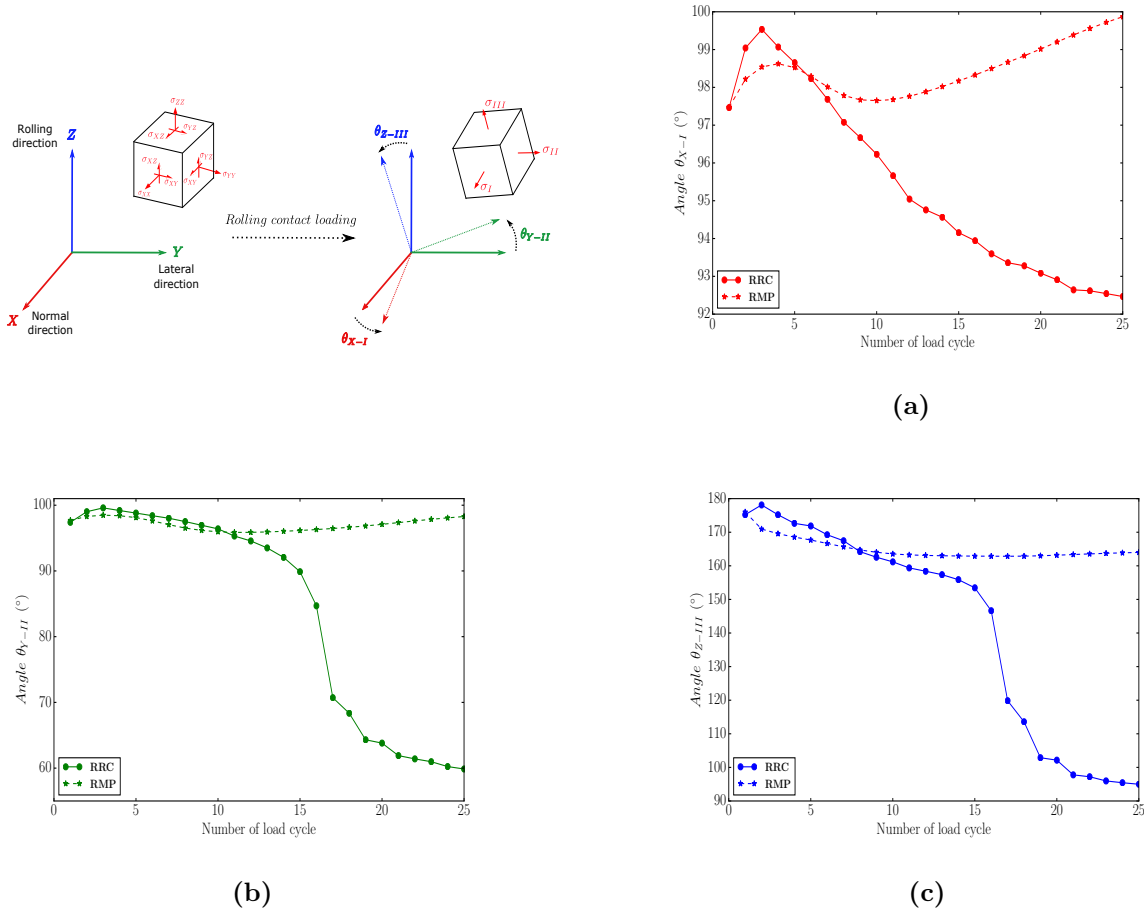


Figure II.19 – Évolution des directions principales des contraintes selon les deux approches de sollicitation¹.

Ces résultats sont extraits sur un point matériel fixe sur la table de roulement du rail. Cependant, à la Section II.3.1., il a été démontré que cette zone particulière sur la surface du rail est sujette à d'importantes variations géométriques et que dans le cas de passages de roue répétés, la distribution de pression de contact évolue de manière significative. En effet, la Figure II.20-(a) montre que le pic de pression évolue au fil des cycles en amplitude et dans l'espace. Sur la Figure II.20-(b), la position latérale du point matériel sur lequel les directions principales sont évaluées (cf. Figure II.19), est mise en évidence par un segment vertical bleu. Il correspond précisément à la position du pic de pression de contact associé au 1^{er} cycle. On s'aperçoit qu'en ce point, le niveau de contrainte chute considérablement pour le 11^{ème} et le 25^{ème} cycle. En effet, en comparaison avec l'approche *RMP*, le champ de contrainte appliqué en surface évoluent en fonction de l'accumulation de la déformation plastique à la fois dans la roue et dans le rail.

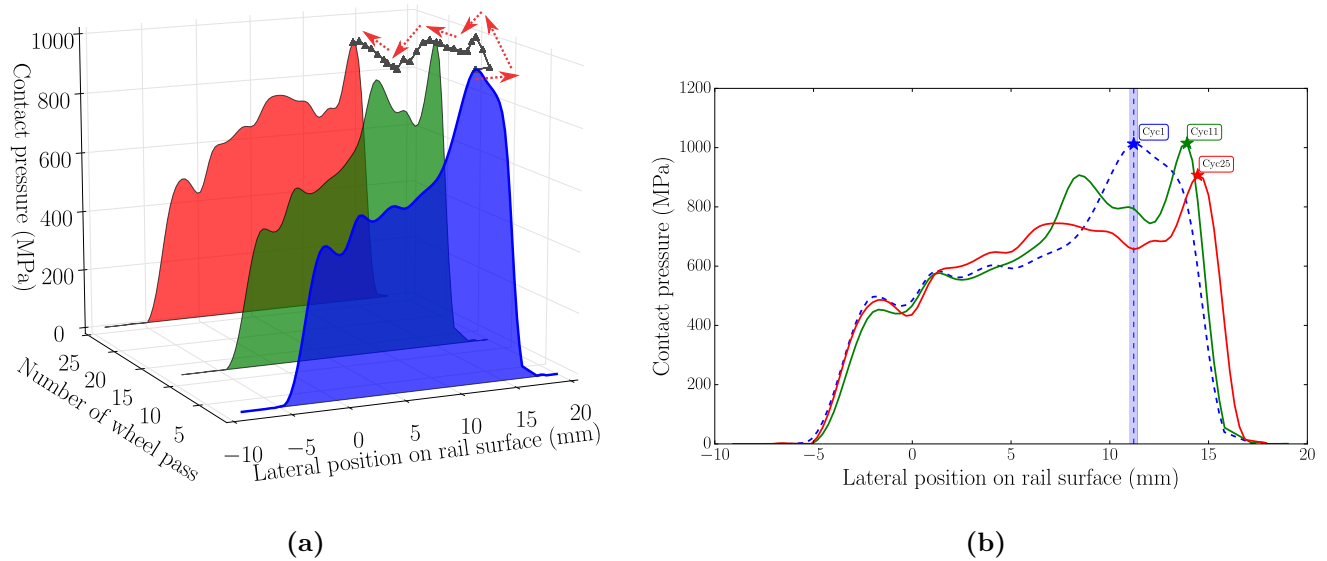


Figure II.20 – Redistribution de la pression de contact obtenue par la méthode *RRC*.

Cette sollicitation à amplitude variable pourrait être à l'origine de l'inversion du sens de rotation des directions principales des contraintes. Jiang et Sehitoglu (1996) ont montré que le phénomène de rochet observé généralement en surface dépend fortement de l'histoire du chargement. Pour cela, les auteurs ont développé un modèle bi-dimensionnel dans lequel un contact Hertzien évolue en translation sur un massif semi-infini. Des séquences de chargement à amplitude variable ont été mises en place en réduisant l'amplitude de la charge normale et/ou tangentielle d'une séquence à l'autre. Les résultats montrent que la direction d'écoulement plastique s'inverse sous l'effet de l'évolution du chargement. On peut ici faire un lien entre l'orientation des contraintes principales et la direction de l'écoulement plastique sur la surface du rail. En effet, l'amplitude variable de la sollicitation de contact influe sur les directions principales des contraintes résiduelles, qui elles à leur tour, ont un impact majeur sur l'écoulement plastique. La section suivante vise alors à évaluer les réponses cycliques du rail et plus particulièrement l'évolution de la déformation plastique.

II.3.4. Réponses cycliques du rail

Comme précédemment, nous considérons les deux approches de sollicitations cycliques pour discuter du développement de la déformation plastique dans le rail. On rappelle que pour chacune des méthodes, 25 cycles de chargement ont été considérés. Les Figures II.21-(a) et II.21-(b) représentent la distribution de la déformation plastique équivalente de von Mises obtenues respectivement par les méthodes *RMP* et *RRC* à l'issue de 25 cycles. Pour les deux approches, la valeur de déformation plastique maximale est située à environ 2 mm sous la surface et à 11 mm de l'axe médian du rail. Néanmoins, on constate des différences sur la répartition de la déformation plastique. Pour le cas de la méthode *RMP* (Figure II.21-(a)), la plasticité est principalement confinée en sous-couche tandis que dans le cas du contact roulant répété (Figure II.21-(b)), le volume impacté semble plus important et davantage étendu vers la surface. Cette répartition de la déformation plastique est

due à la redistribution des contraintes en surface décrite précédemment à la Section II.3.1. Effectivement, les Figures II.16-(b) et II.20-(b) montrent clairement qu'à l'issue des 25 cycles le pic de pression de contact est considérablement réduit et a également migré latéralement en direction du congé actif du rail. Ainsi, on constate naturellement que l'écoulement plastique en proche surface suit le même trajet. Par ailleurs, il convient de noter que le niveau de déformation plastique équivalente de von Mises prédit par la méthode *RRC* est inférieur au cas de la *RMP*. Tout ceci montre alors l'intérêt de considérer l'évolution de la sollicitation de contact qui est associée aux variations géométriques des profils de roue et de rail.

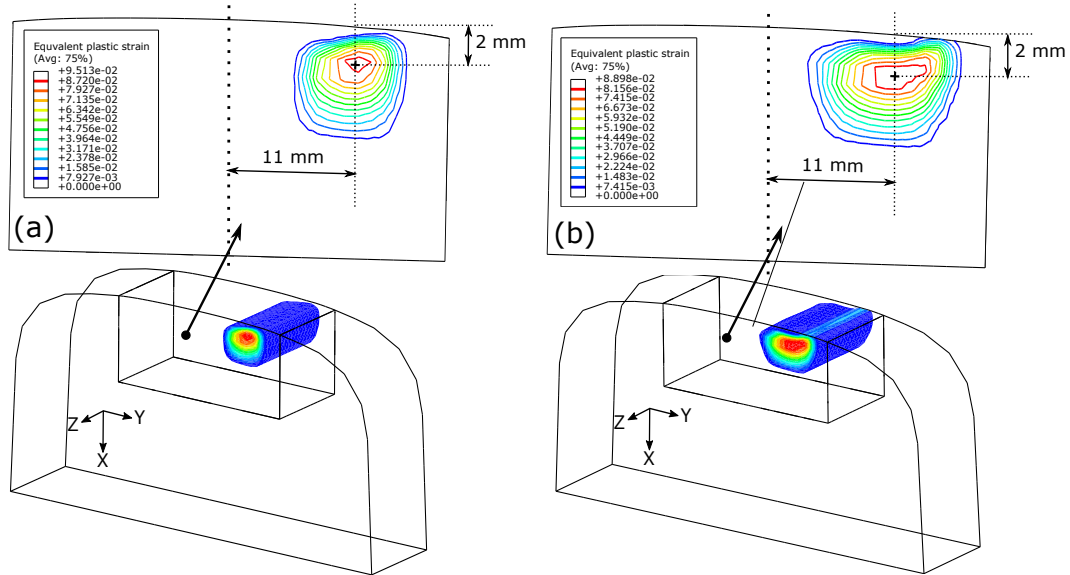


Figure II.21 – Distribution de la déformation plastique équivalente de von Mises au 25^{ème} cycle: (a) approche *RMP*, (b) approche *RRC*

Pour tenter d'apporter des explications sur la différence observée pour la distribution de la déformation plastique, les évolutions de contraintes et de déformations plastiques obtenues par les deux méthodes de simulation sont comparées sur les Figures II.22 - II.24. Pour les deux approches, les résultats sont extraits au point matériel pour lequel la déformation plastique équivalente de von Mises est maximale, c'est-à-dire en sous-couche comme représenté sur les Figures II.21-(a) et II.21-(b). Une attention particulière est portée sur les composantes des directions normale et longitudinale puisque celles-ci correspondent aux axes principaux du chargement appliqué, i.e. la charge normale et l'effort tangentiel dû à la traction de la roue. La composante de cisaillement s'exerçant sur le plan longitudinal du rail est également au centre de l'attention car elle est généralement associée au phénomène du rochet qui favorise l'amorçage des fissures.

L'évolution des composantes axiales durant les 25 cycles de chargement est représentée sur les Figures II.22 et II.23. On peut s'apercevoir que selon les deux directions considérées, l'approche *RRC* prédit des réponses en accommodation plastique à l'issue du cyclage. On ne peut pas en dire autant concernant les résultats de la méthode *RMP*, et plus particulièrement ceux présentés sur la Figure II.22-(a), sur laquelle on constate une accumulation incrémentale de la déformation plastique

jusqu'à la fin de la simulation, laissant sous-entendre le développement du rochet. Nous rappelons que notre point d'observation est un point fixe situé à 2 mm sous le niveau maximum de pression de contact à l'issue du 1^{er} cycle. Ceci explique la raison pour laquelle les réponses au 1^{er} cycle sont identiques quelque soit la méthode de sollicitation considérée puisqu'à ce stade du calcul, le même cycle de charge est appliqué. Cependant pour les cycles suivants, on remarque clairement que dans le cas de la méthode *RRC*, l'amplitude des contraintes normales et longitudinales (Figure II.22-(b) et II.23-(b)) décroissent au fil des cycles de charge. On retrouve alors ici l'effet de l'accommodation des surfaces en contact qui provoque la diminution du niveau de pression et le déplacement latéral du pic de pression qui favorise donc l'atteinte d'états stabilisés sur cette zone du rail.

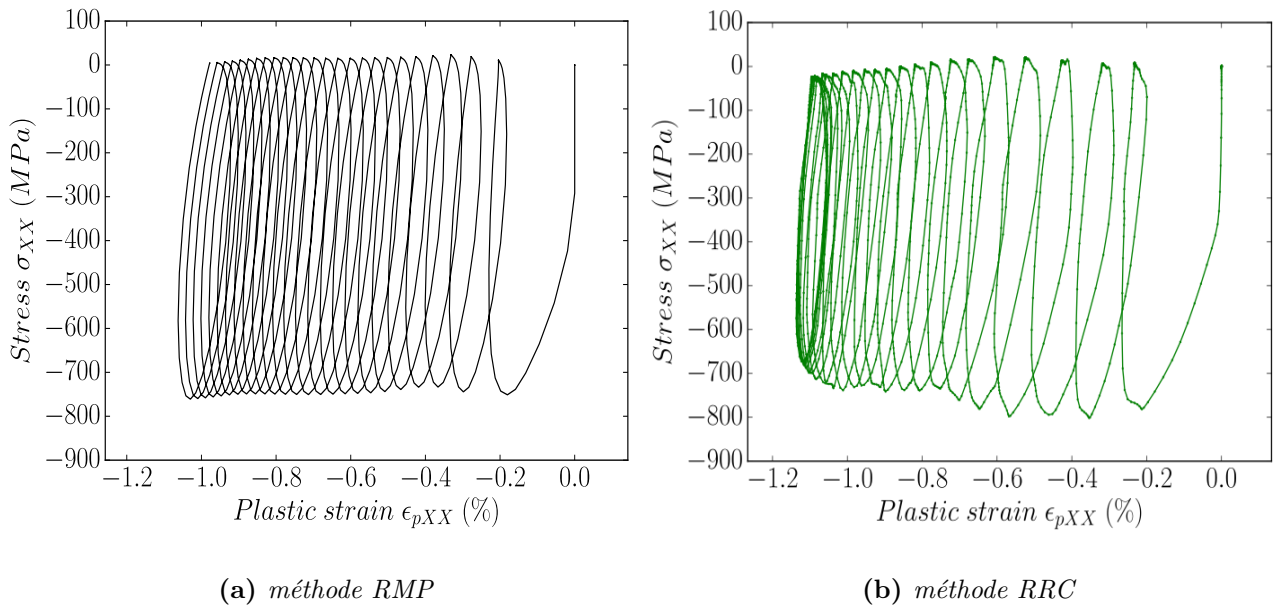


Figure II.22 – Boucles contrainte - déformation plastique suivant la direction normale à la surface du rail.

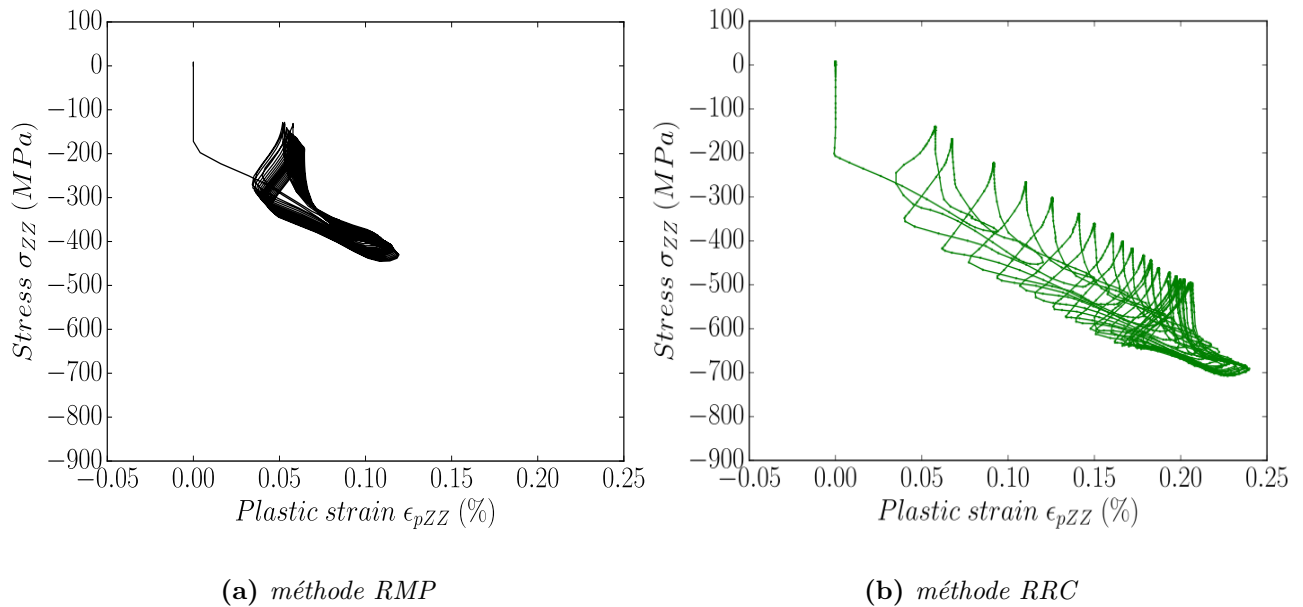


Figure II.23 – Boucles contrainte - déformation plastique suivant la direction longitudinale du rail.

Concernant la composante de cisaillement, le constat est tout autre. En effet, au terme des 25 cycles, le point matériel observé n'atteint pas un état stabilisé quelque soit le mode de sollicitation considéré. La Figure II.24-(b) montre que dans le cas *RRC*, la déformation plastique s'accumule de manière quasi-continue dans le sens négatif jusqu'à l'atteinte d'une valeur maximale de 1.5%. A contrario, la méthode *RMP* prévoit un écoulement plastique qui évolue dans le sens positif des déformations et qui atteint au final une valeur maximale proche de 0.3%.

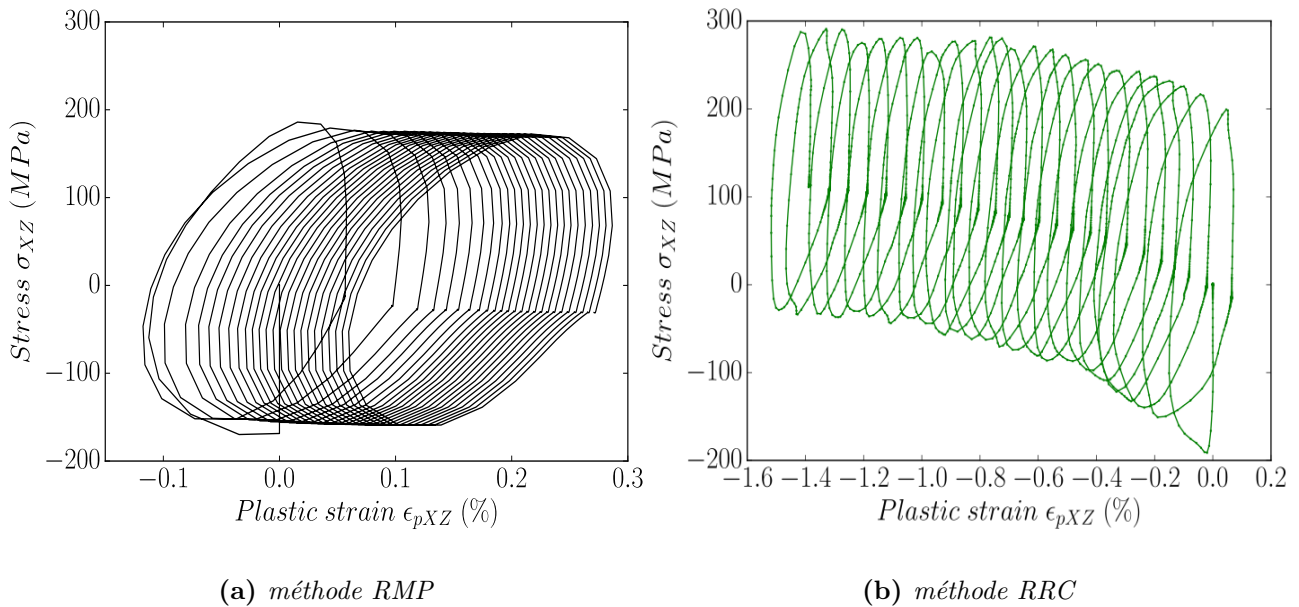


Figure II.24 – Boucles contrainte - déformation plastique de cisaillement dans le plan longitudinal du rail.

Pour tenter d'interpréter ces résultats, les évolutions des trajets de chargement appliqués au point matériel considéré avec la méthode *RMP* (en noir) et *RRC* (en vert) sont respectivement représentées sur la Figure II.25-(a) et II.25-(b). Pour les deux cas de figure (*RMP* et *RRC*), on remarque que la relation entre la contrainte normale et la contrainte de cisaillement est non-proportionnelle. On constate par ailleurs des différences significatives sur l'évolution de ces trajets de charge selon la méthode de calcul considérée. En effet, pour le cas *RRC*, les deux composantes évoluent en amplitude tandis que pour le cas *RMP*, les cycles de contraintes restent relativement les mêmes tout au long du chargement cyclique.

Ce type de chargement cyclique a été notamment considéré par Jiang et Sehitoglu (1994) dans le but de caractériser expérimentalement le phénomène de rochet dans le cas d'un chargement cyclique bi-axial non-proportionnel en torsion-compression. Ces essais ont été réalisés sur des éprouvettes en acier AISI 1070 (nuance perlitique C70) généralement utilisé pour la fabrication de roue ferroviaire. La composition chimique de cet acier est détaillée dans le Tableau II.7.

Tableau II.7 – Composition chimique de l'acier AISI 1070 (C70).

(wt%)	C	Mn	Si	P	S	Cr	Al	V
AISI 1070	0,68	0,84	0,19	0,01	0,01	0,16	0,04	0,06

Sur la Figure II.26-(a), on retrouve alors un trajet de charge circulaire à niveaux de contraintes imposés et la Figure II.26-(b) correspond à la réponse bi-axiale en déformation plastique associée. Il convient de noter que les niveaux de contraintes considérés dans le cadre de ces essais sont

relativement équivalents à ceux déterminés avec la méthode *RMP*. En effet, les amplitudes de la contrainte de cisaillement sont quasiment identiques. Cependant, l'amplitude de la contrainte normale est 1,6 fois supérieure à celle de la contrainte axiale du chargement bi-axial expérimental.

En comparant les Figures II.26-(b) et II.27-(a), on remarque que les réponses en déformations plastiques issues de l'essai de Jiang et Sehitoglu (1994) et de la simulation numérique du contact roue/rail par la méthode *RMP* évoluent qualitativement de la même manière. En effet, on constate une accumulation conséquente de la déformation plastique suivant la direction axiale (normale pour la méthode *RMP*) mais cependant, à partir des résultats expérimentaux (Figure II.26-(b)), on constate que l'écoulement plastique dû au cisaillement reste relativement faible.

À partir de leurs résultats d'essais, Jiang et Sehitoglu (1994) ont pu tirer quelques conclusions concernant le phénomène de rochet dans le cas particulier de chargements bi-axiaux. En effet, si la direction de l'écoulement plastique est conditionnée par le signe de la contrainte moyenne dans le cas de trajets de chargement proportionnel. Dans le cas de chargements non-proportionnels, le lien entre le signe de la contrainte moyenne et la direction du rochet n'est pas direct. Par ailleurs, les auteurs ont montré que le taux de rochet diminue progressivement avec le nombre de cycles appliqués, et ce dans le cas de chargements proportionnels ou non-proportionnels comme on peut le voir à travers les réponses cycliques prédites par la méthode *RMP* (Figures II.22-(a) et II.24-(a)).

Ainsi, cette analyse montre que le modèle de Chaboche (1991) considéré ici pour décrire le comportement cyclique du rail semble être en mesure de prédire qualitativement la direction de l'écoulement plastique observée expérimentalement pour un chargement cyclique bi-axial non-proportionnel. Néanmoins, il convient de noter que ce modèle de comportement surestime la déformation plastique et plus particulièrement celle associée au cisaillement confirmant les tendances observées par Bari et Hassan (2000, 2001, 2002).

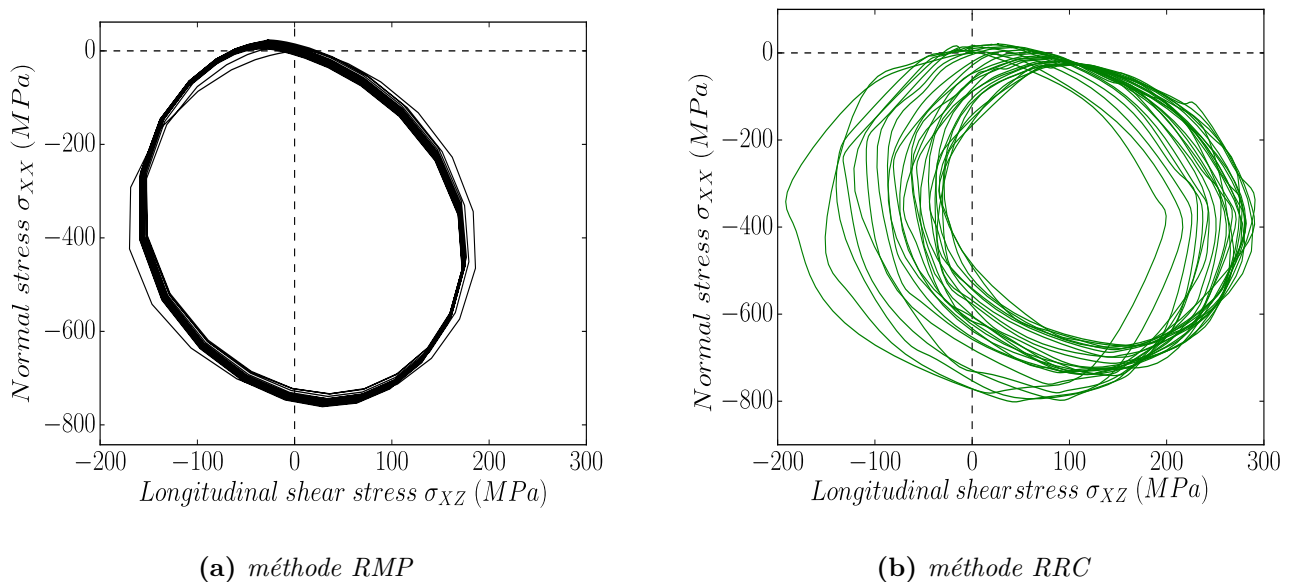


Figure II.25 – (a) Évolution des trajets de chargement extraits au point matériel où la déformation plastique équivalente de von Mises est maximale au cours de 25 cycles de chargement.

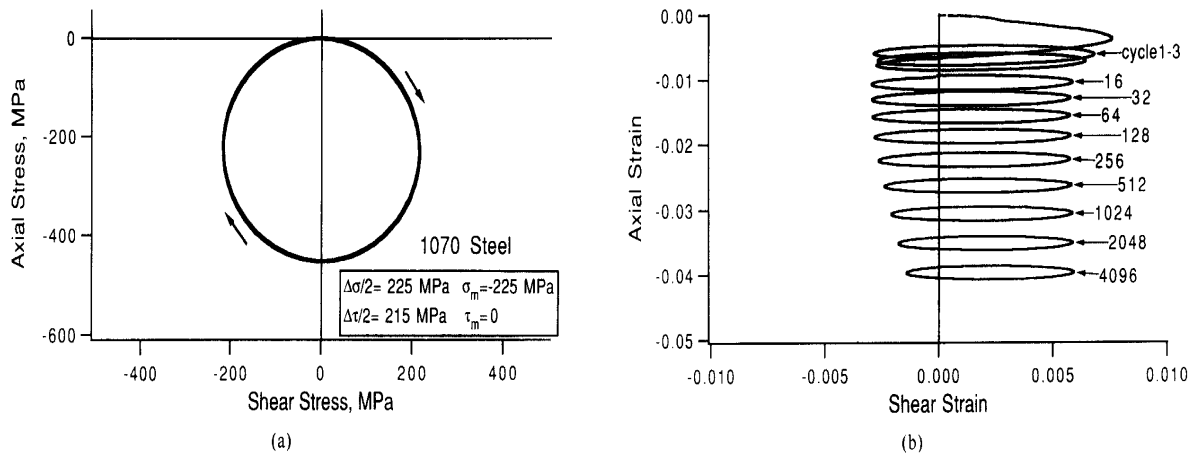


Figure II.26 – Résultats d'un essai de rochet sous chargement bi-axial non-proportionnel en torsion-compression réalisé sur des éprouvettes en acier AISI 1070 (C70) : (a) trajet de chargement bi-axial à niveaux de contraintes imposées et (b) réponses cycliques en déformations bi-axiales (*Note: la déformation sur ce graphique correspond à la déformation conventionnelle exprimée en (mm/mm)*), issus de Jiang et Sehitoglu (1994).

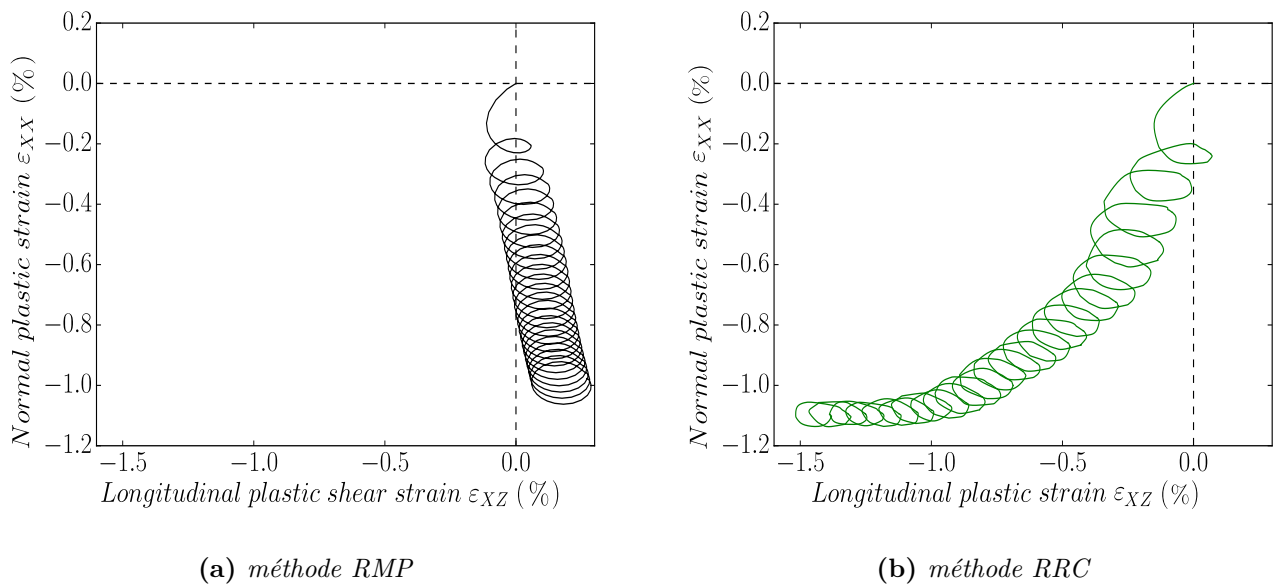


Figure II.27 – Réponses cycliques en déformations plastiques bi-axiales obtenues avec les méthodes (a) RMP et (b) RRC.

En considérant un cas simplifié du contact cylindre-plan élasto-plastique, Johnson (1987) s'est intéressé à la description du cycle de contrainte de cisaillement longitudinal subit par un point matériel en proche surface ; l'idée étant d'expliquer le développement des contraintes/déformations résiduelles. Lorsque le cylindre roule à proximité de la zone d'analyse, le point matériel subit

un cycle de contrainte alternée symétrique. Ainsi, si l'amplitude de contrainte dépasse la limite élastique en cisaillement, la déformation plastique sur un cycle se retrouve également alternée. On observe aussi cet effet de réponses alternées sur nos résultats présentés à la Figure II.24.

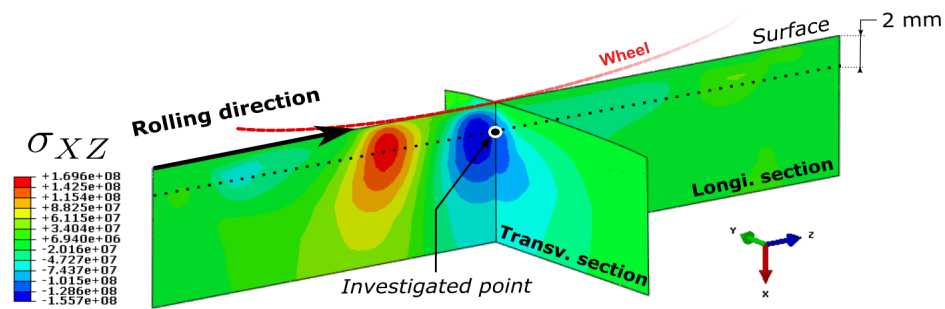
Toutefois, en comparant les réponses cycliques (i.e. associées aux méthodes *RMP* et *RRC*), on constate que seul le 1^{er} cycle correspond entre les deux approches. En effet, on peut observer dans le cas *RRC* (cf. Figure II.24-(a)) qu'une contrainte moyenne en traction augmente dès le 2^{ième} cycle, tandis que la méthode *RMP* prédit une faible contrainte moyenne négative (≈ -50 MPa) qui demeure quasi-constante tout au long du chargement cyclique. Par ailleurs, on remarque sur la Figure II.27 que l'écoulement plastique prédit par les deux méthodes de sollicitation cyclique diffèrent totalement. En effet, comme nous l'avons mentionné précédemment, la méthode *RMP* prévoit le phénomène de rochet dans la direction normale au rail (\vec{x}) et un faible écoulement plastique en cisaillement évoluant dans le sens positif de la déformation plastique. La méthode *RRC*, prédit quant à elle, une forte accumulation de la déformation plastique selon la direction normale qui, au fur et à mesure des cycles appliqués, tend à se stabiliser, affirmant ainsi l'accommodation plastique déjà mise en évidence sur la Figure II.22. Concernant la réponse en cisaillement, la déformation plastique évolue dans la direction opposée à celle prévue par la méthode *RMP* et décrit des amplitudes nettement plus importantes, révélant ainsi le développement du phénomène de rochet en cisaillement.

Pour expliquer cette différence, la Figure II.28 présente les distributions de la contrainte de cisaillement (σ_{XZ}) à l'instant où la charge est sur le point de passer sur le point matériel évalué au cours du 25^{ième} cycle. Une distribution tridimensionnelle du champ de contrainte est représentée à la fois sur un plan longitudinal du rail situé latéralement au niveau du pic de pression de contact du 1^{er} cycle et sur un plan transversal contenant le point matériel observé. Pour le champ associé à la méthode *RMP* (cf. Figure II.28-(a)), on retrouve la contrainte alternée, décrite précédemment, qui est sur le point de passer au travers de la zone d'analyse. En revanche, pour l'approche *RRC* (cf. Figure II.28-(b)), le point d'analyse perçoit uniquement la partie positive du champ de contrainte lorsque la roue passe en surface. En effet, la partie négative du cycle de contrainte en cisaillement longitudinale semble avoir été « décalée » latéralement comme on peut le voir sur la Figure II.28-(b). Pour compléter cette observation, la Figure II.29-(a) représente tous les cycles de contrainte de cisaillement appliqué en ce point particulier avec la méthode *RRC*. Le 1^{er} cycle (en bleu) correspond en effet à un cycle alterné symétrique. Cependant dès le cycle 2 (en noir), on constate que la contrainte minimale diminue au fur et à mesure des cycles appliqués, provoquant pratiquement la conversion de la sollicitation cyclique à l'équivalent de cycles à contrainte répétée en traction. Ceci explique la raison pour laquelle une contrainte moyenne en traction se développe en ce point. Le déport latéral de la contrainte minimale de cisaillement visible sur la Figure II.28-(b) peut être lié à la redistribution de la pression de contrainte avec notamment le pic de pression qui se décale latéralement en direction du congé actif du rail (cf. Figure II.20).

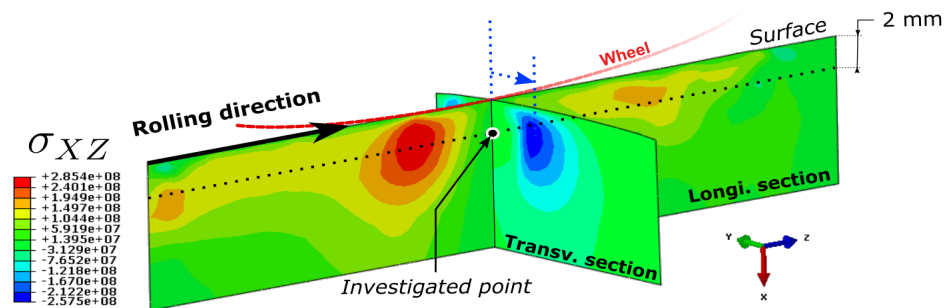
Par ailleurs, l'écoulement plastique de cisaillement évolue selon une direction opposée au signe de la contrainte moyenne. En effet, sur la Figure II.29-(b), on peut voir qu'à l'issue du 1^{er} cycle, la déformation plastique est positive puis dès le 2^{ième} cycle, pour lequel le rapport de charge a diminué, le sens de l'écoulement plastique s'inverse et progresse de manière incrémentale dans la direction négative de la déformation pour les cycles suivants. Ce type de réponse cyclique a pu être observé

expérimentalement par Jiang et Sehitoglu (1994) en faisant varier la contrainte moyenne au cours de la sollicitation cyclique à trajet de chargement bi-axial non-proportionnel. En effet, à travers ces essais, les auteurs montrent que l'acier AISI 1070 est sensible à l'histoire du chargement. Dans ces conditions de sollicitation variable, le phénomène de rochet évolue dans une direction opposée au signe de la contrainte moyenne, voire même s'inverse au cours du chargement cyclique, un phénomène qui selon les auteurs peut amplifier l'accumulation de la déformation plastique sous certaines circonstances. Le modèle de Chaboche (1991) semble pouvoir reproduire cet effet de mémoire dans le cas du contact roue/rail avec l'amplitude de contrainte en cisaillement qui évolue au fur et à mesure des cycles appliqués.

Bien entendu, il convient de noter que cet effet mis en évidence par Jiang et Sehitoglu (1994) peut correspondre à un trait caractéristique de l'acier C70. Toutefois, cette nuance possède, tout comme l'acier à rail R260, une microstructure principalement perlitique à structure lamellaire (i.e. nuance eutectoïde), ce qui laisse supposer que ces matériaux peuvent avoir des comportements relativement semblables sous l'effet de ces chargements cycliques complexes. Pour conforter ces interprétations, il serait intéressant de réaliser des essais à conditions équivalentes sur l'acier R260, des résultats qui font à ce jour défaut dans la littérature.



(a) méthode RMP



(b) méthode RRC

Figure II.28 – Distributions de la contrainte de cisaillement (σ_{XZ}) à l'instant où la charge du 25^{ème} cycle approche le point matériel évalué.

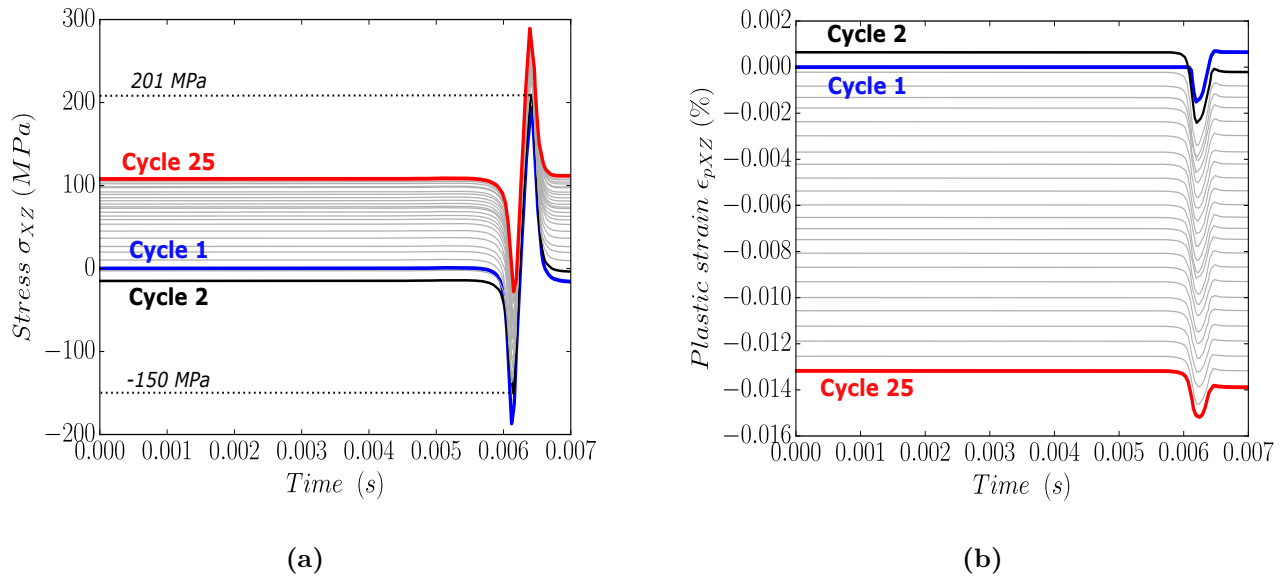


Figure II.29 – (a) Évolution des cycles de contraintes de cisaillement appliqués au point matériel et (b) les déformations plastiques associées prédites avec la méthode RRC.

Wang et Miller (1991) ont montré que la présence d'une contrainte moyenne joue un rôle majeur durant les premiers stades de l'endommagement par fatigue. En effet, l'amorçage des fissures est principalement gouverné par la déformation plastique en cisaillement qui favorise, au cours du stade I, la propagation des fissures courtes en mode II. Cette analyse montre qu'il existe un phénomène transitoire sur la réponse cyclique du rail, au cours des premiers passages de roue, qu'il convient de prendre en compte pour la prédiction de la FCR. En effet, la pression de contact étant évolutive due aux variations géométriques des surfaces en contact possède un rôle fondamental sur l'évolution de la déformation plastique, et par conséquent sur les mécanismes d'endommagement.

Néanmoins, les résultats obtenus sont étroitement liés aux lois de comportement que nous avons utilisées. Comme déjà mentionné au Chapitre I, le phénomène du rochet est très difficile à caractériser expérimentalement et sa modélisation en est tout aussi laborieuse et plus particulièrement dans le cas de sollicitations multi-axiales et non-proportionnelles (cf. Figure II.25). Les modèles de comportement classiques ne décrivent pas correctement le rochet, particulièrement quand celui-ci survient en présence d'une contrainte moyenne non-nulle. Dans de telles conditions, le rochet est principalement gouverné par l'érouissage cinématique. Il est bien connu que les modèles à érouissage cinématique linéaire ne sont pas capable de prédire cet effet, surtout si ces derniers sont identifiés sur des états de matériaux stabilisés. Inversement, les modèles à érouissage cinématique non-linéaire ont tendance à surestimer le rochet quand ils sont identifiés sur des essais monotones ou des essais cycliques à charge alternée. Néanmoins, le modèle de Chaboche (1991) et sa formulation à variables d'érouissage cinématique non-linéaire à seuils est un bon compromis. En effet, les auteurs ont montré que leur modèle permet d'obtenir des résultats satisfaisants en comparaison avec des résultats d'essais cycliques uni-axiaux (traction/compression) et multi-axiaux (traction/torsion) réalisés sur un acier inoxydable. Dans notre cas, ce modèle semble convenir mais

il serait nécessaire de réaliser des cycles supplémentaires pour s'assurer que l'accumulation de la déformation plastique diminue, sans pour autant s'annuler, comme il est généralement observé expérimentalement (Bower et Johnson (1989), Portier *et al.* (2000), Jiang et Sehitoglu (1994)).

II.4. Bilan du chapitre

Ce chapitre s'articule autour d'un modèle éléments finis tridimensionnel du contact roue/rail développé pour le calcul de pression de contact. Les paramètres géométriques tels que la conicité de la roue et la position du contact ont un effet significatif sur les dimensions de l'empreinte du contact et la pression de contact associée. Cette sensibilité aux paramètres géométriques a pu être évaluée en comparant nos résultats à ceux issus de modèles analytiques tels que celui de Kalker (1990) qui fait office de référence. Ces calculs ont été effectués sous l'hypothèse de structures purement élastiques et il s'est avéré que notre modèle corrobore de manière satisfaisante la référence.

Par ailleurs, puisque la méthode des éléments finis nous le permet, nous avons pu mettre en évidence l'effet de la plasticité au contact. En comparaison avec la solution élastique, il a été démontré que la plasticité augmente la conformité au contact et par conséquent, le niveau de contrainte en surface est considérablement réduit. Pour la plupart des travaux visant à prédire la fatigue du contact roue/rail, un champ de pression issu d'un calcul purement élastique est généralement utilisé à titre de chargement mobile périodique sur la surface du rail. Bien que cette approche soit intéressante pour réduire les temps de calcul en évitant le problème de contact, elle néglige la plasticité et surestime alors la sollicitation du rail. Face à ce constat, nos travaux ont été axés sur le développement d'outils numériques visant à reproduire la sollicitation du contact roue/rail d'autant plus réaliste.

Deux stratégies ont donc été mises en place. L'approche *RMP* correspond à la méthode classique décrite précédemment à la différence près qu'un champ de pression issu d'un calcul élasto-plastique est appliqué en translation périodiquement sur la surface du rail. La méthode *RRC*, plus originale, consiste à réaliser des passages de roue répétés sur la surface du rail. Pour ce faire, un algorithme a été développé pour exécuter en séquentiel le modèle tridimensionnel du contact roue/rail. Entre chaque cycle, l'algorithme se charge d'assurer la continuité de la réponse cyclique du rail en incrémentant les champs mécaniques résiduels (contraintes/déformations résiduelles et variables d'écrouissage) et en actualisant la géométrie des profils de roue et de rail en fonction de la déformation plastique. En comparant ces approches sur des configurations initiales équivalentes, on constate que les prédictions de la réponse cyclique du rail sont complètement différentes. La méthode *RRC* prédit à l'issue de 25 cycles de chargement un niveau de déformation plastique plus important que celui prédit par l'approche *RMP*. Toutefois, avec la stratégie *RRC* des états stabilisés sont atteints selon certains axes de sollicitations ce qui n'est pas forcément vérifié pour le cas *RMP*. En effet avec la méthode *RRC*, au fur et à mesure des passages de roue, le champ de pression de contact subit une redistribution et son niveau maximal se voit réduit jusqu'à une valeur de saturation. Les surfaces des structures en contact semblent avoir atteint un état stabilisé et cela a pour effet de favoriser l'obtention de réponses cycliques stabilisées.

Concernant le cisaillement longitudinal, généralement reconnu comme étant responsable de l'en-

dommagement par fatigue, une réponse stabilisée n'a pas pu être atteinte pour les deux méthodes de calcul. Encore une fois, les résultats du cas *RRC* se distinguent par l'apparition d'une contrainte moyenne non-nulle qui favorise l'écoulement plastique suivant un scénario qui semble correspondre à celui du phénomène de rochet. La présence de cette contrainte moyenne évolutive engendre un écoulement plastique de valeur opposée à celui du cas *RMP* et qui évolue très vite durant les 25 cycles. Il s'agit là d'un effet qui a pu être mis en évidence expérimentalement en appliquant des trajets de chargement comparables sur un acier dont la microstructure perlitique est très proche de celle de l'acier R260. Bien évidemment, ces résultats dépendent fortement de la loi de comportement considérée. Mais ici, on constate que pour une loi de comportement commune aux deux approches (*RMP* et *RRC*), des réponses différentes sont obtenues, ce qui montre qu'une modélisation précise de la sollicitation est un aspect de premier ordre à considérer.

Pour finir, ces résultats et interprétations montrent que la méthode *RRC* est un outil original et prometteur pour la modélisation tridimensionnelle du contact roue/rail. Il a été démontré que cette approche a la capacité de reproduire les trajets de chargement multi-axiaux qui interviennent dans cette application. Cette étude montre également que la plasticité possède un rôle majeur sur l'endommagement en fatigue du rail et plus particulièrement pour des configurations de voie où le défaut du Head Check survient, i.e. les voies en courbes. Il serait alors intéressant de transposer notre approche à une configuration de voie en courbe. Le chapitre suivant traite de l'adaptation de la méthode *RRC* à ce cas de figure. Elle est en effet utilisée pour l'étude des états mécaniques responsables de la fissuration particulière du Head Check.

Bibliographie

- V. AUBIN : *Dialogue modèle-expérience en fatigue oligocyclique des aciers inoxydables*. Thèse de doctorat, Université des Sciences et Technologie de Lille-Lille I, 2008. (citée p. 45, 51)
- J.-B. AYASSE et H. CHOLLET : Determination of the wheel rail contact patch in semi-hertzian conditions. *Vehicle System Dynamics*, 43(3):161–172, 2005. (citée p. 59)
- C.-I. BARBINTA, C. ULIANOV, F. FRANKLIN et S. CRETU : Wheel-rail contact modelling and analysis, considering profiles types and lateral displacement. In *Transport Research Arena (TRA) 5th Conference : Transport Solutions from Research to Deployment*, 2014. (citée p. iv, 59)
- S. BARI et T. HASSAN : Anatomy of coupled constitutive models for ratcheting simulation. *International Journal of Plasticity*, 16(3):381–409, 2000. (citée p. 45, 75)
- S. BARI et T. HASSAN : Kinematic hardening rules in uncoupled modeling for multiaxial ratcheting simulation. *International Journal of Plasticity*, 17(7):885–905, 2001. (citée p. 45, 75)
- S. BARI et T. HASSAN : An advancement in cyclic plasticity modeling for multiaxial ratcheting simulation. *International Journal of Plasticity*, 18(7):873–894, 2002. (citée p. 45, 75)
- V. BHARGAVA, G.T. HAHN et C.A. RUBIN : An elastic-plastic finite element model of rolling contact, part 1 : Analysis of single contacts. *Journal of Applied Mechanics*, 52:67–74, 1985a. (citée p. 40)
- V. BHARGAVA, G.T. HAHN et C.A. RUBIN : An elastic-plastic finite element model of rolling contact, part 2 : Analysis of repeated contacts. *Journal of Applied Mechanics*, 52:75–82, 1985b. (citée p. 40)
- M. BOUCHER et J.-P. CORDEBOIS : Incremental evolution of induced anisotropy. *International journal of plasticity*, 10(8):909–933, 1994. (citée p. 51)
- A.F. BOWER et K.L. JOHNSON : The influence of strain hardening on cumulative plastic deformation in rolling and sliding line contact. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 37(4):471–493, 1989. (citée p. 80)
- G. CAILLETAUD : Une approche micromécanique du comportement des polycristaux. *Revue de physique appliquée*, 23(4):353–365, 1988. (citée p. 46)

- F.W. CARTER : On the action of a locomotive driving wheel. *In Proceeding of the Royal Society of London*, volume A112, pages 151–157, 1926. (citée p. 40)
- J.-L. CHABOCHE : Constitutive equations for cyclic plasticity and cyclic viscoplasticity. *International journal of plasticity*, 5(3):247–302, 1989. (citée p. 39, 47, 50)
- J.-L. CHABOCHE : On some modifications of kinematic hardening to improve the description of ratchetting effects. *International journal of plasticity*, 7(7):661–678, 1991. (citée p. 75, 78, 79)
- E CORONA, T HASSAN et S KYRIAKIDES : On the performance of kinematic hardening rules in predicting a class of biaxial ratcheting histories. *International Journal of Plasticity*, 12(1):117–145, 1996. (citée p. 46)
- K. DANG VAN et M.H. MAITOURNAM : Steady-state flow in classical elastoplasticity : applications to repeated rolling and sliding contact. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 41(11):1691–1710, 1993. (citée p. 40)
- K. DANG VAN, M.H. MAITOURNAM, Z. MOUMNI et F. ROGER : A comprehensive approach for modeling fatigue and fracture of rails. *Engineering Fracture Mechanics*, 76(17):2626–2636, 2009. (citée p. 40)
- K. DANG VAN, M.H. MAITOURNAM et B. PRASIL : Elastoplastic analysis of repeated moving contact application to railways damage phenomena. *Wear*, 196(1-2):77–81, 1996. (citée p. 40)
- P DELOBELLE, P ROBINET et L BOCHER : Experimental study and phenomenological modelization of ratchet under uniaxial and biaxial loading on an austenitic stainless steel. *International Journal of Plasticity*, 11(4):295–330, 1995. (citée p. 46)
- C.O. FREDERICK et P.J. ARMSTRONG : A mathematical representation of the multiaxial baushinger effect. *Materials at High Temperatures*, 24(1):1–26, 1966. (citée p. iv, 39, 47, 49, 50)
- K. HIBBITT : Abaqus : User’s manual : Version 6.13 : Hibbitt. *Karlsson & Sorensen, Incorporated*, 2013. (citée p. 45)
- R. HILL : *The mathematical theory of plasticity*, volume 11. Oxford university press, 1998. (citée p. 48)
- R. HILL : Plastic anisotropy and the geometry of yield surfaces in stress space. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 48(6-7):1093–1106, 2000. (citée p. 51)
- Y. JIANG, J. CHANG et B. XU : Elastic-plastic finite element stress analysis of two-dimensional rolling contact. *In Hydraulic Failure Analysis : Fluids, Components, and System Effects*. ASTM International, 2001. (citée p. 40)
- Y. JIANG et H. SEHITOGLU : Cyclic ratchetting of 1070 steel under multiaxial stress states. *International journal of plasticity*, 10(5):579–608, 1994. (citée p. v, 46, 74, 75, 76, 78, 80)
- Y. JIANG et H. SEHITOGLU : Rolling contact stress analysis with the application of a new plasticity model. *Wear*, 191(1-2):35–44, 1996. (citée p. 70)

- Y. JIANG, B. XU et H. SEHITOGLU : Three-dimensional elastic-plastic stress analysis of rolling contact. *Transactions-american society of mechanical engineers journal of tribology*, 124(4):699–708, 2002. (citée p. 40)
- K.L. JOHNSON : *Contact mechanics*. Cambridge University Press, 1987. (citée p. 76)
- J.J. KALKER : *Three-dimensional elastic bodies in rolling contact*. Kluwer Academic Publishers, 1990. (citée p. 59, 60, 62, 80)
- J.J. KALKER : Wheel–rail rolling contact theory. *Wear*, 144(1-2):243–261, 1991. (citée p. 40, 41, 43)
- A. KAPOOR et K.L. JOHNSON : Effect of changes in contact geometry on shakedown of surfaces in rolling/sliding contact. *International journal of mechanical sciences*, 34(3):223–239, 1992. (citée p. 65)
- W. KIK et J. PIOTROWSKI : A fast, approximate method to calculate normal load at contact between wheel and rail and creep forces during rolling. In *Warsaw Technical University, 2nd mini-conference on contact mechanics and wear of rail/wheel systems, Budapest*, 1996. (citée p. 59, 60)
- K. KNOTHE et H. LE THE : A contribution to the calculation of the contact stress distribution between two elastic bodies of revolution with non-elliptical contact area. *Computers & structures*, 18(6):1025–1033, 1984. (citée p. 40, 58)
- A. LANGUEH, J.-F. BRUNEL, E. CHARKALUK, P. DUFRÉNOY et F. DEMILLY : Influence of the steel grades on rolling contact fatigue of railway wheels. *Procedia Engineering*, 10:2627–2632, 2011. (citée p. 52)
- A.M.G. LANGUEH : *Contribution au dimensionnement des roues ferroviaires en fatigue de contact de roulement*. Thèse de doctorat, Université Lille 1 - Sciences et Technologies, 2013. (citée p. 51)
- J. LEMAITRE, J.-L. CHABOCHE et P. GERMAIN : *Mécanique des matériaux solides*, volume 2. Dunod Paris, 1985. (citée p. iv, 50)
- L. PORTIER : *Contribution à l'étude de la déformation progressive des structures : étude expérimentale et étude comparative de lois de comportement*. Thèse de doctorat, École Normale Supérieure de Cachan, 1999. (citée p. 46)
- L. PORTIER, S. CALLOCH, D. MARQUIS et P. GEYER : Ratchetting under tension–torsion loadings : experiments and modelling. *International Journal of Plasticity*, 16(3):303–335, 2000. (citée p. 45, 46, 51, 80)
- W. PRAGER : The theory of plasticity : a survey of recent achievements. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 169(1):41–57, 1955. (citée p. 49)
- V.M. RADHAKRISHNAN et S. RAMANATHAN : Plastic deformation in rolling contact. *Wear*, 32(2):211–221, 1975. (citée p. 40)

- J.W. RINGSBERG : Life prediction of rolling contact fatigue crack initiation. *International Journal of fatigue*, 23(7):575–586, 2001. (citée p. 40)
- J.W. RINGSBERG, H. BJARNEHED, A. JOHANSSON et B.L. JOSEFSON : Rolling contact fatigue of rails–finite element modelling of residual stresses, strains and crack initiation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 214(1):7–19, 2000. (citée p. 40)
- J.W. RINGSBERG et T. LINDBÄCK : Rolling contact fatigue analysis of rails including numerical simulations of the rail manufacturing process and repeated wheel-rail contact loads. *International Journal of fatigue*, 25(6):547–558, 2003. (citée p. 40)
- G. SCHLEINZER et F.D. FISCHER : Residual stress formation during the roller straightening of railway rails. *International Journal of Mechanical Sciences*, 43(10):2281–2295, 2001. (citée p. 51, 52)
- M.Sh. SICHANI, R. ENBLOM et M. BERG : Comparison of non-elliptic contact models : towards fast and accurate modelling of wheel-rail contact. *Wear*, 314(1):111–117, 2014. (citée p. 59)
- W. SOBOYEJO : *Mechanical properties of engineered materials*, volume 152. CRC press, 2002. (citée p. 67)
- M. TOUMI : *Modélisation numérique du contact roue-rail pour l'étude des paramètres influençant les coefficients de Kalker – Application à la dynamique ferroviaire*. Thèse de doctorat, Université Paris-Est, 2016. (citée p. 43)
- M. TOUMI, H. CHOLLET et Y. HONORÉ : Finite element analysis of the frictional wheel-rail rolling contact using explicit and implicit methods. *Wear*, 2016. (citée p. 43)
- C.H. WANG et K.J. MILLER : The effect of mean shear stress on torsional fatigue behaviour. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 14(2-3):293–307, 1991. (citée p. 79)
- Z. WEN, L. WU, W. LI, X. JIN et M. ZHU : Three-dimensional elastic-plastic stress analysis of wheel-rail rolling contact. *Wear*, 271(1):426–436, 2011. (citée p. 40)
- B. XU et Y. JIANG : Elastic-plastic finite element analysis of partial slip rolling contact. *Journal of Tribology*, 124(1):20–26, 2002. (citée p. 40)
- X. ZHAO et Z. LI : The solution of frictional wheel-rail rolling contact with a 3d transient finite element model : Validation and error analysis. *Wear*, 271(1):444–452, 2011. (citée p. 43)
- X. ZHAO et Z. LI : A three-dimensional finite element solution of frictional wheel-rail rolling contact in elasto-plasticity. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, 229(1):86–100, 2015. (citée p. 61)
- H. ZIEGLER : A modification of prager's hardening rule. *Quarterly of Applied mathematics*, 17(1):55–65, 1959. (citée p. 49)

Chapitre III

Simulation numérique du contact roue/rail - cas de la voie en courbe

Sommaire

III.1.Introduction	87
III.2.Modélisation du contact roue/rail en configuration "Head Check" . .	89
III.2.1. Description du modèle	90
III.3.Application de la méthode <i>RRC</i>	97
III.3.1. Évolution de la sollicitation de contact	97
III.3.2. Évolution du profil de rail	101
III.3.3. Ecrouissage cyclique du rail	103
III.3.4. Identification des mécanismes initiaux de la fissuration du Head Check . .	107
III.4.Bilan du chapitre	116

III.1. Introduction

Dans le domaine ferroviaire, où toute avarie peut avoir des conséquences dramatiques, de grands progrès ont été et sont encore réalisés afin d'éviter les ruptures par fatigue du matériel roulant. En effet, une meilleure stratégie de maintenance préventive et l'amélioration de la qualité des aciers de rails ont considérablement réduit les ruptures de rails. Cependant ces progrès se sont vus accompagnés par l'apparition de nouveaux mécanismes d'endommagement de rails liés à la FCR, dont l'un nous intéresse plus particulièrement: le *Head Checking*.

Comme il a déjà été décrit au Chapitre I, le défaut de Head Check se localise sur le congé actif du rail (*gauge corner*), en général, sur la file haute des voies en courbes aux rayons inférieurs à 2000 m. Il se présente d'abord sous forme d'un réseau de fissures parallèles espacées de 1 mm jusqu'à quelques centimètres et orientées à environ 45° dans la direction de traction de la roue (cf. Figure III.1-(b)). Ce défaut est généralement décrit comme l'accumulation de la déformation plastique sur le rail due principalement aux contraintes de cisaillement de surface élevées (Stock *et al.* (2011), Garnham et Davis (2011); Garnham *et al.* (2011)). Selon Dollevoet (2010), ces contraintes extrêmes et particulièrement localisées sont le résultat d'un coefficient de frottement élevé ($\mu > 0,3$) et du glissement partiel dans le contact roue/rail induisant des efforts tangentiels élevés. La propagation de ces fissures en profondeur entraîne l'écaillage du congé et/ou la propagation des défauts en sous-surface pouvant mener à la rupture transverse du rail (cf. Figure III.1-(c)).

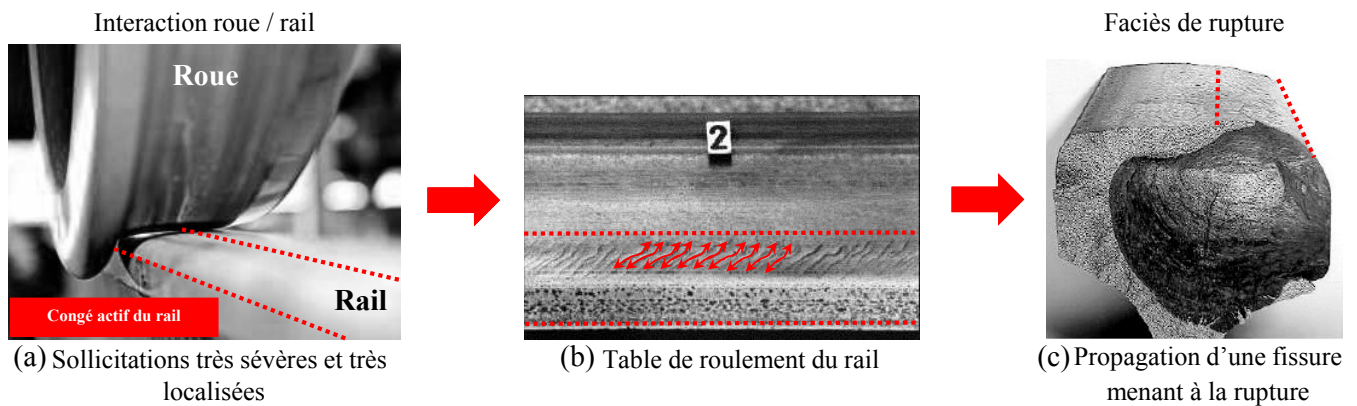


Figure III.1 – Problématique du Head Check : (a) conditions de contact, (b) Fissures Head Check sur le congé du rail et (c) Faciès de rupture dû au Head Check.

Dans l'ouvrage de Lewis et Olofsson (2009) il est décrit, pour le cas des voies en courbes, qu'il existe certaines configurations de contact pouvant engendrer des sollicitations particulièrement sévères à la surface du rail. Ces conditions surviennent lorsqu'un essieu se déporte vers la file de rail extérieure qui est au préalable légèrement surélevée pour compenser l'effort centrifuge s'exerçant sur le véhicule; on parle de dévers. Dans ces circonstances, le contact entre le boudin de la roue et le congé actif du rail est très fréquent. Durant les premiers cycles de vie du matériel roulant, cette configuration de circulation occasionne deux zones de contact sur la surface du rail due à la non-conformité des profils. En effet, le profil neuf de la roue possède une concavité prononcée au

niveau du raccord du boudin qui favorise alors la situation du double contact, l'un situé sur le congé actif et l'autre sur la table de roulement du rail comme illustré sur la Figure III.2. La différence des rayons de roulement entre ces deux points implique l'action d'importants glissements longitudinaux qui amplifient le mécanisme d'usure et plus particulièrement au niveau du congé actif.

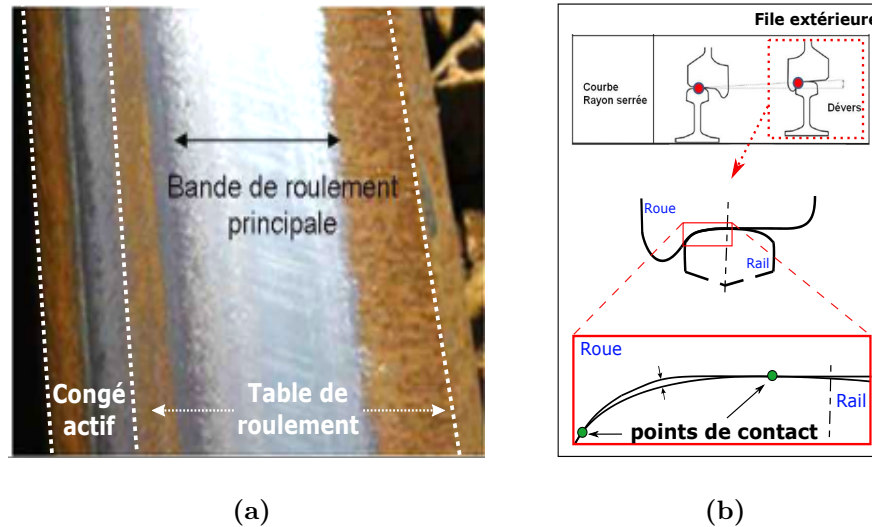


Figure III.2 – (a) État de surface d'un rail en acier perlitique R260 après 6 mois d'exploitation, Simon (2014) et (b) Interaction roue/rail en courbe.

Dans la littérature, un nombre très restreint de travaux font l'objet d'analyses fines du développement des contraintes résiduelles du rail dans le cas d'une voie en courbe. L'une des études les plus approfondies à ce sujet est celle de Ringsberg et Josefson (2001). Les auteurs ont développé un modèle éléments finis tridimensionnel visant à reproduire le cas du multi-contact sur la surface du rail décrit précédemment. La position des points de contact a été estimée par le code de dynamique ferroviaire MEDYNA (Mauer (1985)) et l'action de la roue sur le rail a été matérialisée par deux distributions de pression de Hertz représentées sur la Figure III.3.

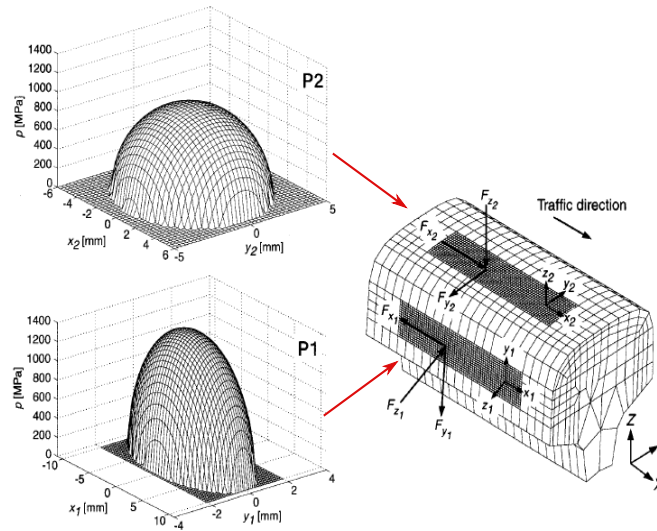


Figure III.3 – Modélisation par éléments finis de la sollicitation multi-contact du rail, Ringsberg et Josefson (2001).

Comme nous avons pu le voir à travers le Chapitre II, le développement des contraintes résiduelles et l'évolution des profils sous l'effet de la plasticité provoquent la redistribution des contraintes en surface. Les conditions de contact évoluent jusqu'à atteindre un état stabilisé avec des niveaux de pression en surface considérablement réduits, favorisant ainsi l'accommodation cyclique du rail. La stratégie proposée par Ringsberg et Josefson (2001) ne tient pas compte des évolutions géométriques des profils en contact. Par ailleurs, dans le cas de la voie en courbe, les rayons de courbure des profils au voisinage du contact varient significativement. L'hypothèse du demi-espace infini de la théorie est donc mise à défaut pour ce cas de figure. Nous avons démontré la capacité de notre modèle éléments finis à modéliser un contact non-hertzien et son évolution due à la plasticité grâce à la méthode *RRC*. L'objet de ce présent chapitre est d'étendre la stratégie *RRC* au cas du contact roue/rail sur la file extérieure d'une voie en courbe. Ainsi, une analyse précise des états de contrainte successifs aux passages de roue est effectuée pour une meilleure compréhension des mécanismes d'endommagement du rail.

III.2. Modélisation du contact roue/rail en configuration "Head Check"

La transposition de la méthode *RRC* à une configuration de voie en courbe a été motivée par les travaux expérimentaux menés par Dylewski (2016) en collaboration avec la RATP dans le cadre du projet CERVIFER. Ces travaux consistaient à caractériser le développement des gradients de propriétés mécaniques et de l'accumulation de déformation plastique sur les zones de contact du rail, qui conduisent au développement du défaut de Head Check. Pour cela, une campagne de prélèvements et d'analyses de rails à différents tonnages a été réalisée sur deux sites particuliers du

Réseau Express Régional (RER) de la RATP. Pour chaque site considéré, il était question de prélever des tronçons de rail en nuance d'acier R260 à différents niveaux de tonnage. Chaque échantillon prélevé est remplacé par un tronçon de rail neuf, l'objectif étant de suivre l'évolution des rails avec l'accumulation des chargements. Par ailleurs, l'estimation de la déformation plastique, accumulée en profondeur, a été effectuée grâce à la technique *EBSD* (*Electron Backscatter Diffraction*) en quantifiant les évolutions de microstructure et les réorganisations cristallographiques de l'acier, notamment lors des premiers cycles de fatigue où le gradient de microstructure se met en place sous la surface du rail.

Notre stratégie de simulation s'intéresse de la même façon aux réponses mécaniques du rail durant ces premiers cycles de vie. Pour évaluer notre approche, une refonte du modèle éléments finis du contact roue/rail est nécessaire pour s'accorder aux conditions de sollicitation du rail en exploitation sur la file extérieure des voies en courbe considérées pour l'étude expérimentale. Bien évidemment, la stratégie de simulation que nous proposons ne permet pas de modéliser les nombreux cycles de chargement vus par les rails en service. Néanmoins, les résultats numériques peuvent être comparés qualitativement aux observations expérimentales avec pour objectif de mettre en évidence les différentes évolutions initiales du rail pouvant être impliquées dans les mécanismes d'amorçage et de propagation des fissures de Head Check.

III.2.1. Description du modèle

Le Head Check se développe principalement lorsque le contact entre le congé actif du rail et le raccord du boudin de la roue est fréquent. Au vu de la géométrie des surfaces en contact, la zone d'interaction est donc très réduite. Pour réduire au mieux les temps de calcul, il convient donc de procéder à des réductions géométriques visant à prioriser les zones sujettes au développement du Head Check comme celle mise en évidence sur le congé actif du rail de la Figure III.4-(a). Cette figure représente le choix d'échantillonnage des tronçons de rail considéré par Dylewski (2016) pour effectuer des analyses. Nous avons fait le choix de retenir ces dimensions d'échantillons pour définir la géométrie du rail dans notre modèle. Sur la Figure III.4-(b) sont représentées en traits pleins les sections de géométries considérées dans la configuration en alignement du modèle éléments finis (cf. Chapitre II). Les parties hachurées représente la définition géométrique retenue pour la configuration en courbe. La géométrie du rail a été restreinte approximativement au quart du champignon de rail d'une longueur de 80 mm tandis que celle de la roue correspond à un secteur de 10° de la jante.

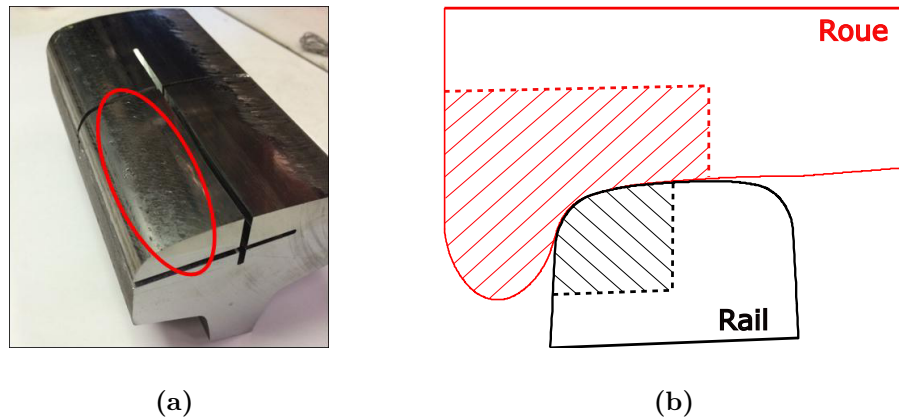


Figure III.4 – (a) Échantillonnage d'un rail en présence de Head Check, Dylewski (2016) et (b) Définition géométrique du modèle.

Cette réduction géométrique du rail est inspirée de la stratégie proposée par Deng *et al.* (2015). Pour décrire le contact entre le congé actif du rail (*Gauge Corner*) et le boudin de la roue, dans le cas d'une voie en courbe, les auteurs ont considéré un quart de cylindre dont le rayon est équivalent à celui du congé du rail. Sur cette géométrie de rail simplifiée, des conditions limites particulières sont appliquées. La surface libre inférieure, repérée « Bot. face » sur la Figure III.5, est encastrée et les surfaces latérale (repérée « Lat. face ») et longitudinale sont respectivement bloquées selon les directions latérale et longitudinale (i.e., selon \vec{y} et \vec{z}). Pour valider la définition de leur modèle éléments finis, Deng *et al.* (2015) ont comparé les solutions purement élastiques obtenues par la méthode des éléments finis à celles issues du modèle de Kalker (1991) (CONTACT). Sur la Figure III.6, on constate que les résultats du modèle éléments finis sont en accord avec les solutions analytiques provenant du code de Kalker (1991), et ce, pour les deux conditions de frottement considérées ($\mu = 0$ et $\mu = 0,3$). Ainsi, la simplification géométrique du rail proposée par Deng *et al.* (2015) ne semble pas avoir d'impact notable sur la prédiction des champs de sollicitation de contact.

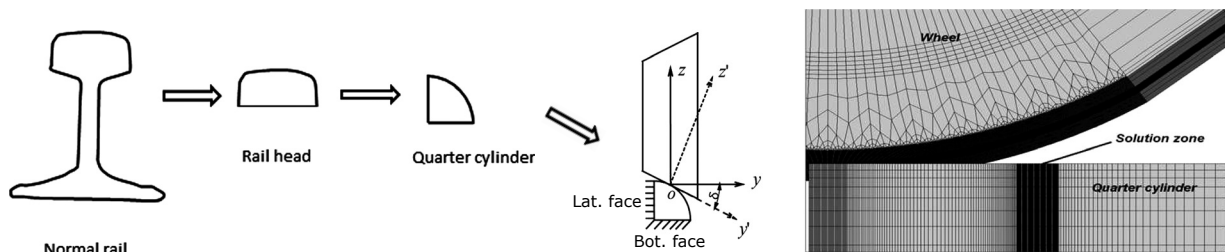


Figure III.5 – Définition du modèle EF développé par Deng *et al.* (2015).

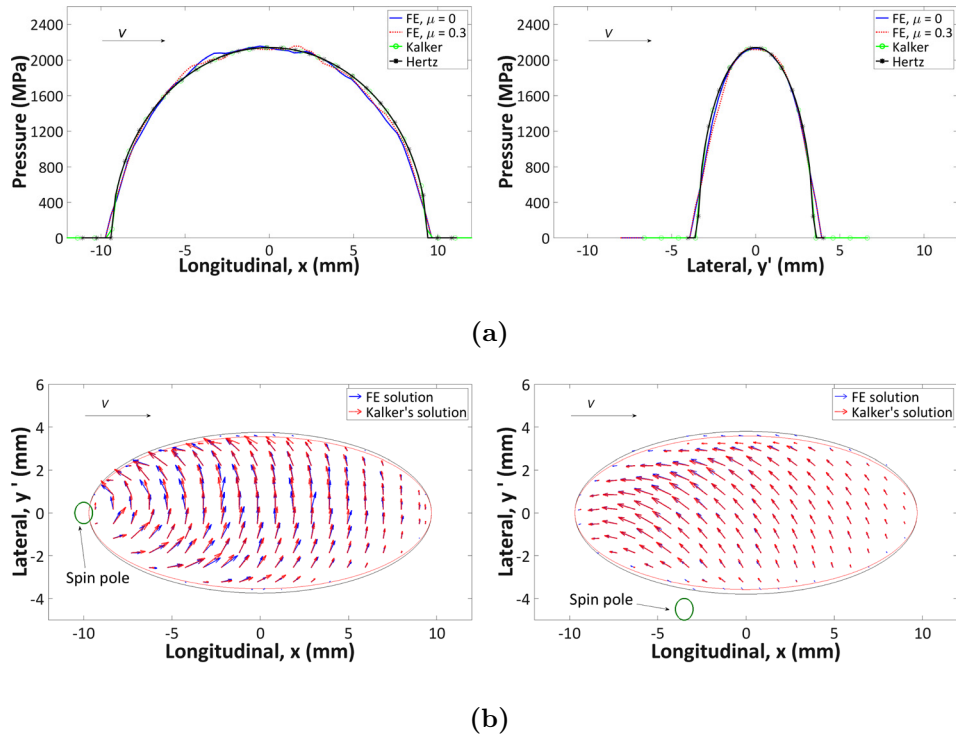


Figure III.6 – Comparaison des solutions de contact déterminées sur la surface du congé actif du rail par le modèle EF de Deng *et al.* (2015) et le modèle de Kalker (1991) (CONTACT): (a) distributions de la pression de contact maximale selon les directions longitudinale (à gauche) et latérale (à droite) et (b) distribution des efforts tangentiels pour $\mu = 0$ (à gauche) et $\mu = 0,3$ (à droite).

Les travaux de Deng *et al.* (2015) étaient principalement portés sur la détermination de la sollicitation de contact au niveau du congé actif du rail. Cependant, notre étude s'intéresse aux premiers cycles de chargement du rail, durant lesquels, une double zone de contact est généralement observée (cf. Figure III.2). Pour permettre la bonne description de ces deux zones de contact et leurs évolutions avec l'accumulation du passage de roues, nous considérons un quart de champignon de rail comme illustré sur la Figure III.7-(a). Concernant la roue, la géométrie retenue est représentée sur la Figure III.7-(b). Cette dernière est définie suffisamment grande pour couvrir les zones potentielles de contact sur le profil de rail.

Une attention particulière est portée sur les maillages des surfaces de la roue et du rail représentés sur les Figures III.7-(a) et III.7-(b). En effet, dans le cas d'une voie en courbe, la zone potentielle de contact sur la surface du rail s'étend principalement de la région du *Gauge Corner* à celle du *Gauge Shoulder* (Figure III.7-(a)). La surface de contact potentielle sur la roue est quant à elle représentée en trait épais sur la Figure III.7-(b). Ces zones particulières présentent d'importantes variations de rayons de courbure. Pour éviter la facétisation des surfaces de contact, la dimension caractéristique des mailles, suivant la direction latérale, est définie à 0.5 mm pour le rail et à 0.6 mm pour la roue. Pour reproduire au mieux les gradients de plasticité sous la surface du rail, un maillage progressif est considéré dans le sens de la profondeur avec une épaisseur de maille en surface de 0.15 mm. Du côté de la roue, une épaisseur de maille de 0.7 mm est définie uniformément sur une profondeur de

3 mm sous la surface.

Le paramétrage du modèle illustré sur la Figure III.8 diffère très peu de celui considéré dans le cas de l'alignement (cf. II). Les principales différences correspondent à la position relative de la roue par rapport au rail et la considération de trois composantes d'efforts appliquées sur la roue pour reproduire l'effort résultant qui correspond à la force centrifuge s'exerçant sur le véhicule s'inscrivant dans une courbe. On retrouve un point de référence, situé en lieu et place du moyeu de la roue, défini pour assurer le pilotage de cette dernière. Ce point, lié rigidement à une couche d'éléments d'une épaisseur de 0.1 mm sur la face supérieure de la jante (Figure III.7-(b)), est utilisé pour appliquer le chargement. Concernant le rail, des conditions limites équivalentes à celles considérées par Deng *et al.* (2015) sont appliquées sur les plans de coupes du rail. La surface repérée « Bot. face » est encastrée et le déplacement des nœuds sur la surface latérale (« Lat. face ») est restreint dans la direction latérale (selon \vec{y}). Les faces transversales aux extrémités du rail sont quant à elles bloquées dans la direction longitudinale (selon \vec{z}).

Les résultats de Deng *et al.* (2015) ont montré qu'il est possible de réduire la géométrie du rail sans pour autant altérer la précision de la détermination des sollicitations de contact. Cependant, concernant la roue, les auteurs ont considéré une géométrie complète. En effet, dans le cas de la circulation d'un véhicule sur une voie en courbe, la toile de la roue est principalement sollicitée en flexion (Hamam (2006)). Cette dernière, en assurant le lien entre le moyeu et la jante, transmet avec une certaine rigidité les efforts latéraux de guidage du train. Ainsi, il est nécessaire de d'évaluer l'effet des simplifications géométriques de la roue (Figure III.7-(b)) sur la précision des solutions de contact dans une configuration de voie en courbe. Pour ce faire, nous allons reproduire une démarche similaire à celle présentée au Chapitre II qui consiste à comparer les résultats du modèle simplifié (III.8) à ceux issus d'un modèle défini avec une géométrie de roue complète (Figure III.9).

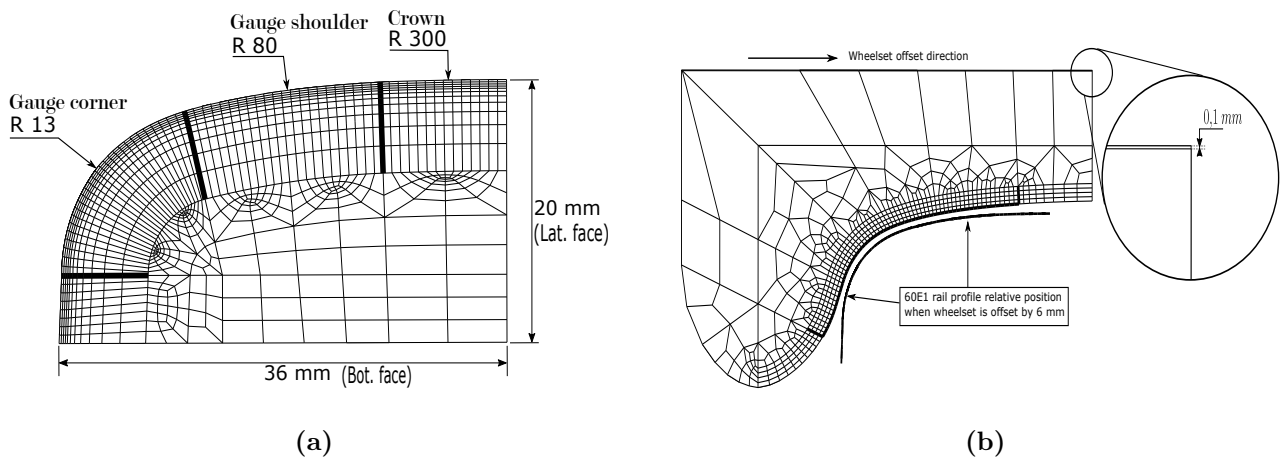


Figure III.7 – Définition du modèle éléments finis à géométrie de roue réduite: (a) définition du maillage du rail et de la (b) roue.

Cette comparaison est effectuée pour un passage de roue et le comportement des structures en contact est défini purement élastique. Par ailleurs, il convient de noter que le maillage sur les zones potentielles de contact entre la roue et le rail sont définis à l'identique pour les deux modèles.

Ainsi, pour les deux cas de figures, le passage d'une roue s'effectue en quatre étapes. La première correspond à une étape d'initialisation visant à établir le contact pour une position latérale de la roue considérée. Il s'ensuit une mise en charge statique via des efforts ponctuels appliqués au point de référence. Une fois le contact et la charge statique établis, une vitesse de rotation est également appliquée au niveau du moyeu et par adhésion, la roue est entraînée en roulement sur la surface du rail.

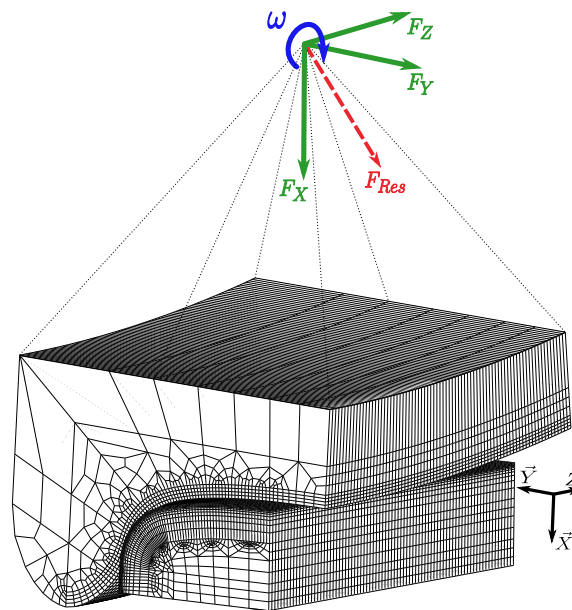


Figure III.8 – Paramétrage du modèle éléments finis à géométrie de roue réduite.

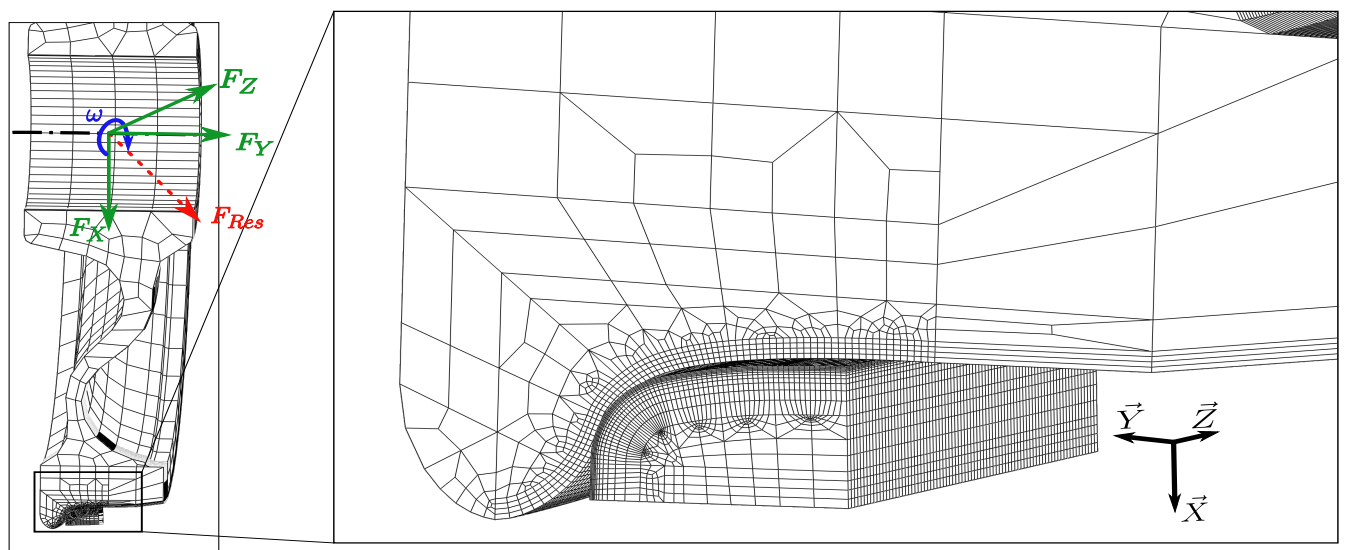


Figure III.9 – Paramétrage du modèle éléments finis à géométrie de roue complète.

Pour éviter toute ambiguïté, il convient de préciser que le point de référence sur la Figure III.8 est positionné arbitrairement pour représenter le chargement. Cependant, la position réelle de ce point est bien défini au niveau du moyeu tel qu'elle est représentée à gauche sur la Figure III.9. Par ailleurs, dans le cas du modèle à géométrie de roue complète, le point de référence est rigidement lié à une fine couche d'éléments (épaisseur de 0.1 mm) sur la surface de l'alésage du moyeu.

Pour effectuer cette analyse, des conditions nominales de chargement nous ont été communiquées par la RATP afin de s'approcher au mieux de celles observées par Dylewski (2016) sur les sites de prélèvements considérés. Ces paramètres sont listés dans le Tableau III.1. Ils servent de données d'entrée pour la simulation, ce qui nous permet alors de confronter nos résultats aux retours d'expérience. À noter que les charges correspondent à des valeurs nominales pour une charge à l'essieu de 20 t. Dans notre cas, elles seront reportées ponctuellement et maintenues constantes au point de référence assimilé au moyeu de la roue.

Tableau III.1 – Données d'entrée pour la simulation d'un passage de roue en configuration de voie en courbe

Conditions de circulation	Vitesse (km/h)	80
	Position latérale essieu, Δ_y	6 mm
Matériel roulant	Véhicule	Mi2N
Roue	Profil	S1002
Rail	Profil	60E1
	Inclinaison	1/20 ^e
Chargement	Charge normale, F_X	101 kN
	Charge latérale, F_Y	-7.7 kN
	Charge longitudinale, F_Z	16.8 kN
Adhérence	coefficient de frottement μ	0,3

Sur les Figures III.10 et III.11 sont respectivement représentées la distribution de pression de contact et celle des efforts de cisaillement déterminées sur la surface du rail avec le modèle à géométrie de roue complète (repéré (a)) et le modèle à géométrie de roue réduite (repéré (b)). On peut voir que les deux modèles prévoient deux zones de contact: une située sur le *Gauge Corner* et l'autre sur le *Gauge Shoulder*. La répartition de la charge aux contacts prédite par les modèles comparés est quasi équivalente. En effet, le modèle à géométrie de roue réduite prévoit une légère surestimation de la sollicitation de contact avec un écart de 50 MPa pour la pression maximale de contact et de 13 N pour l'effort résultant maximal de cisaillement. Ces faibles écarts nous permettent alors de considérer notre stratégie comment étant valable pour la suite de nos travaux. Cela nous permet d'atteindre une réduction des temps de calcul à hauteur de 38 % (i.e., 58 min de temps CPU pour le modèle à géométrie de roue réduite contre 1h33 pour le modèle à roue complète).

Par ailleurs, on remarque que nos modèles proposés sont en mesure de prédire une empreinte de contact de forme quasi elliptique sur le congé actif telle que celle déterminée par les modèles de Deng *et al.* (2015) et de Kalker (1991). De plus, l'orientation des efforts de cisaillement tombe

également en accord, avec ces résultats issus de la littérature, pour un coefficient de frottement $\mu = 0,3$ (cf. Figure III.6). Néanmoins, ces comparaisons restent qualitatives puisque les auteurs n'ont pas précisé les conditions de chargement considérées.

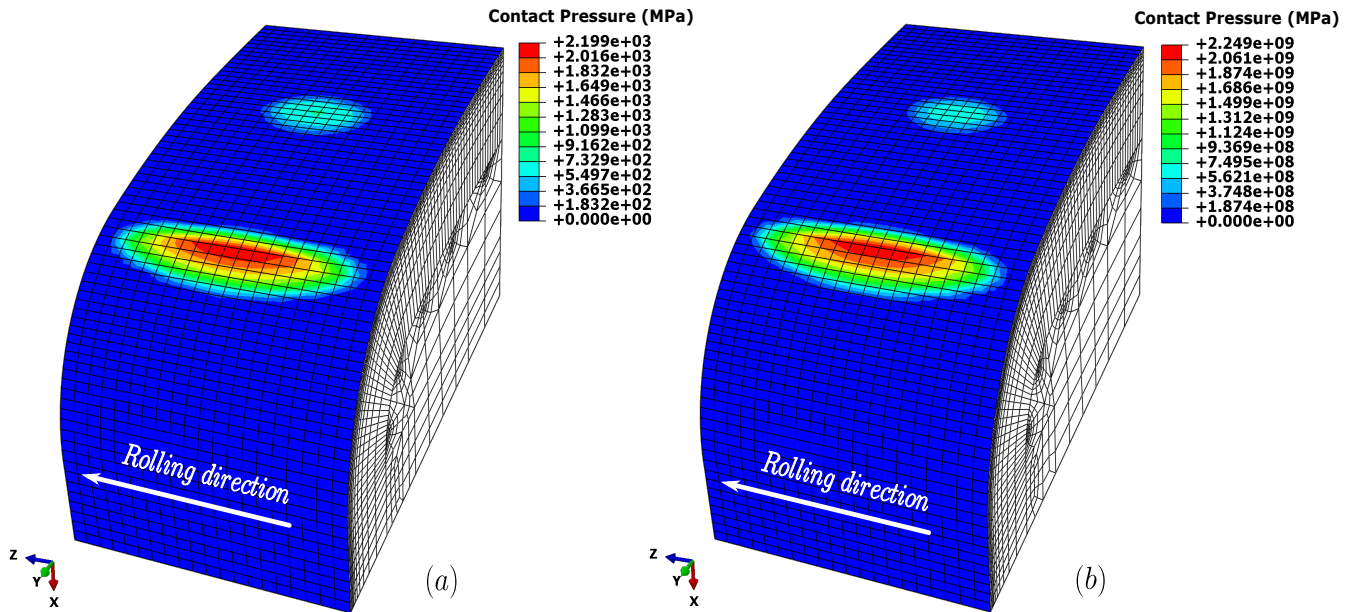


Figure III.10 – Comparaison des distributions de pression de contact (cas purement élastique): (a) cas du modèle à géométrie de roue complète et (b) cas du modèle à géométrie de roue réduite.

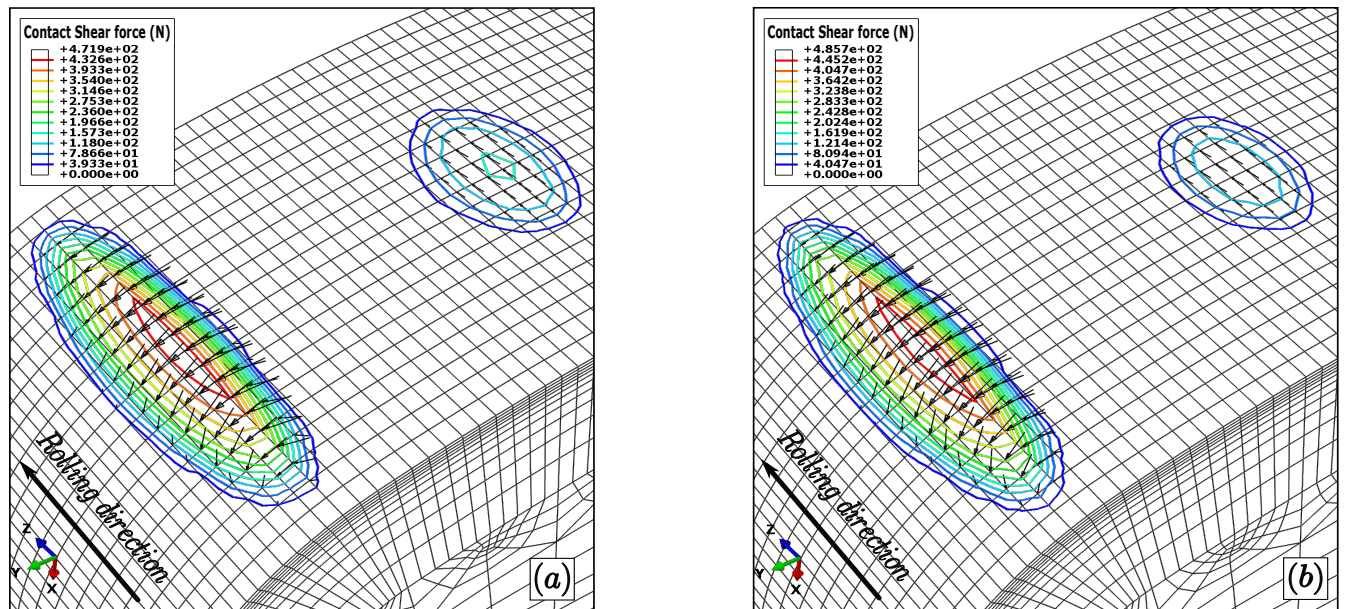


Figure III.11 – Comparaison des distributions d'efforts tangentiels au contact (cas purement élastique): (a) cas du modèle à géométrie de roue complète et (b) cas du modèle à géométrie de roue réduite.

III.3. Application de la méthode *RRC*

L'analyse présentée précédemment a permis de valider notre modèle éléments finis développé pour déterminer la sollicitation de contact pour une configuration de voie en courbe. La stratégie de réduction de la taille du modèle a permis de diminuer considérablement les temps de calcul tout en préservant la précision des résultats, qui comme nous l'avons vu, corrobore ceux issus de la littérature. L'intérêt maintenant est d'exploiter la méthode *RRC* (cf. Chapitre II) pour modéliser le chargement cyclique du contact roue/rail dans le cas d'une circulation sur une voie en courbe.

Contrairement au chapitre précédent, dans l'étude présentée ici seule la plasticité du rail est prise en compte. En effet, la loi de comportement élasto-plastique à écrouissage cyclique de Chaboche (1991), déjà considérée précédemment (cf. Tableau II.2), est utilisée pour définir le comportement du rail tandis que celui associé à la roue est choisi purement élastique. Ce choix est motivé par le fait que sous les conditions réelles d'exploitation, le rail et la roue ne subissent pas forcément les mêmes histoires de chargement. En effet, le rail est installé sur une portion de voie pour une durée déterminée. Par contre sur ce rail, ce ne sont pas toujours les mêmes trains qui passent et par conséquent, on observe forcément une certaine dispersion sur le comportement des roues. L'évaluation de l'impact de cette variabilité du comportement de la roue ne fait pas partie de nos objectifs. Pour pallier cet effet, nous faisons le choix de considérer le cas extrême du passage répété d'une roue élastique (i.e., cas d'une roue neuve).

Les conditions d'exploitation données précédemment dans le Tableau III.1 sont considérées pour la mise en application de la méthode *RRC*. Le but de cette analyse est de modéliser l'évolution de la sollicitation de contact et d'en évaluer son impact sur la réponse cyclique du rail. Avec l'appui des observations expérimentales menées par Dylewski (2016), il est question de mettre en évidence des mécanismes pouvant être à l'origine du développement du défaut de Head Check.

III.3.1. Évolution de la sollicitation de contact

L'un des résultats majeurs du Chapitre II est la mise en évidence de la redistribution des contraintes en surface au fur et à mesure des cycles de charges appliqués. Pour vérifier cet effet dans le cas de la voie en courbe, la méthode de sollicitation cyclique *RRC* a été utilisée pour effectuer un nombre arbitraire de 70 passages de roue.

Les distributions de pression de contact maximales suivant la direction latérale pour chaque cycle sont présentées sur la Figure III.12. On s'aperçoit que pour le décalage d'essieu nominale considéré ($\Delta_y = 6$ mm), deux zones de contact subsistent durant la totalité des cycles de chargement appliqués sur la surface du rail au niveau du congé actif et de la table de roulement. Ces zones particulières correspondent à des lieux de variation de rayon sur le profil du rail. La zone située sur la table de roulement correspond à la limite entre les rayons standards de 300 mm et de 80 mm tandis que pour la deuxième zone, il s'agit de la transition des rayons de 80 mm et 13 mm. Cette dernière, sur laquelle le rayon de courbure du rail est le plus faible, est située là où la pression de contact est maximale pour le premier passage de roue. Pour les cycles suivants, ce niveau maximal de pression s'est vu diminué d'un peu plus de 60%.

La diminution du niveau de pression de contact, au fur et à mesure des cycles de charge appliqués, est directement liée à l'évolution des aires de contact sous l'effet de la déformation plastique. Sur la Figure III.13 sont représentées les aires de contact déterminées au 1^{er} cycle en vert et au 1^{ème} cycle en rouge. Au niveau du *Gauge Corner* (GC), on remarque qu'entre le cycle 1 et le cycle 70, l'aire contact a diminuée suivant la direction de circulation mais par contre cette dernière s'est étendue suivant la direction latérale. L'aire de la zone du *Gauge Shoulder* (GS) s'étend principalement selon la direction latérale.

Pour estimer l'évolution des aires de contact, nous considérons les dimensions d'un rectangle pouvant encadrer chacune des zones de contact (e.g., a_{GC} et b_{GC} pour la zone de contact située sur le *Gauge Corner*). Ces dimensions et les aires de contact estimées (A_{GC} et A_{GS}) pour les cas élastique (cf. Figure III.10) et élasto-plastiques (cycle 1 et cycle 70) sont reportées dans le Tableau III.2. En comparant, les zones de contact déterminées pour un cycle de charge purement élastique et un cycle avec la prise en compte de la plasticité du rail, on constate un accroissement conséquent des zones de contact et plus particulièrement celle située sur le *Gauge Shoulder*, c'est-à-dire une augmentation de 78% sur A_{GS} contre 57% sur A_{GC} . Quand on compare maintenant les niveaux de pression de contact associées à chacune des zones, (P_{maxGC} et P_{maxGS}), on remarque une chute de 81 % au niveau du *Gauge Corner* contre une faible diminution de 0,6 % sur le *Gauge Shoulder*. Ceci peut être expliqué par le fait que l'aire de contact dans la zone du *GS* reste relativement faible en comparaison avec celle du *GC*. En effet, pour ce premier cycle appliqué, la charge est majoritairement concentrée sur le congé actif, ce qui a pour effet de provoquer un fort écoulement plastique sur cette zone et par conséquent, la forte diminution de la pression de contact.

Si l'on s'intéresse maintenant à l'évolution des dimensions des zones de contact sous l'effet de l'écroutissage cyclique du rail, on retrouve une augmentation des aires de contact sur le *GC* et d'autant plus conséquente sur le *GS*. Cependant en comparant le ratio des deux aires de contact (A_{GC}/A_{GS}), entre les cycles 1 et 70, on remarque que ce dernier diminue de manière significative, ce qui montre que l'aire contact A_{GS} tend à se rapprocher de celle positionnée sur le *GC*. De plus, ces résultats pourraient expliquer pourquoi les niveaux de pression de contact tendent, au fur et à mesure des cycles appliqués, à s'équilibrer entre les deux zones de contact (Figure III.12).

La présence d'une singularité sur les champs de pression de contact dans la zone du *GC* se traduit par la formation d'un bourrelet dû à la déformation plastique, provoquant ainsi des concentrations de contraintes au passage de la roue. Cette discontinuité géométrique a pu être mise en évidence (cadre rouge sur la Figure III.14) par Dylewski (2016) en réalisant des micrographies MEB sur une coupe transversale du congé actif d'un rail extrait d'une voie en courbe après 3 mois d'exploitation. En comparant l'état de la microstructure dans les cadres rouge et vert (i.e., zone à contact peu probable), on observe dans la zone du bourrelet que l'écoulement plastique de la microstructure s'effectue principalement selon la direction latérale, ce qui tombe en accord avec la direction de l'extension de la zone de contact sur le *GC* prédite par nos simulations (cf. Figure III.13).

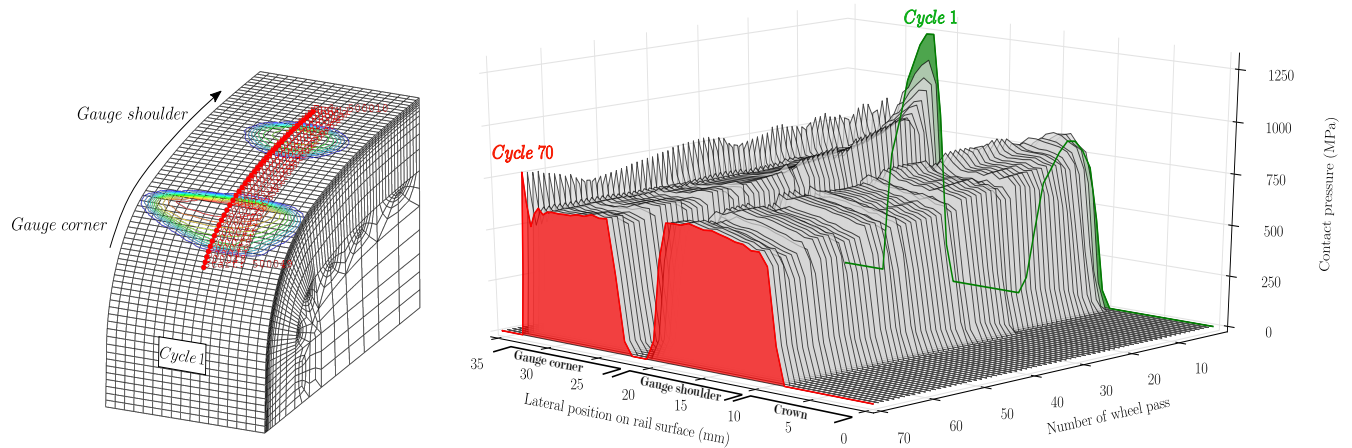


Figure III.12 – Evolution de la pression de contact extraite sur une ligne de nœuds (illustrée à gauche) contenant les valeurs maximales de la distribution durant 70 passages de roue.

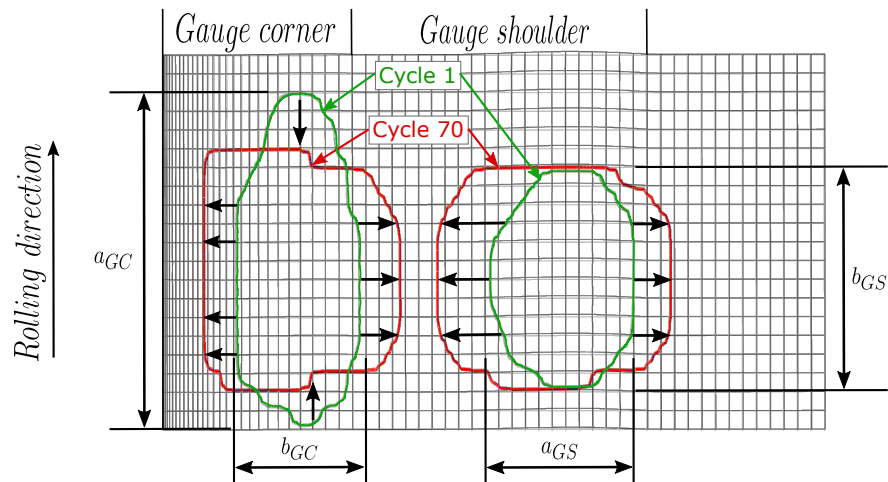


Figure III.13 – Comparaison des aires de contact (en vue de dessus sur tronçon du rail) déterminées lors du 1^{er} passage de roue (en vert) et lors du 70^{ème} passage (en rouge).

Tableau III.2 – Comparaison des aires de contact et des niveaux de pression associés

	a_{GC} (mm)	a_{GS} (mm)	b_{GC} (mm)	b_{GS} (mm)	A_{GC} (mm)	A_{GS} (mm)	P_{maxGC} (MPa)	P_{maxGS} (MPa)
Elastique (Figure III.10)	17	8	2,8	2,8	47,6	22,4	2249	760
Plastique(cycle 1)	17	10	4,4	4	74,8	40	1242	755
Plastique(cycle 70)	12	11	7,6	6,8	91,2	74,8	749	685

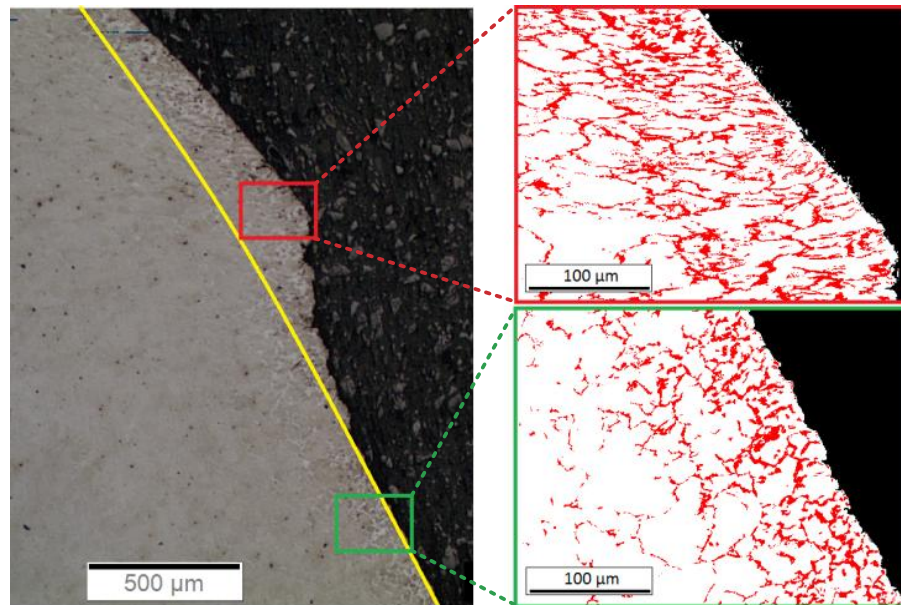


Figure III.14 – Micrographies MEB sur une coupe transversale du congé actif d'un rail (*GC*) après 3 mois d'exploitation. La courbe jaune correspond à la géométrie d'un profil de rail neuf en cette zone. L'évolution de la ferrite proeutectoïde (en rouge) et de la perlite (en blanc) en proche surface mise en évidence par traitement d'image, Dylewski (2016).

L'accommodation des profils avec l'accumulation de la déformation plastique sur la surface du rail a également un impact notable sur les conditions de contact. Sur la Figure III.15-(a) sont représentés les statuts de contact estimés pour le 1^{er} et 70^{ème} cycle. Pour les deux cas de figure, un pseudo-glisserment est observé. Outre le fait que l'aire de contact ait augmenté, on s'aperçoit que la répartition des zones d'adhérence (en rouge) et de glissement (en vert) a considérablement évolué. En effet, au 1^{er} cycle, la zone majoritairement adhérente est localisée à l'avant du contact sur le congé actif (repéré « *R 13* »). La deuxième zone de contact, située sur le *GS*, est principalement glissante. Pour le 70^{ème} cycle, les zones de glissement sur les deux empreintes ont significativement augmentées. La zone principalement adhérente a migré du *GC* vers le *GS* (repéré « *R 80* »). Ceci montre que les variations géométriques des surfaces en contact, dues à la plasticité, ont pour effet de transférer la charge d'une zone de contact à l'autre.

Dans le cadre de notre étude, aucun glissement relatif n'a été imposée entre la roue et le rail. La condition de glissement partiel est purement géométrique et provoquée par le pseudo-glisserment de spin qui se traduit par une rotation relative des surfaces en contact due à la conicité de la roue. Cette rotation est mise en évidence par les orientations des efforts résultants de cisaillement au contact représentés par des flèches noires sur les Figures III.15-(a) et III.15-(b). Le spin s'accroît avec les vecteurs d'effort de cisaillement qui s'orientent davantage vers le *GC*. Tout comme les distributions de pression de contact (cf. Figure III.12), le niveau des efforts de cisaillement s'amointrit et leur répartition suivant la direction latérale du rail tend à s'homogénéiser. En effet, au fur et à mesure des passages de roue, l'écart entre les deux zones de contact diminue et l'intensité des efforts de cisaillement s'exerçant sur les deux zones de contact s'uniformise.

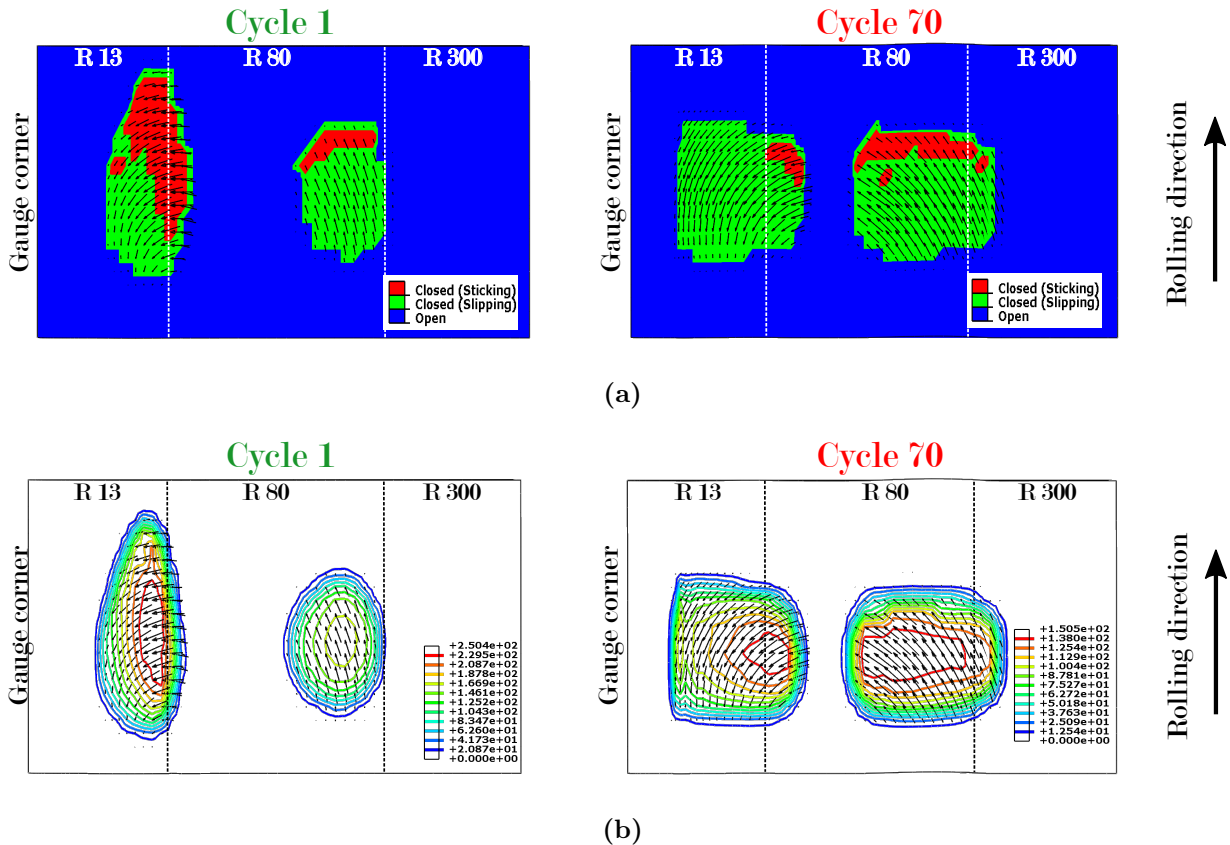


Figure III.15 – Evolution des conditions de contact représentée en vue de dessus sur la surface du rail avec l'accumulation du chargement: (a) les statuts de contact et (b) la distribution des efforts tangentiels en Newton.

À ce stade, l'évolution des champs de sollicitation montre clairement que les surfaces de contact se sont étendues confirmant ainsi l'augmentation de la conformité au contact avec la déformation plastique cumulée du rail. La section suivante s'intéresse à l'évolution géométrique du profil de rail sous l'effet de l'accumulation des passages de roues.

III.3.2. Évolution du profil de rail

Sur la Figure III.16-(a) sont représentées les variations géométriques successives du profil de rail durant les 70 passages de roues. On distingue deux zones particulières sur lesquelles les évolutions du profil sont significatives. Leurs positions correspondent clairement avec celles des empreintes de contact décrites à la section précédente, i.e. à proximité des variations de rayon de courbure $R\ 13/R\ 80$ et $R\ 80/R\ 300$. Pour une meilleure appréciation de l'évolution tridimensionnelle de la surface du rail, les rayons de courbure sont extraits en projetant chacun des nœuds définissant les profils de rail sur le plan de contact (yOz). Puis les déplacements résiduels des nœuds, consécutifs aux passages de roue, sont reportés sur les profils « dépliés » respectifs au cycle appliqué, comme représenté sur la Figure III.16-(b). On s'aperçoit que la région du *GC* se déforme principalement

suivant la direction normale à la surface du rail, durant les premiers cycles, puis la déformée du profil dévie progressivement selon la direction de circulation de la roue. Dans la zone du *GS*, la direction prépondérante de l'écoulement plastique correspond à la direction de circulation. Les déformées du profil en ces deux zones, à la fin du 70^{ième} cycle, sont présentées dans le Tableau III.3. On constate clairement que pour les deux régions du profil considérées, la plasticité survient principalement suivant les directions (\vec{x}) et (\vec{z}) qui correspondent à celles des charges les plus importantes appliquées au moyeu de la roue.

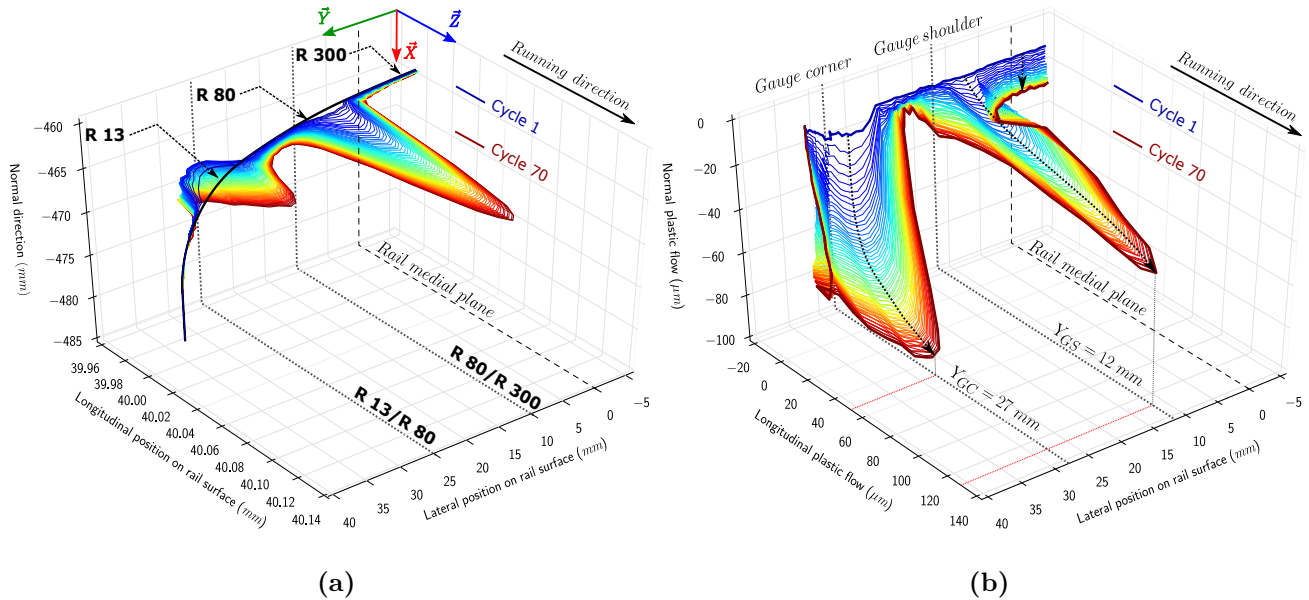


Figure III.16 – Évolution du profil de rail avec l'accumulation des passages de roues (70 cycles): (a) déformées successives du profil de rail, (b) variations géométriques du profil de rail en fonction de la position latérale sur le rail.

Tableau III.3 – Déformées en surface prédites au niveau du Gauge Corner (GC) et du Gauge Shoulder (GS) à l'issue de 70 passages de roues.

Région	δx (μm)	δy (μm)	δz (μm)
GC	97	5	52
GS	32	3	130

La Figure III.17 représente des profils de rail mesurés, à différents niveaux de tonnage, lors la campagne de maintenance menée par Dylewski *et al.* (2016). Deux zones particulières y sont également observées. Le profil au niveau du *GS* (Figure III.17-(b)) semble s'affaisser de manière quasi-uniforme suivant la direction transversale du rail. Par contre, sur le *GC*, l'écoulement plastique évolue latéralement comme en témoigne la présence d'un bourrelet qui avec l'accumulation de tonnage se déporte latéralement (Figure III.17-(c)). Sur la Figure III.18 sont tracés les profils obtenus avec la méthode *RRC* pour 70 passages de roues. On s'aperçoit que les prédictions du

modèle suivent qualitativement les mêmes tendances en comparaison avec les profils mesurés. La simulation prédit également la formation d'un bourrelet qui est à l'origine de la concentration de contraintes observée pour les distributions de pression de contact (cf. Figure III.12).

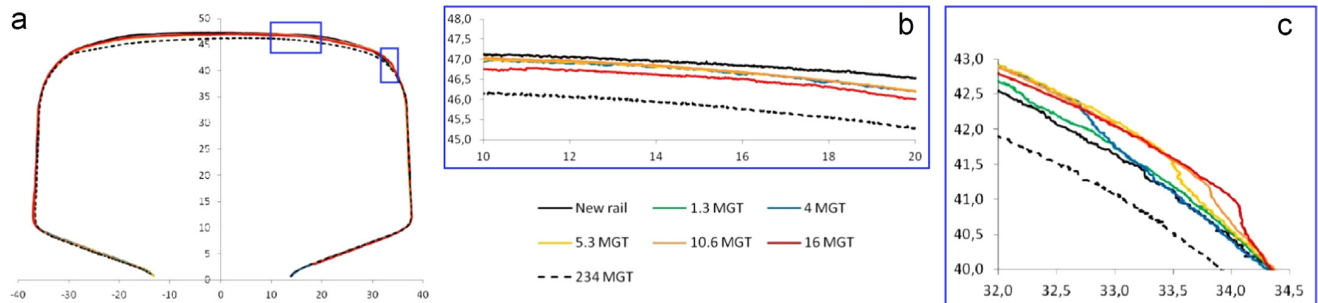


Figure III.17 – Évolution du profil de rail avec l'accumulation du tonnage, Dylewski et al. (2016).

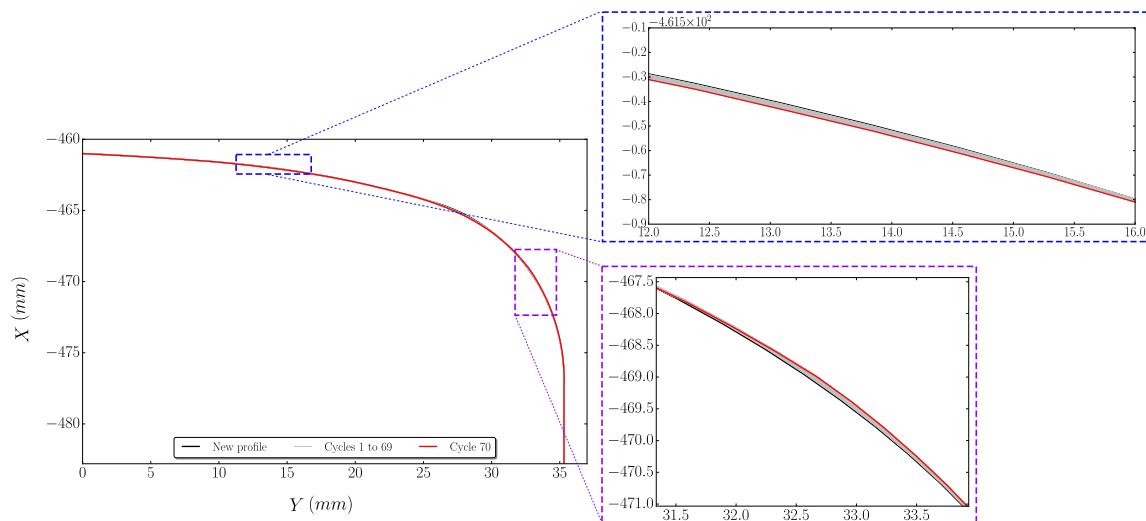


Figure III.18 – Évolution du profil de rail prédite par la méthode *RRC* pour 70 passages de roue.

Nous avons pu mettre en évidence les évolutions géométriques de la surface du rail et leur effet sur les sollicitations de contact. La section suivante a alors pour objectif de mesurer l'impact de conditions de contact évolutives sur la réponse cyclique du rail.

III.3.3. Ecrouissage cyclique du rail

L'objet de cette section concerne la réponse cyclique des zones de contact mises en évidence précédemment. Pour ce faire, nous nous intéressons particulièrement à deux points matériels sur la surface du rail qui correspondent aux positions sur lesquelles la pression de contact est maximale au premier cycle sur le *GC* et le *GS*. Ces points sont situés à proximité des zones de transition des

rayons de courbure du profil de rail, c'est-à-dire aux positions latérales $Y_{GC} = 27$ mm pour la zone du GC et $Y_{GS} = 12$ mm pour le GS, représentées sur la Figure III.16-(b).

Ainsi les Figures III.19 à III.21 représentent les boucles d'hystérésis contrainte-déformation plastique extraites, en ces points particuliers, au niveau du *GC* (répéré (a)) et du *GS* (répéré (b)). Une attention particulière est portée sur les composantes de contraintes et de déformations suivant les directions normale \vec{x} et longitudinale \vec{z} puisque ces dernières correspondent aux principaux axes de sollicitation, i.e. composantes normale et longitudinale des charges ponctuelles appliquées au moyeu de la roue. Par ailleurs, l'analyse des variations géométriques du profil de rail a montré que ce dernier évolue principalement selon \vec{x} et \vec{z} laissant supposer l'effet d'un trajet de charge en cisaillement sur le plan formé par ces directions. C'est pourquoi la réponse en cisaillement selon le plan longitudinal du rail a également été considérée car elle est supposée comme étant à l'origine de l'amorçage de fissures (Dollevoet (2010), Heyder et Brehmer (2014)). Concernant les composantes normales (selon les directions \vec{x} et \vec{z}), les allures des réponses cycliques pour les deux zones analysées sont comparables cependant ces réponses diffèrent en intensité. En effet, les niveaux de contrainte sont nettement plus importants au niveau du *GC* et par conséquent la déformation plastique y est plus conséquente.

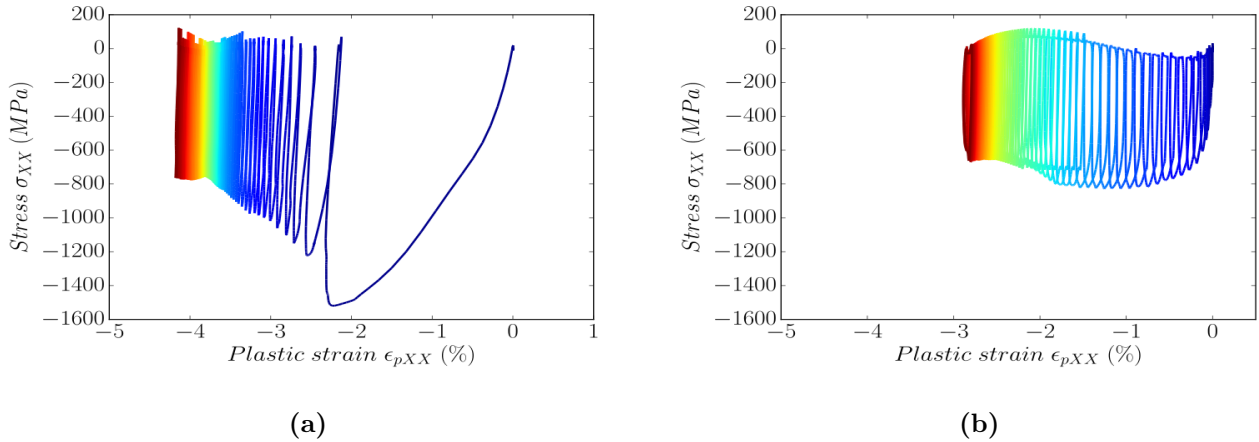


Figure III.19 – Boucles contrainte-déformation plastique s'exerçant selon la direction normale du rail aux points matériels les plus sollicités en surface : (a) Gauge Corner et (b) Gauge Shoulder.

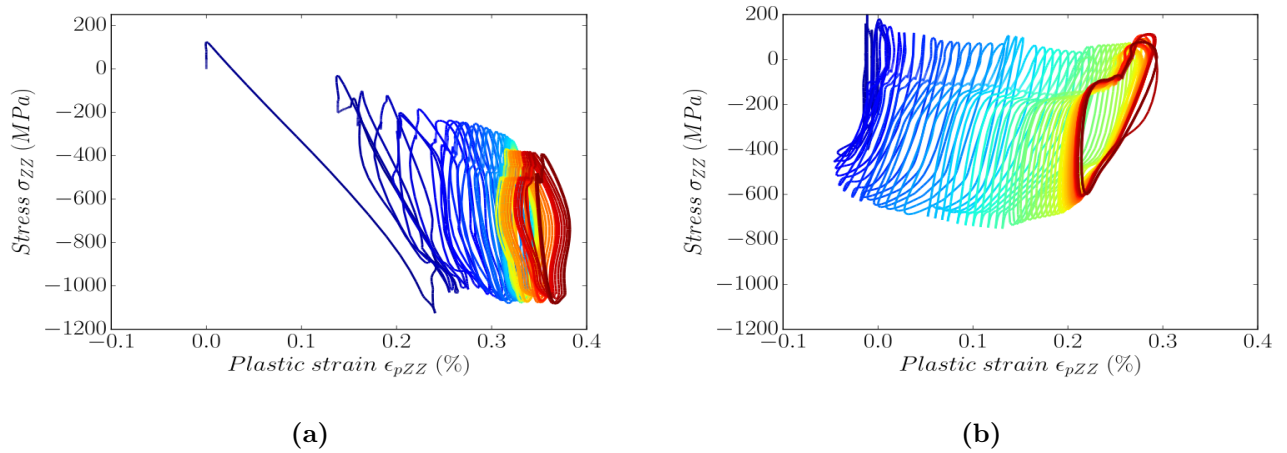


Figure III.20 – Boucles contrainte-déformation plastique s'exerçant selon la direction longitudinale du rail aux points matériels les plus sollicités en surface : (a) Gauge Corner et (b) Gauge Shoulder.

Une particularité est observée sur la Figure III.21 pour la composante du cisaillement. Les écoulements plastiques sur les deux zones étudiées sont opposés. En effet, on observe l'évolution d'une contrainte moyenne non-nulle et positive au niveau du *GC* tandis qu'au niveau du *GS*, la contrainte moyenne reste non-nulle et négative. Pour expliquer cet effet, la Figure III.22 représente les distributions de la contrainte de cisaillement (σ_{XZ}) juste après le passage de la roue sur les points matériels évalués au cours du 1^{er} (Figure III.22-(a)) et 70^{ème} cycle (Figure III.22-(b)). Au cycle 1, le point *GC* est soumis à un cycle de contraintes alternées tandis qu'au point *GS*, l'amplitude du cycle de contrainte appliqué est négative. Concernant le 70^{ème} passage de roue, on constate qu'au niveau du point *GC*, le cycle appliqué correspond maintenant à un cycle de contraintes ondulées positives. En effet, comme on peut le voir sur la Figure III.21-(a), la contrainte maximale augmente considérablement cycle après cycle, ce qui a pour effet de favoriser un écoulement plastique positif. Cette évolution du cisaillement sur cette de contact est principalement due aux variations des conditions de contact. Sur la Figure III.15, nous avons vu qu'au cycle 1 la zone du *GC* subit une alternance d'une condition d'adhérence et de glissement, ce qui est à l'origine du cycle de contraintes en cisaillement alternées. Lors du cycle 70, le point *GC* se situe dans une zone à glissement totale qui provoque la contribution unilatérale de la contrainte de cisaillement maximale positive. Au niveau du *GS*, la condition de pseudo-glissement est conservée tout au long du cyclage et c'est donc la contrainte minimale des cycles appliqués qui oriente l'écoulement plastique dans le sens négatif.

Par ailleurs, sur la Figure III.22 sont représentés des segments reliant la contrainte maximale à la contrainte minimale de cisaillement au niveau du *GC*. En comparant les cycles 1 et 70, on remarque que l'orientation de ce segment par rapport à la direction de circulation a évolué, et ce dans un sens commun à celui du spin illustré précédemment sur la Figure III.15. Ceci conforte les résultats du Chapitre II qui montrent que les axes principaux de la sollicitation au niveau des zones de contacts changent constamment de direction au cours des cycles de contraintes appliquées et qu'en outre, ces variations d'orientation des directions principales peuvent en l'occurrence être associées au spin exercé en surface.

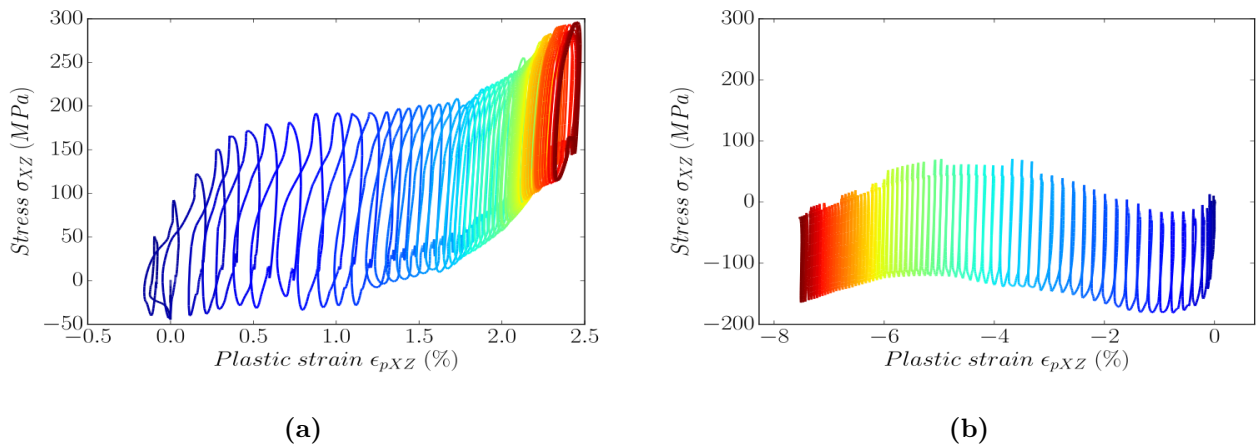


Figure III.21 – Boucles contrainte-déformation plastique s'exerçant en cisaillement selon le plan longitudinale du rail aux points matériels les plus sollicités en surface: (a) Gauge Corner et (b) Gauge Shoulder.

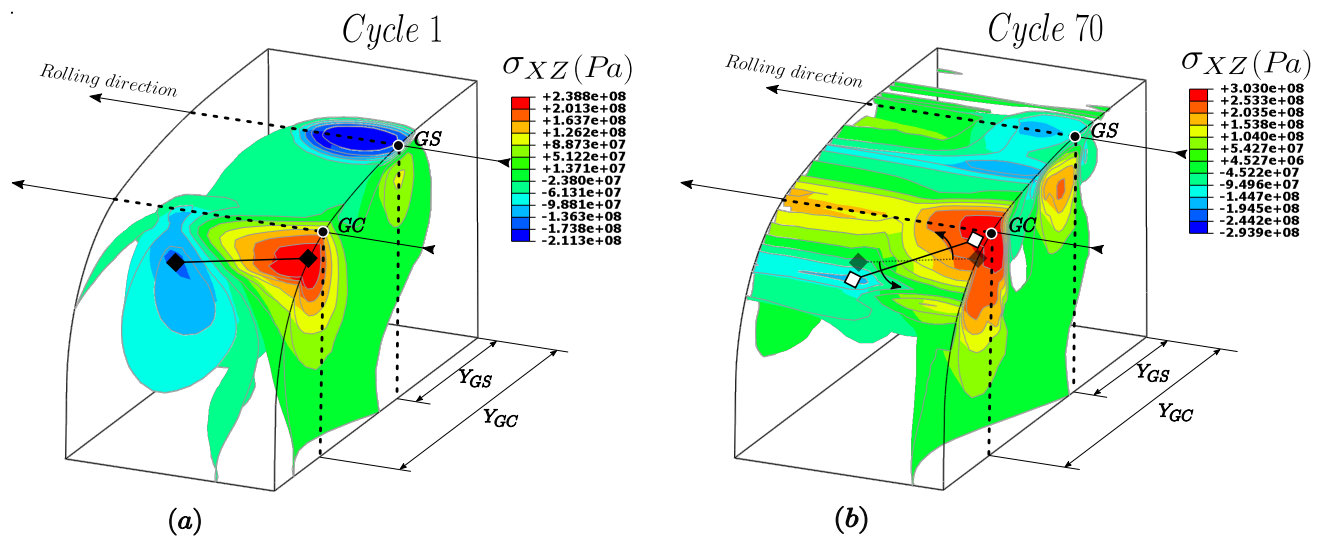


Figure III.22 – Distributions du champ de contrainte de cisaillement σ_{XZ} juste après le passage de la roue sur les points matériels GC et GS au cycle 1 (a) et au cycle 70 (b).

L'ensemble de ces résultats montrent la complexité des trajets de chargement appliqués à la surface du rail. On a pu constater l'effet de la plasticité, qui en atténuant les sollicitations de contact, réduit l'accumulation de la déformation plastique favorisant ainsi l'atteinte d'états stabilisés en accommodation plastique. Les fissures de Head Check sont connues pour être le résultat d'un mécanisme d'endommagement par fatigue et sont généralement amorcées en surface suivant des orientations particulières. Les réponses cycliques du rail présentées précédemment sont exprimées selon un repère fixe alors que nous avons pu mettre en évidence que le repère principal des contraintes évolue dans l'espace durant les cycles de chargement appliqués. Ces réponses cycliques ne permettent pas en l'état d'identifier de directions particulières selon lesquelles les fissures pourrait s'amorcer par

accumulation de déformation plastique. La section suivante s'intéresse à l'identification de paramètres permettant de mettre en évidence les mécanismes initiaux de l'amorçage des fissures de Head Check.

III.3.4. Identification des mécanismes initiaux de la fissuration du Head Check

Les résultats présentés précédemment montrent que le profil de rail subit des écoulements plastiques évoluant de manière tridimensionnelle. Pour localiser précisément les zones critiques sur lesquels le niveau de déformation plastique est maximal, on considère ici le champ de la déformation plastique principale maximale, i.e. $\varepsilon_p I$ telle que $(\varepsilon_p I > \varepsilon_p II > \varepsilon_p III)$ et $(\varepsilon_p I > 0)$. Sur la Figure III.23 sont représentés les distributions de la déformation plastique principale $\varepsilon_p I$, pour le 1^{er} et 70^{ième} passage de roue. Dès le premier cycle de charge appliqué, on distingue deux zones sujettes à la déformation plastique. Pour ces deux régions, situées à proximité des lieux de jonction des différents rayons de courbure sur le profil du rail, les valeurs maximales de déformation plastique sont localisées en surface et plus particulièrement sur le *GC*, repéré à $Y_{GC} = 27\text{mm}$ de l'axe médian du rail. Pour le cycle 70, la déformation plastique s'est intensifiée et s'est principalement étendue vers le *GC*.

Sur la Figure III.24 sont représentées les évolutions de la déformation plastique principale au niveau du *GC* et du *GS* durant les 70 passages de roues. Ces courbes illustrent bien l'effet de la redistribution des contraintes en surface due à l'évolution du profil de rail. À l'initial, les valeurs maximales de pression de contact sont concentrées au niveau du *GC*. On s'aperçoit que la plasticité survient dès le premier cycle à hauteur de 1% tandis que pour le *GS* la déformation plastique à ce stade est quasi-nulle. Jusqu'au 10^{ème} cycle, le *GC* se déforme considérablement puis cette évolution s'atténue et tend à saturer à un niveau légèrement supérieur à 5%. Concernant le *GS*, le niveau initial des pressions de contact étant bien moindre l'écoulement plastique est retardé. Cependant au fur et à mesure des cycles appliqués, la déformation plastique s'intensifie et atteint un niveau supérieur avoisinant les 6% à l'issue des 70 cycles de chargement. Ces résultats montrent que la valeur maximale de la déformation plastique a migré de la région du *GC* vers celle du *GS*, ce qui vient confirmer le transfert de charge d'une zone de contact à l'autre déjà discutée à la Section III.3.1..

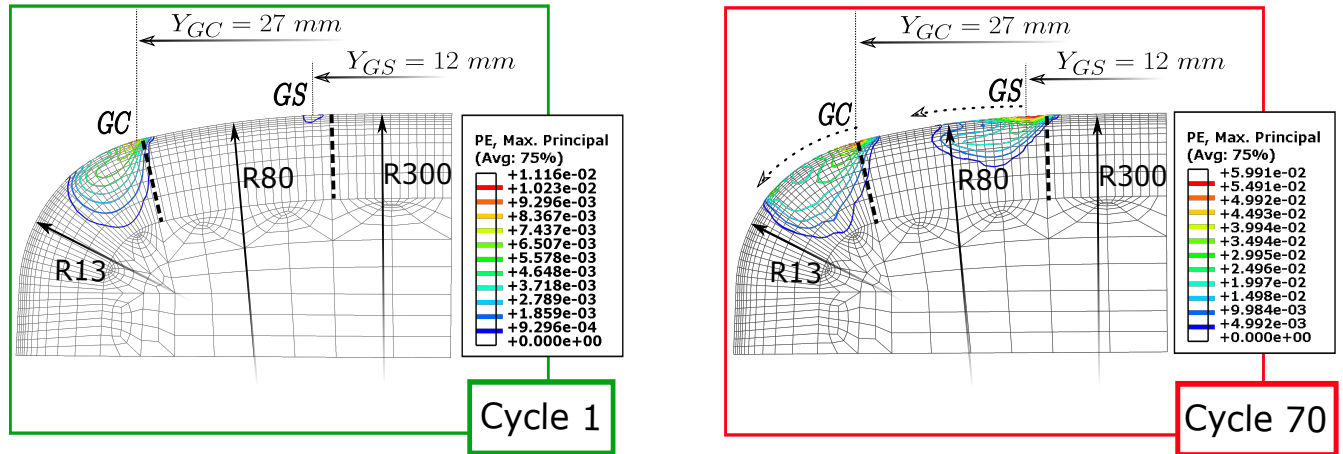


Figure III.23 – Distribution de la déformation plastique principale maximale à l’issue du 1^{er} et 70^{ème} cycle.

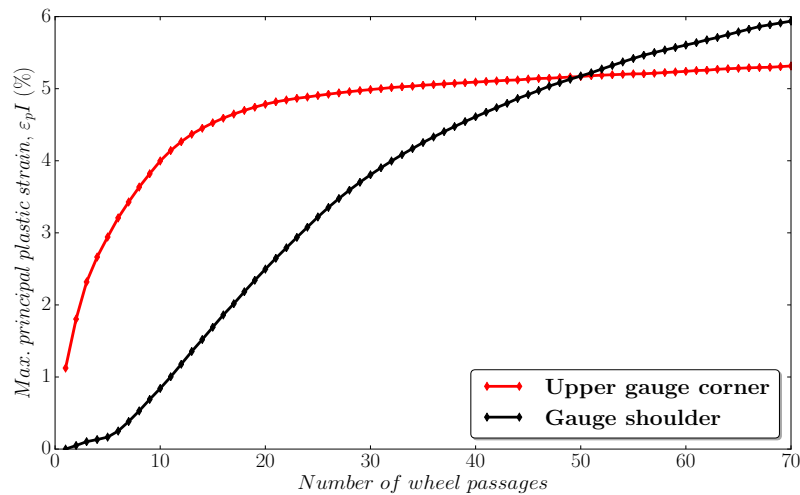


Figure III.24 – Évolution de la déformation plastique principale maximale ε_pI sur la surface du rail au niveau des points GC (en rouge) et GS (en noir).

Ces deux zones identifiées sur la surface du rail correspondent à des régions potentielles d’amorçage de fissures de Head Check. Par la suite, nous focaliserons notre étude sur ces deux points matériels situés sur ces régions.

Pour caractériser les fissures du Head Check, deux angles caractéristiques sont généralement considérés comme illustré sur la Figure III.25. L’angle α correspond à l’orientation des lèvres de fissures en surface par rapport au plan transversal du rail. Le deuxième angle, β , rend compte de l’état de propagation des fissures en profondeur. Il s’agit en effet de l’angle formé entre le segment lèvre/pointe de fissure et la surface du rail.

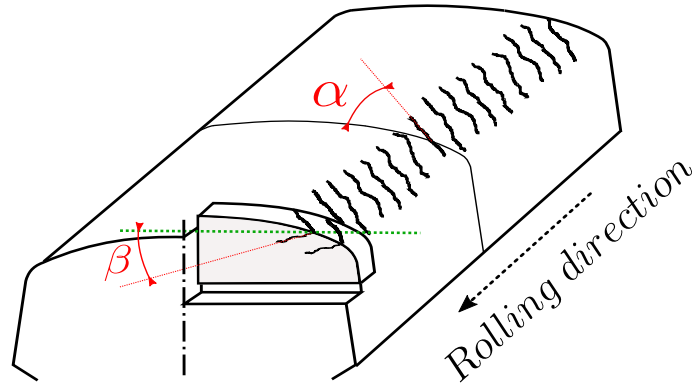


Figure III.25 – Paramétrage de l'orientation des fissures de Head Check.

Dans le but de trouver un lien entre l'orientation de l'écoulement plastique et celle caractérisant les fissures de Head Check, les directions associées à la composante maximale de la déformation plastique principale sont déterminées et représentées sur la Figure III.26 qui correspond à l'état de déformation plastique sur la surface du rail à l'issue des cycles 1 (repéré (a) et (c)) et 70 (repéré (b) et (d)).

On observe sur les Figures III.26-(a) et III.26-(b), deux zones sur lesquelles les directions principales sont homogènes suivant l'axe longitudinal du rail (\vec{z}). Elles correspondent à celles des deux points matériels évalués précédemment sur la Figure III.24. Bien que les niveaux de déformation sur les deux points soient relativement proches à la fin du 70^{ième} cycle, on constate néanmoins des différences significatives sur l'orientation des directions principales déterminées. La Figure III.26-(a) et III.26-(b) correspondent à des vues de dessus de la surface du rail respectivement après l'application des cycles 1 et 70, une vue selon laquelle il serait possible de quantifier l'angle α définissant l'orientation des fissures de Head Check en surface (cf. Figure III.25). Consécutivement au passage de la première roue (Figure III.26-(a)), la déformation plastique est localisée sur la surface du *GC* et principalement orientée selon la direction latérale (\vec{y}). Au niveau du *GS*, le niveau de déformation plastique est très faible et la direction principale associée est plutôt orientée selon l'axe de circulation de la roue (\vec{z}). Au cycle 70 (Figure III.26-(b)), la déformation plastique sur le point *GC* s'est intensifiée mais cependant l'orientation de la direction principale associée a très faiblement évolué. En revanche, au niveau du *GS*, la déformation plastique a considérablement augmenté et la direction principale décrit un angle orienté à environ 35° par rapport au plan transversal (xOy).

En projetant ces directions sur une section transversale du rail (Figures III.26-(c), III.26-(d)), les directions principales de la déformation plastique, déterminées aux cycles 1 et 70, affleurent la surface du rail au niveau du *GC* tandis que celles associées au *GS* sont davantage orientées dans le sens de la profondeur. Ces figures montrent que les directions principales des deux zones évaluées évoluent dans le même sens de rotation mais celle associée au *GS* semble suivre des amplitudes plus importantes. Pour vérifier cette tendance, les directions principales ont été déterminées à l'issue de chaque passage de roue, permettant ainsi de suivre leurs orientations cycle après cycle.

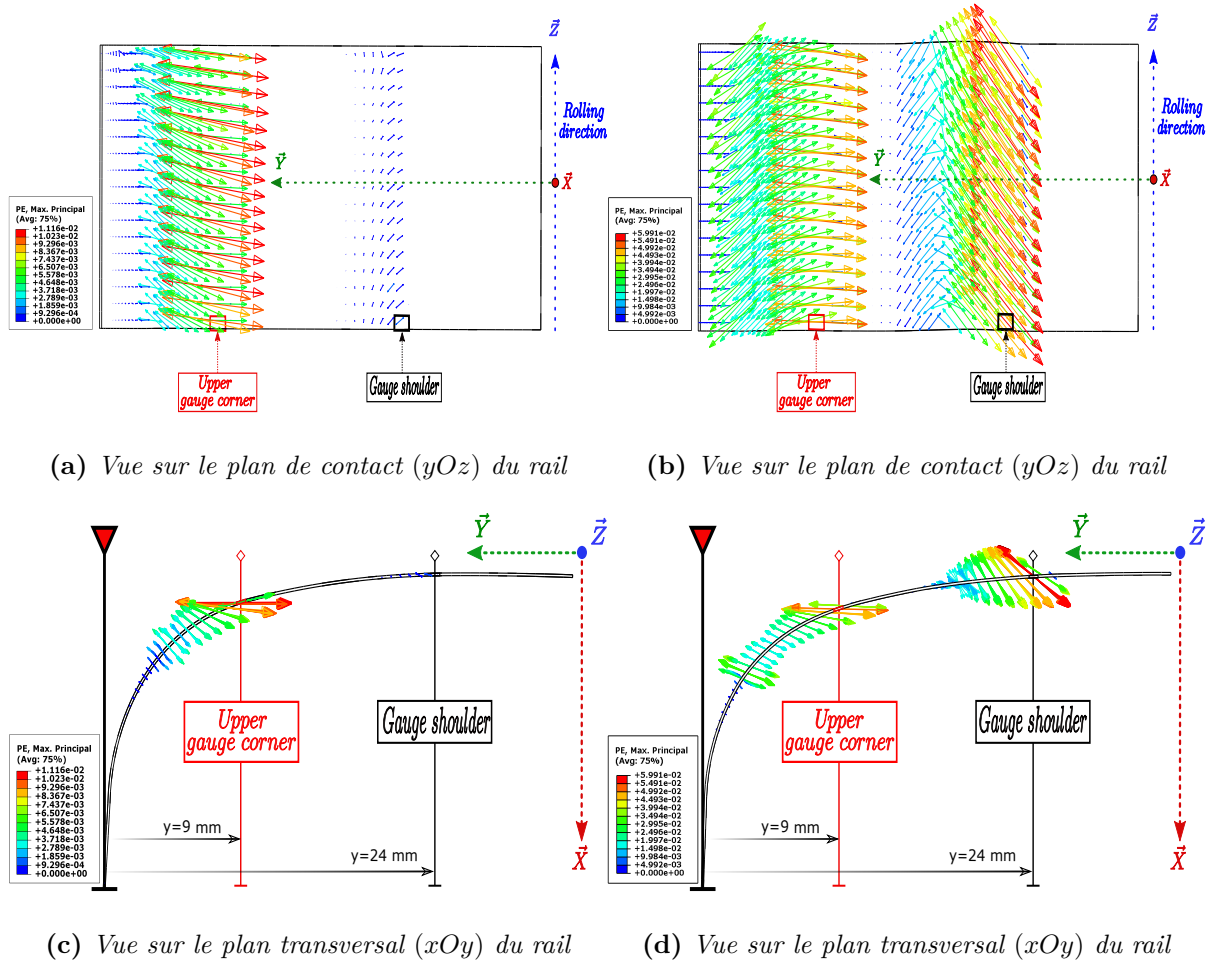


Figure III.26 – Orientations des directions de la déformation plastique principale maximale sur la surface du rail à l'issue du 1^{er} (a,c) et du 70^{ème} passage de roues (b,d).

Comme précédemment, les paramètres qui caractérisent l'orientation des fissures ont été considérés. Ainsi, les Figures III.27-(a) et III.27-(b) représentent les évolutions des angles α et β décrivant les rotations des directions principales de la déformation plastique, respectivement sur la zone du *GC* et du *GS*. Pour faciliter la compréhension, on précise au préalable que les rotations des directions principales s'effectuent dans le sens horaire par rapport au plan du contact (yOz) et au plan transversal (xOy) repérant respectivement les angles β et α . Si l'on s'intéresse en premier lieu à l'angle α , on s'aperçoit qu'au niveau du *GC* la direction principale dévie légèrement du plan transversal (xOy) pour atteindre progressivement un angle d'environ 8° . Sur le *GS*, l'angle α est porté à 60° au 1^{er} cycle puis cette inclinaison diminue fortement jusqu'à l'atteinte d'un angle porté à environ 35° , visible sur la Figure III.26-(b) pour le cycle 70. Si l'on se place maintenant sur un plan transversal (xOy) pour suivre l'évolution de β , on remarque que pour les deux zones étudiées les directions principales de la déformation plastique effectuent la même rotation à la différence près que l'angle final prédit au niveau du *GS* est deux fois plus important.

Pour synthétiser ces résultats, les directions principales prédites aux points *GC* et *GS*, consécuti-

vement aux 70 cycles de chargement appliqués, sont reportées sur un schéma présenté à la Figure III.28.

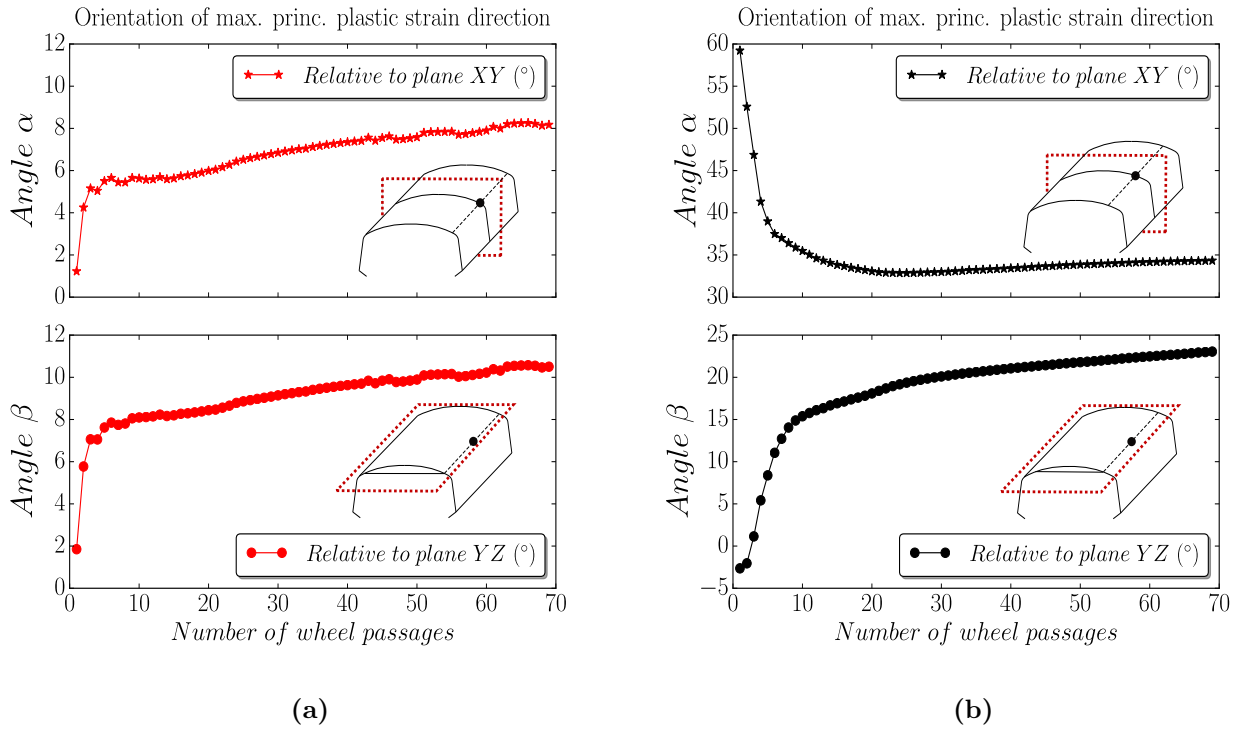


Figure III.27 – Évolution de l’orientation de la déformation plastique principale maximale ($\epsilon_p I$) avec l’accumulation des passages de roues (70 cycles) : (a) sur le Gauge Corner et (b) sur le Gauge Shoulder.

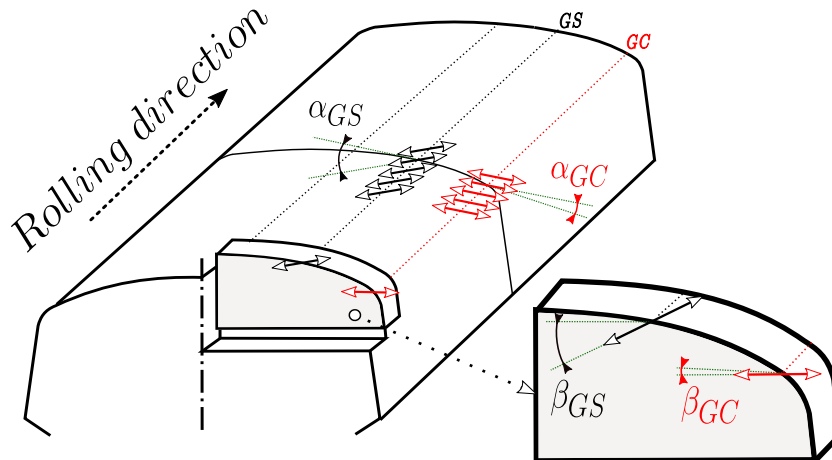


Figure III.28 – Schéma représentant l’orientation des directions principales de la déformation plastique prédites sur les points GC et GS à l’issue de 70 passages de roue.

D’un point de vue générale, la direction principale sur les points de contact analysés effectue les

mêmes rotations mais selon des amplitudes différentes. Pour tenter d'interpréter ces résultats, nous portons notre attention sur la sollicitation de contact et plus particulièrement sur les efforts tangentiels sont à l'origine du cisaillement exercé sur la surface. En effet, nous avons vu que les statuts de contact évoluent avec le nombre de passage de roues. En conséquence, l'alternance des conditions de glissement/adhérence ont forcément un impact sur l'intensité et l'orientation des forces tangentielles. Ainsi, les évolutions des efforts tangentiels T_y (latéral) et T_z (longitudinal) appliqués sur les points matériels GC et GS sont représentées sur la Figure III.29.

Les Figures III.29-(a-b) et III.29-(b-d) correspondent respectivement à l'évolution des forces tangentiels latérale et longitudinale appliquées sur le GC . Durant les premiers passages de roue, l'effort prépondérant correspond à la composante latérale T_y . Elle s'élève à une valeur maximale de 250 N au 1^{er} cycle puis diminue très vite jusqu'à une valeur stabilisée de 100 N. La force longitudinale T_z est nettement plus faible durant les premiers cycles et sature très rapidement à un niveau avoisinant 100 N. L'effort tangentiel résultant appliqué au niveau du GC est donc principalement orienté selon la direction latérale du rail. Ce qui expliquerait la raison pour laquelle la direction principale de la déformation plastique sur cette zone est très peu déviée par rapport au plan transversal du rail (xOy) (cf. Figures III.26-(a), III.26-(b) et III.27-(a)). Concernant le point de contact considéré sur le GS , c'est la force longitudinale qui est la plus importante. En effet, sur cette zone, la force latérale est relativement constante tout au long du cyclage et ne dépasse pas le niveau de 63 N. Contrairement au cas du GC , la résultante des efforts tangentiels est davantage orientée selon la direction longitudinale du rail. Une telle orientation favorise, en ce point matériel, le cisaillement dans le plan du contact (yOz). Par conséquent, cette sollicitation engendre une rotation plus importante de la direction principale de la déformation plastique, comme on a pu le constater sur les Figures III.26-(b) et III.27-(b).

Par ailleurs, il est intéressant de noter que l'allure des évolutions des forces longitudinales, pour les deux zones de contact considérées, s'apparente aux courbes de saturation permettant de déterminer la répartition des zones d'adhérence et de glissement en fonction du glissement relatif, comme illustré sur la Figure III.30. Lorsque le glissement relatif augmente, la force de contact longitudinale s'intensifie jusqu'à un certain seuil au-delà duquel la zone d'interaction passe d'un état de glissement partiel à un état de glissement total. Dans notre cas, les Figures III.29-(c) et III.29-(d) montrent que la saturation des forces longitudinales est atteinte dès les premiers cycles pour les deux points de contact considérés. Ceci montre alors l'impact de l'évolution du profil de rail sur les efforts tangentiels. Ensuite, à chaque passage de roues, ces réactions au contact évoluent et influent alors sur l'orientation des directions principales de la déformation plastique qui en s'accumulant peut mener à l'amorçage de fissures.

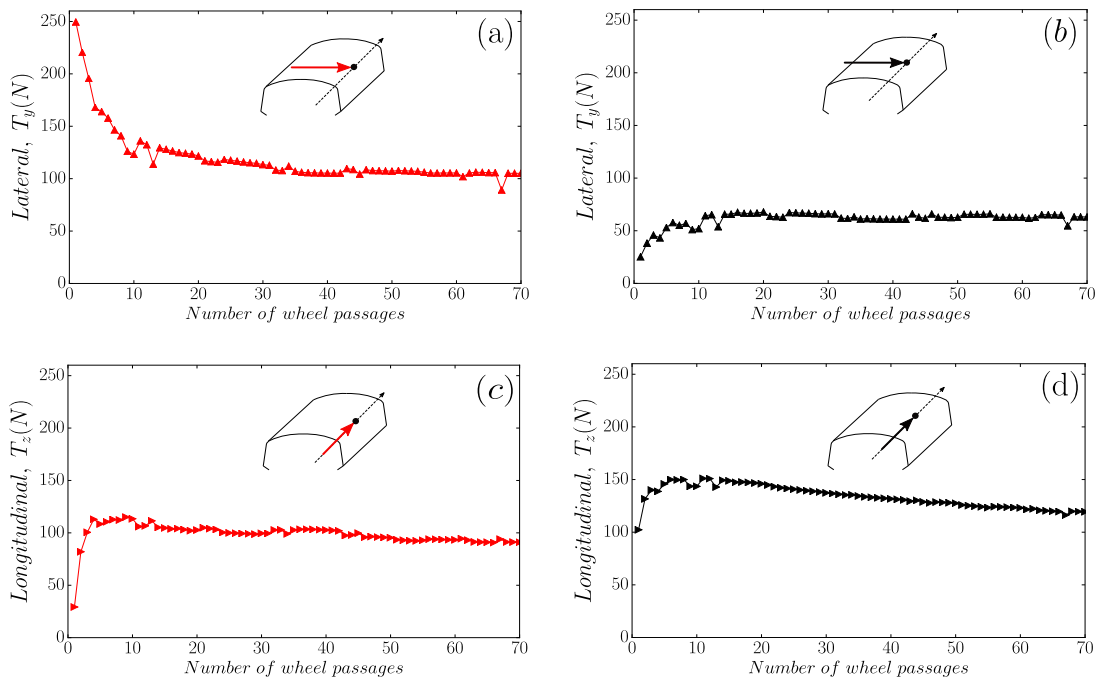


Figure III.29 – Évolution des efforts tangentiels T_y et T_z au contact en fonction du nombre passages de roues (70 cycles) : (a) et (c) sur le Gauge Corner, (b) et (d) sur le Gauge Shoulder.

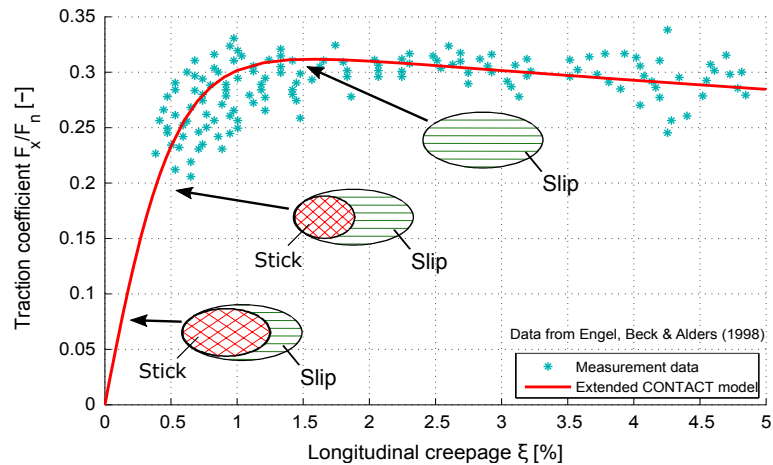


Figure III.30 – Mesures de forces longitudinales et comparaison avec le modèle *CONTACT*, pour une locomotive Siemens Europrinter 127001, dans le cas d'un pseudo-glissement longitudinal pur, Vollebregt (2014).

Le développement du défaut de Head Check est décrit en 3 phases selon Heyder et Brehmer (2014). La phase 1 correspond à la phase d'amorçage des fissures en surface qui s'étend de l'installation du rail à approximativement 5 – 10 *MGT*. Durant la phase 2, les fissures se propagent dans le rail à une vitesse relativement uniforme. Puis pendant la phase 3, la vitesse de propagation

augmente fortement et on observe, entre 5 et 10 mm de profondeur, le branchement de fissures à la fois horizontalement et verticalement. Pour mettre en lumière le développement du Head Check, Dylewski *et al.* (2016) ont cherché à déterminer comment et à quel stade le défaut s’amorce sur le rail au niveau macroscopique et comment les fissures se propagent au sein du rail. La détection des fissures de Head Check sur les rails prélevés en service à différents tonnages a été réalisée sur des tronçons en Contrôle Non Destructif par magnétoscopie. Les Figures III.31-(a-c) présentent, en vue de dessus, différentes photographies de la surface du rail révélée par magnétoscopie au niveau du congé actif du rail.

Entre 0 et 10 *MGT*, le réseau de Head Check n’est pas développé de façon continue le long du rail et est difficilement visible à la surface du rail. Néanmoins sur la Figure III.31-(a), on distingue deux bandes de roulement situées à 12 et 18 mm du flanc de rail et sur lesquelles quelques micro-fissures sont visibles. La Figure III.31-(d) représente un schéma illustrant les orientations des directions principales de la déformation plastique déterminés au cycle 70 sur les points *GC* et du *GS*. On remarque sur la photographie de la surface du rail, que les deux zones principales de contact correspondent, à quelques millimètres près, aux positions du *GC* et du *GS* précédemment considérées pour l’interprétation de nos résultats de simulation. De plus, les micro-fissures situées à 18 mm de la joue active (zone du *GS*) sont orientées selon un angle d’environ 40° par rapport à la direction transversale du rail tandis que celles situées sur le *GC* décrivent un angle de 20° . Par analogie avec nos résultats de simulation (cf. Figure III.31-(d)), ces premières observations confirment une certaine corrélation entre l’orientation des micro-fissures et la direction principale de la déformation plastique.

Après 16 *MGT* (Figure III.31-(b)), les deux bandes de roulement sont nettement moins apparentes. Les micro-fissures sont en effet répandues sur une bande délimitée par deux plans situés à 10 et 21 mm de la joue active du rail. Ceci indique des modifications géométriques du profil de rail et par conséquent l’augmentation de la conformité au contact. La répartition des micro-fissures est d’autant plus homogène suivant la direction longitudinale mais cependant on remarque encore que les fissures les plus inclinées se situent dans la zone du *GS*. Pour un tonnage cumulé à 85 *MGT* (Figure III.31-(c)), la zone potentielle de contact correspond à une unique bande d’une largeur de 16 mm. À ce stade, on constate la présence d’un réseau de fissures relativement homogène. À mesure que l’on s’approche du *GC*, l’angle formé par les fissures par rapport à la direction transversale diminue. Ainsi, ce réseau semble être le résultat de la coalescence des micro-fissures initialement amorcées à la fois sur le *GS* et le *GC*. Par ailleurs, on note la présence de deux fissures situées en plein milieu du *GC*. Ces dernières pourraient être le résultat des concentrations de contraintes provoquées par la formation d’un bourrelet de déformation plastique. Ces pics de pression de contact ont été mentionnés précédemment et sont mis en évidence sur la Figure III.12.

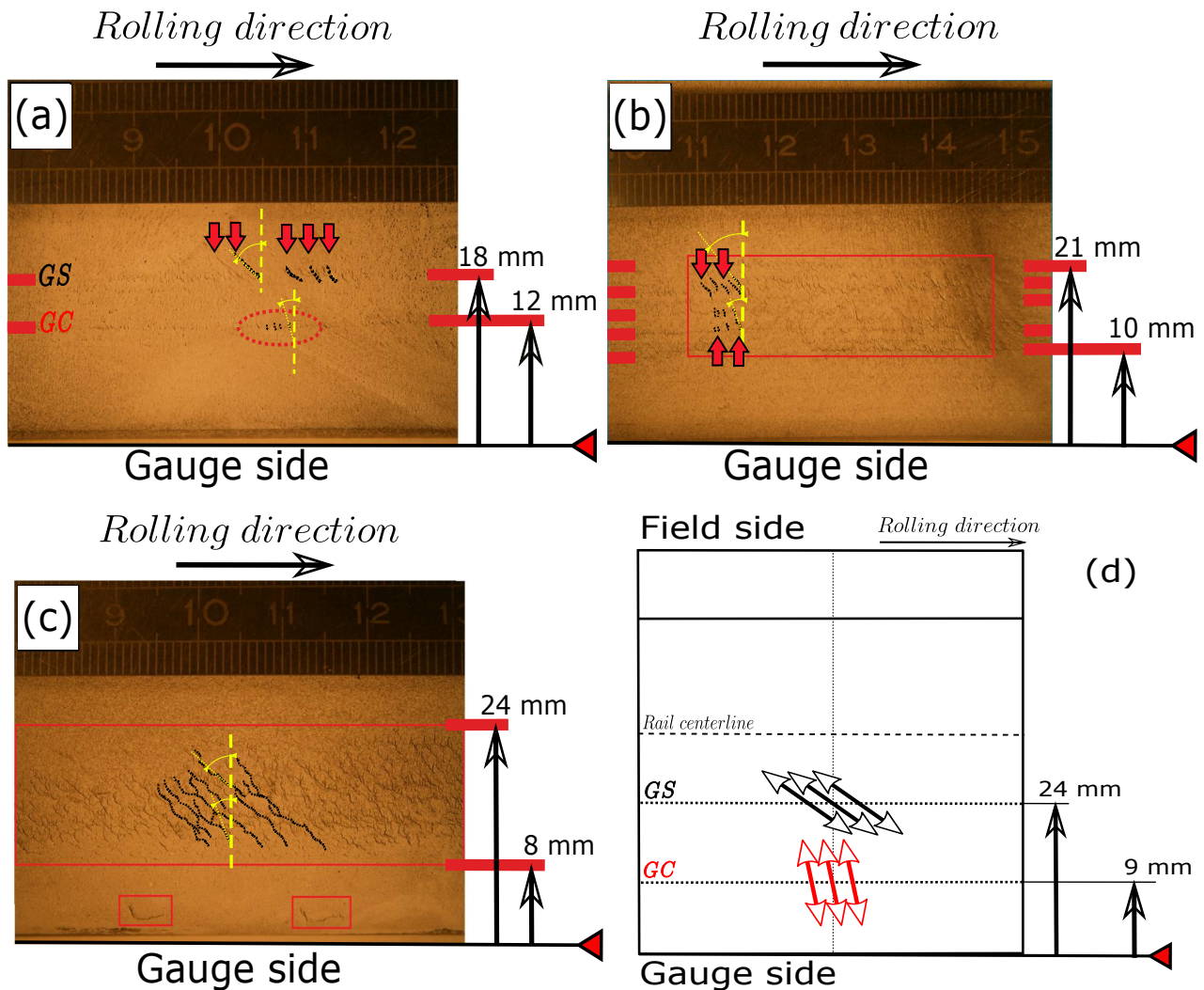


Figure III.31 – Observation des fissures révélées par magnétoscopie à la surface du rail prélevé sur site après (a) 10 MGT, (b) 16 MGT, (c) 85 MGT (Dylewski (2016)) et (d) schéma représentant les orientations, par rapport à un plan transversal du rail, des directions principales de la déformation plastique prédites sur les points GC et GS par la méthode RRC après 70 passages de roue..

Ces photographies de la surface du rail montrent que durant ses premiers cycles de vie deux zones critiques sont observables. Sur ces zones en question, des micro-fissures s'amorcent puis avec l'accumulation de la déformation plastique se développant selon des directions principales, elles finissent par se rejoindre pour former un réseau de fissures en surface. L'orientation de la propagation des fissures en profondeur peut être également liée à la déformation plastique et ses directions principales.

Sur la Figure III.32-(a) est représentée la photographie d'un échantillon de rail ayant cumulé un tonnage à hauteur de 234 MGT, soit l'équivalent de 44 mois de service. Sur ce dernier, on note la présence de fissures de Head Check en surface. Pour mettre en évidence l'état de propagation des fissures en profondeur, une coupe transversale a été réalisée et analysée grâce à des observations

MEB, comme on peut le voir sur la Figure III.32-(b). On peut constater que les fissures situées sur le *GC* (à gauche sur la Figure) se sont propagées quasiment à l'horizontale. À mesure que l'on s'éloigne de cette position pour rejoindre le *GS* (à droite sur la Figure), les fissures sont davantage orientées dans le sens de la profondeur du rail. Ces observations corroborent qualitativement les orientations des directions principales de la déformation plastique prédites par la simulation et illustrées sur le schéma présenté sur la Figure III.32-(c).

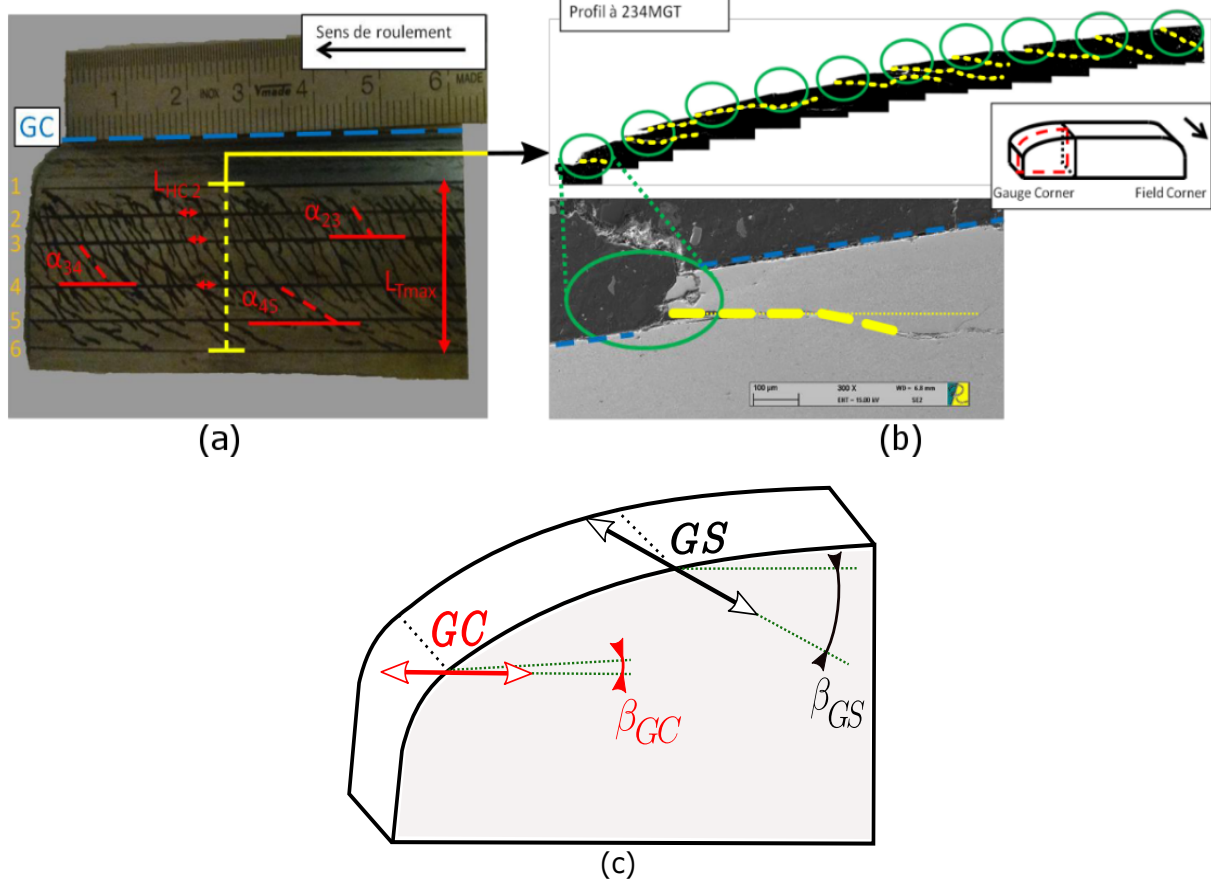


Figure III.32 – (a) Réseau de fissures de Head Check sur la surface d'un rail à 234 MGT, (b) Vue sur une coupe transversale du rail révélant les orientations des fissures se propageant en profondeur (Dylewski (2016)) et (c) schéma représentant les orientations des directions principales de la déformation plastique prédites, par rapport à la surface de contact, sur les points *GC* et *GS* via la méthode *RRC* après 70 passages de roue.

III.4. Bilan du chapitre

L'objet de ce chapitre a été de mettre en application la méthode *RRC* au cas de la circulation d'un véhicule ferroviaire sur une voie en courbe. Pour cela nous avons pu bénéficier de données relatives aux conditions de service sur une courbe du RER A qui a fait l'objet d'une campagne de prélèvements de rails dans le cadre du projet CERVIFER. L'objectif principal était d'apporter, en

complément des observations expérimentales, des résultats de simulation numérique permettant de mettre en évidence les mécanismes à l'origine du développement du défaut de Head Check. Les principaux résultats mis en avant dans ce chapitre sont les suivants :

- En considérant un déport latéral d'essieu équivalent à celui de la configuration de circulation considérée, notre modèle éléments finis prédit une situation de double contact sur la surface du rail, l'un situé sur le *Gauge corner* et l'autre situé sur le *Gauge Shoulder*. Cette condition de contact est principalement due à la non-conformité des profils neufs. Cette répartition particulière de la charge au contact a d'ailleurs été observée par Simon (2014) sur les surfaces de rails qui possédaient deux bandes de roulement après 6 mois de services (cf. Figure III.2).
- La méthode *RRC* a été utilisée pour effectuer des passages de roue répétés afin d'évaluer comment évolue la sollicitation de contact avec l'accumulation de la déformation plastique. À l'issue du 1^{er} cycle, la pression de contact se répartie sur deux régions de la surface du rail dont la zone la plus chargée correspond à celle du *Gauge Corner*. Cependant pour les cycles suivants, le niveau de pression s'atténue considérablement et plus particulièrement au niveau du *Gauge Corner*.
- Dans notre étude, aucune vitesse relative n'est considérée entre la roue et le rail. Le cisaillement au contact est principalement associé à l'effet de spin dû aux géométries des corps en contact c'est-à-dire la conicité de la roue, les courbures et l'inclinaison du rail. Au fur et à mesure que la conformité du contact augmente, le niveau des efforts de cisaillement s'amointrit et tend à s'équilibrer entre les deux zones de contact. Ces résultats montrent que la variation du profil de rail a pour effet de transférer la charge, à l'initial majoritairement appliquée sur le congé, vers le *Gauge Shoulder*.
- Les variations du profil de rail ont pu être évaluées et comparées aux mesures de profils de rails prélevés sur site à différents tonnages. Bien que nous ne puissions pas atteindre de tels niveaux de chargements cumulés, notre modèle numérique parvient à prédire les mêmes zones affectées et qualitativement les mêmes allures de déformées du profil.
- Par ailleurs, nos résultats ont permis d'identifier des zones potentielles d'amorçage de fissures de Head Check correspondant à des points matériels sur lesquels la déformation plastique s'accumulent de manière considérable. En évaluant les réponses cycliques, on remarque que les amplitudes de contraintes sont particulièrement importantes durant les premiers passages puis s'atténuent au fur et à mesure. Ceci est lié à l'accommodation des profils en contact qui favorise l'atteinte de réponses cycliques stabilisées sur la surface du rail.
- La sollicitation de contact provoque, sur des points matériels fixes, la réorientation des axes principaux des contraintes durant les cycles de chargement appliqués. Pour déterminer la direction selon laquelle l'écoulement plastique est prépondérant, la direction de la composante maximale du tenseur des déformations plastiques principales a été considérée. Nous avons pu montrer que l'écoulement plastique en surface est particulièrement sensible aux efforts tangentiels. Sur les deux zones critiques identifiées, les directions principales de la déformation plastique évoluent jusqu'à se stabiliser à une certaine orientation à l'issue des 70 passages de roue. On observe qualitativement une correspondance entre ces orientations « accommodées » de la déformation plastique principale et l'orientation des micro-fissures amorcées sur la surface des rails ayant cumulé un faible tonnage (0-10 *MGT*). La zone la plus active en terme d'endommagement semble

correspondre à celle du *Gauge Shoulder*. Les micro-fissures, inclinées à 30-45 degrés par rapport la direction latérale du rail, se propagent jusqu'à atteindre celle située sur le *Gauge Corner* pour former le réseau caractéristique de fissures du Head Check.

Les résultats présentés dans ce chapitre confortent le fait que la méthode *RRC* soit un outil prometteur pour la simulation 3D de la fatigue du contact roue/rail. Le modèle permet en effet de reproduire la sollicitation de contact et son évolution en prenant en compte la plasticité cyclique qui joue un rôle prépondérant pour l'amorçage du Head Check. Cependant, la fatigue du contact roue/rail agit en interaction avec un autre phénomène qui n'est autre que l'usure. Son action peut être bénéfique en annihilant la propagation des fissures par enlèvement de matière sur la surface de contact. Dans l'approche que nous proposons, seule l'évolution du profil de rail due à la déformation plastique est pris en compte. Il serait intéressant de mesurer l'impact de l'usure du rail sur la sollicitation de contact. Le chapitre suivant a pour objectif de présenter la stratégie mise en place pour implémenter l'usure du rail dans notre procédure de calcul afin d'évaluer son effet sur les pressions de contact et les champs mécaniques résiduels associés.

Bibliographie

- J.-L. CHABOCHE : On some modifications of kinematic hardening to improve the description of ratchetting effects. *International journal of plasticity*, 7(7):661–678, 1991. (citée p. 97)
- X. DENG, Z. QIAN et R. DOLLEVOET : Lagrangian explicit finite element modeling for spin-rolling contact. *Journal of Tribology*, 137(4):041401, 2015. (citée p. vi, 91, 92, 93, 95)
- R. DOLLEVOET : *Design of an Anti Head Check profile based on stress relief*. Thèse de doctorat, University of Twente, Enschede, 2010. (citée p. 87, 104)
- B. DYLEWSKI : *Caractérisation expérimentale multi-échelles et multi-techniques du rail prélevé en service - De la déformation plastique sévère et des évolutions de microstructure à l'amorçage de fissures par Fatigue de Contact de Roulement*. Thèse de doctorat, Université Technologique de Compiègne (UTC), 2016. (citée p. vi, vii, 89, 90, 91, 95, 97, 98, 100, 115, 116)
- D. DYLEWSKI, S. BOUVIER et Risbet MARION : Multiscale characterization of head check initiation on rails under rolling contact fatigue : Mechanical and microstructure analysis. *Wear*, 366:383–391, 2016. (citée p. vi, 102, 103, 114)
- J.E. GARNHAM et C.L. DAVIS : Very early stage rolling contact fatigue crack growth in pearlitic rail steels. *Wear*, 271(1):100–112, 2011. (citée p. 87)
- J.E. GARNHAM, D.I. FLETCHER, C.L. DAVIS et F.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. (citée p. 87)
- R. HAMAM : *Simulation de la propagation des fissures par fatigue dans les toiles des roues de train sous chargement à amplitude variable*. Thèse de doctorat, École Normale Supérieure de Cachan – ENS Cachan, 2006. (citée p. 93)
- R. HEYDER et M. BREHMER : Empirical studies of head check propagation on the db network. *Wear*, 314(1):36–43, 2014. (citée p. 104, 113)
- J.J. KALKER : Wheel–rail rolling contact theory. *Wear*, 144(1-2):243–261, 1991. (citée p. vi, 91, 92, 95)
- R. LEWIS et U. OLOFSSON : *Wheel-rail interface handbook*. Woodhead Publishing Limited, 2009. (citée p. 87)

- L. MAUER : Verfahren und auslegungsprogramme zur vorausberechnung optimaler konstruktionen von schienenfahrzeugen (zff ii) : Abschlußbericht zum r/s-forschungsprojekt tv 7992" vorausberechnung optimaler konstruktion von schienenfahrzeugen, 1985. (citée p. 88)
- J.W. RINGSBERG et B.L. JOSEFSON : Finite element analyses of rolling contact fatigue crack initiation in railheads. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 215(4):243–259, 2001. (citée p. vi, 88, 89)
- S. SIMON : *De la dynamique ferroviaire à l'accommodation microstructurale du rail – Contribution des TTS à la réponse tribologique des aciers – Cas du défaut de squat*. Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2014. (citée p. vi, 88, 117)
- R. STOCK, D.T. EADIE, D. ELVIDGE et K. OLDKNOW : Influencing rolling contact fatigue through top of rail friction modifier application—a full scale wheel–rail test rig study. *Wear*, 271(1):134–142, 2011. (citée p. 87)
- E.A.H. VOLLEBREGT : Numerical modeling of measured railway creep versus creep-force curves with contact. *Wear*, 314(1):87–95, 2014. (citée p. vii, 113)

Chapitre IV

Modélisation de l'usure transverse du profil de rail

Sommaire

IV.1. Introduction	122
IV.2. Usure du rail	122
IV.2.1. Les principaux mécanismes d'usure	123
IV.3. Modélisation de l'usure du rail	124
IV.4. Méthodologie de la prise en compte de l'usure dans la simulation numérique de contact	127
IV.5. Traitement numérique du profil de rail mesuré	128
IV.6. Application	131
IV.6.1. Effet de l'usure cumulée sur la distribution des champs de pression de contact	132
IV.6.2. Effet de l'usure cumulée sur la réponse cyclique du rail	137
IV.7. Bilan du chapitre	140

IV.1. Introduction

L'usure agit *a priori* en opposition à la FCR car elle supprime une couche superficielle du matériau qui peut contenir entièrement ou partiellement des fissures en surface. Dans le cas de fissures courtes entièrement contenues dans la couche matérielle évacuée par usure, ce phénomène empêche leur propagation sous la surface ; tandis que pour des fissures partiellement incluses dans cette couche, l'usure favorise la diminution de leur facteur d'intensité de contrainte et, par conséquent, leur propagation est ralentie (si celle-ci est effective).

Donzella *et al.* (2005) et Ringsberg (2005) ont proposé un modèle pour étudier le rôle compétitif de l'usure et de la FCR survenant sur la surface des rails. La propagation de fissures a été étudiée en introduisant dans le rail des variations de facteur d'intensité de contrainte, des seuils de propagation et des données sur la vitesse de propagation de fissures. En plus de ces paramètres, des taux d'usure ont été considérés pour évaluer la compétition entre l'usure et la FCR. Les auteurs disposaient d'une machine bi-disques avec laquelle différentes conditions de contact roulant pouvaient être considérées. Ainsi certains résultats expérimentaux ont pu être interprétés à l'aide du modèle développé montrant ainsi son efficacité dans la prédiction des mécanismes d'endommagement et leurs évolutions.

Dans le cas d'un roulement pur, la FCR est prépondérante. L'usure s'exerce à moindre effet en enlevant une très fine couche de matière de dimensions négligeables en comparaison avec les longueurs de fissures. Pour le cas du contact roulant/glissant, l'usure est plus importante en se manifestant par le détachement de particules métalliques contenant des micro-fissures. Lorsque qu'un faible glissement relatif est considéré, le taux d'usure est pratiquement constant jusqu'à un certain nombre de cycles et dépend fortement du niveau de pression de contact.

Le présent chapitre a pour objectif premier de définir les mécanismes d'usure survenant à la surface du rail. Puis il est question d'effectuer un bref tour d'horizon sur les principales approches de modélisation utilisées pour reproduire l'usure du rail. Cet état de l'art nous permettra donc d'exposer la stratégie que nous avons mise en place pour introduire l'usure dans l'approche développée (voir Chapitre II) pour la simulation du contact roue/rail, dans l'optique de considérer son effet sur les cycles « stabilisés ».

IV.2. Usure du rail

En science des matériaux, l'usure des surfaces désigne les phénomènes de dégradation des couches superficielles d'un solide sous l'action mécanique du milieu extérieur. Cette dégradation peut prendre la forme d'une perte de masse, de cote, de forme, ou encore d'une modification de la structure entraînant généralement une perte de fonction. Dans le cadre des travaux de thèse présentés ici, on assimilera l'usure uniquement aux phénomènes induisant un détachement de particules et une perte de matière à la surface du rail comme on peut le voir sur la Figure IV.1 et décrit dans la suite.

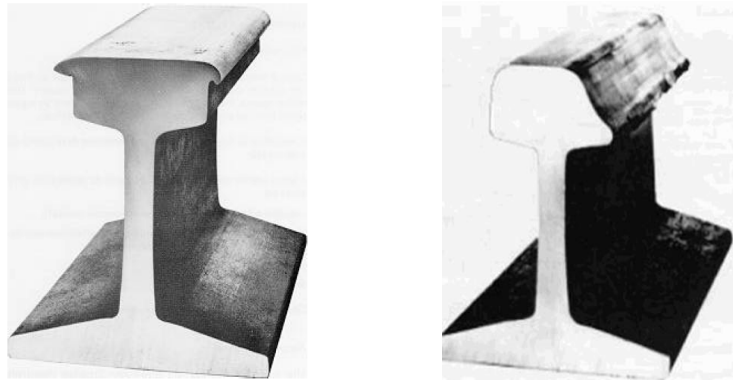


Figure IV.1 – Usure importante verticale et latérale du champignon de rail (codification SNCF).

IV.2.1. Les principaux mécanismes d'usure

Le phénomène d'usure est un ensemble complexe de phénomènes rendus difficiles à interpréter par des occurrences simultanées. Ces phénomènes ont fait l'objet d'un classement en quatre types fondamentaux (Tyfour (1995)). En dehors de l'usure par fatigue, on retrouve ainsi classiquement trois autres principaux mécanismes pour le ferroviaire appelés: usure abrasive, usure adhésive et usure corrosive comme illustré sur la Figure IV.2.

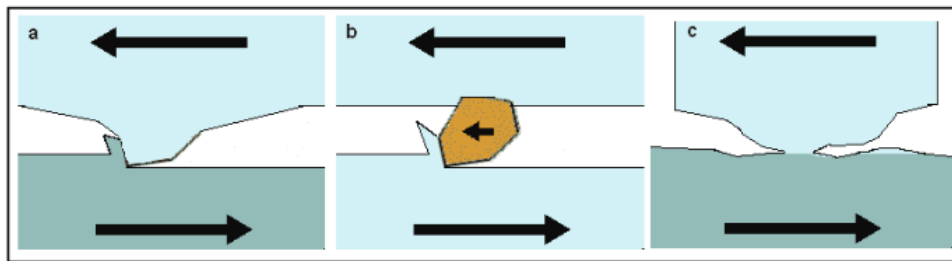


Figure IV.2 – (a) usure abrasive à deux corps, (b) usure abrasive à trois corps et (c) usure par adhésion.

• Usure par abrasion

Elle a lieu entre deux corps lorsque les aspérités de surface du corps le plus dur râpent la surface du corps plus tendre opposé. Si le contact entre deux corps est contaminé par des particules plus dures qui s'incrudent en surface, on parle d'usure par abrasion à trois corps (cf. Figure IV.2-(b)). Cette contamination peut être due à une recirculation dans le contact, de particules arrachées au corps le plus tendre et rendues plus dures par écrouissage ou oxydation. L'abrasion combine déformation et coupe. Elle creuse d'abord des sillons puis, si les capacités de déformation sont dépassées, elle enlève des micro-copeaux.

La perte de matière dépend de plusieurs paramètres:

- La différence de dureté entre le matériau abrasif et le matériau usé ;
- La distance parcourue ;
- La forme et la taille des aspérités. Elle croît avec la taille de ces dernières.

- **Usure par adhésion**

L'usure par adhésion est une "soudure à froid" de deux corps en contact sous l'effet d'une charge normale. Elle suppose une forte compatibilité cristalline entre les deux surfaces. Si l'interface créée est plus résistante qu'une des pièces, il y a propagation de fissures au sein du corps le moins résistant et par conséquent des détachement de particules. La surface présente alors des arrachements de matière non réguliers.

Ce type d'usure, mettant en jeu une interaction chimique, est influencée par: la température, la pression de contact, la conformité des surfaces, la présence de polluants dans le contact.

- **Usure par corrosion**

Les surfaces réagissent avec les ambiances environnementales agressives et forme une couche d'oxyde qui a tendance à passiver les matériaux et ralentir le processus de corrosion. Le contact va alors accélérer la corrosion en éliminant les couches d'oxydes généralement moins résistantes mécaniquement. Dans le cas d'alliages métalliques la corrosion peut attaquer de manière différentielle les constituants. Les pièces atteintes par la corrosion sont rongées et portent de nombreuses piqûres ou crevasses.

Dans le cas du contact roue/rail, il est clair que l'ensemble des mécanismes précédemment cités interviennent potentiellement et voire interagissent entre eux, ce qui rend la résolution du problème d'usure du rail très complexe. La section suivante s'intéresse aux principaux éléments théoriques développés pour la modélisation du phénomène de l'usure qui vont permettre de mettre en place une première approche de modélisation.

IV.3. Modélisation de l'usure du rail

La perte progressive de matière provoquée par l'ensemble de ces mécanismes combinés entre eux est donc liée à de nombreux paramètres dépendant:

- des conditions de contact ;
- des matériaux ;
- des paramètres environnementaux.

Ainsi une simulation complète de l'usure nécessiterait le couplage d'un certain nombre de modélisations mathématiques décrivant chacun des mécanismes d'usure comme spécifié par Kragelsky *et al.* (2013). La résolution d'un tel problème est aujourd'hui extrêmement complexe et rendu

inaccessible par la grande variété de paramètres locaux à identifier (tels que la composition et la rhéologie du 3^{ème} corps à l'interface entre la roue et le rail). En pratique, dans le domaine ferroviaire, les modèles se sont donc principalement concentrés à modéliser une usure essentiellement abrasive proportionnelle à des paramètres de contact accessibles numériquement au travers de lois d'usure empiriques identifiées en laboratoire. Les évolutions du profil de rail sont alors simulées généralement suivant un algorithme comparable à celui de la Figure IV.3.

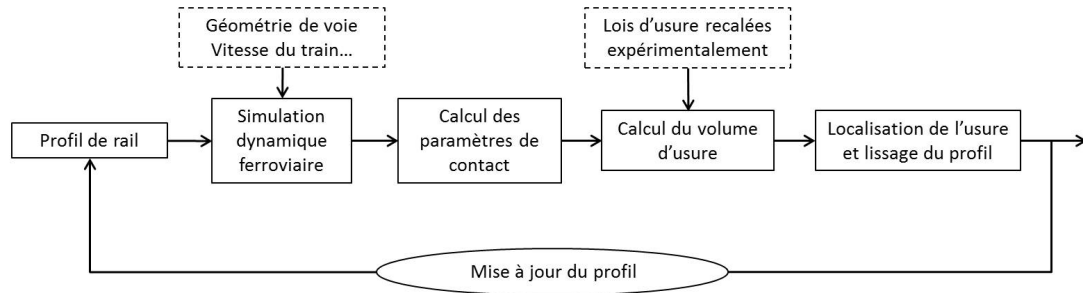


Figure IV.3 – Algorithme « classique » de prise en compte de l'usure sur l'évolution de profil de rail (issu de Mai (2011))

Afin de modéliser l'usure, différentes lois ont été développées ces dernières décennies comme celles d'Archard (1953, 1980), de Rabinowicz (1965), de Jahanmir *et al.* (1974) et Clayton (1996). Parmi les lois appropriées pour traiter l'usure dans le cas du contact rail/roue, on retient généralement la loi d'Archard (usure proportionnelle au produit de la charge normale et la distance parcourue) et la loi énergétique (i.e. usure proportionnelle à l'énergie surfacique de glissement) qui sont les plus utilisées dans la littérature, pour leur simplicité. Ce sont ces dernières qui sont brièvement détaillées par la suite.

• Loi d'Archard (1953, 1980)

Le volume de matière usée est calculée par la formule ci-dessous:

$$V = k \frac{F_n}{H} d \quad (\text{IV.1})$$

où V est le volume de matière usée, F_n est l'effort normal, d est la distance de glissement et H est la dureté du matériau. Le paramètre k est appelé le coefficient d'Archard. Il est déterminé de manière empirique. Il dépend de la nature des matériaux antagonistes, des configurations géométriques du contact, le chargement, l'environnement, la température et la vitesse relative.

• Loi énergétique

Il s'agit d'une loi comparable à celle d'Archard à la différence près que le terme $F_n \cdot d$ est ici représenté par une énergie de glissement E . Ainsi, le volume de matière usée est calculée par la formule ci-dessous:

$$V = \frac{C_w}{\rho} E \quad (\text{IV.2})$$

où V est le volume usé, C_w est le coefficient d'usure, E est l'énergie dissipée et ρ est la densité du matériau. On peut constater que les deux approches (Archard et énergétique) sont analogues si les paramètres dans ces modèles vérifient la relation $k/H = C_w\mu/\rho$. L'usure est donc associée à l'énergie dissipée dans la zone de contact. Cependant, on considère généralement qu'il existe une séparation du contact entre une zone d'adhésion (où l'énergie est absorbée par l'élasticité des matériaux) et une zone de glissement comme représentée sur la Figure IV.4. L'usure peut être calculée globalement à l'échelle de la zone de contact en considérant une valeur moyenne d'efforts en surface ou de manière locale en divisant la zone de contact en petits éléments (en rouge sur la Figure IV.4) sur lesquels l'énergie dissipée est évaluée.

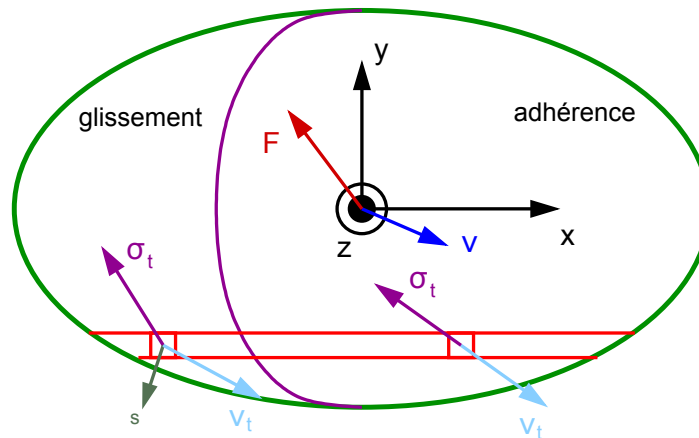


Figure IV.4 – Description d'un contact à glissement partiel

Si les précédents modèles tentent d'apporter une estimation quantitative de l'usure, plusieurs limites amènent à considérer ces approches avec précaution.

En effet, les essais nécessaires à l'identification de ces modèles sont très éloignés de la réalité du contact roue/rail (Simon (2014)):

- Les essais « bi-disques » ou « pion-disque » ont tendance à générer une très grande répétitivité du contact, là où la variation du contact roue/rail est beaucoup plus grande.
- Le circuit tribologique du contact est difficile à recréer en laboratoire. Une machine bi-disques ne permet pas ou peu la recirculation des particules détachées au sein du contact. La rhéologie du 3^{ème} corps étant différente, l'usure par abrasion est sans doute affectée.
- Les comparaisons entre usure constatée sur le terrain et prévision des modèles sont relativement lacunaires dans la bibliographie. Les comparaisons les plus fructueuses semblent être celles concernant l'usure des roues à grands nombres de cycles.
- Des essais récents sur machine bi-disques (Vargolici *et al.* (2016)) montrent l'importance de l'état de surface sur la réponse en usure et en fatigue du rail. Ils soulignent également l'action, au moins dans les premiers cycles, d'une usure par adhérence entre les surfaces.

En conclusion, si ces modèles d'usure constituent la norme à l'heure actuelle, la grande variété des paramètres matériaux et géométriques rencontrés en voie ne permet cependant pas une utilisation

globale de ces lois identifiées uniquement pour quelques couples matériaux. Malgré les efforts accomplis pour dépasser l'approche phénoménologique et développer une évaluation théorique des mécanismes de l'usure, leur compréhension physique est cependant loin de permettre la détermination de la vitesse de dégradation par usure. Ces modèles sont donc à utiliser essentiellement d'un point de vue qualitatif dans le cas général pour estimer une évolution de profil à grand nombre de cycles.

Pour rappel, notre cadre d'étude se concentre sur le développement de mécanismes d'endommagement du rail durant les premiers cycles de vie. Pour intégrer le phénomène d'usure dans nos simulations du contact roue/rail répété, nous avons fait le choix de raisonner selon une méthode inverse. L'idée repose sur l'implémentation d'un profil de rail mesuré dans le modèle éléments finis et d'en évaluer l'impact sur la distribution de la sollicitation de contact et par conséquent sur les réponses cycliques du rail. Une description détaillée de la stratégie développée pour l'intégration de l'usure dans notre modèle est effectuée dans la section suivante.

IV.4. Méthodologie de la prise en compte de l'usure dans la simulation numérique de contact

En 2011, la RATP a équipé un train de caméras par frange laser capable d'enregistrer le profil de rail tous les 2 cm. À partir des données collectées, des courbes d'usure peuvent être obtenues en comparant les profils de rails usés à un profil de rail neuf. On obtient donc les variations géométriques de la surface active du rail dues à l'usure, comme on peut le voir en haut à droite sur la Figure IV.6. Une analyse statistique de ces données a permis d'identifier 3 « formes » d'usure dont la combinaison permet de reproduire statistiquement un profil de rail pour un âge et une configuration de voie donnée.

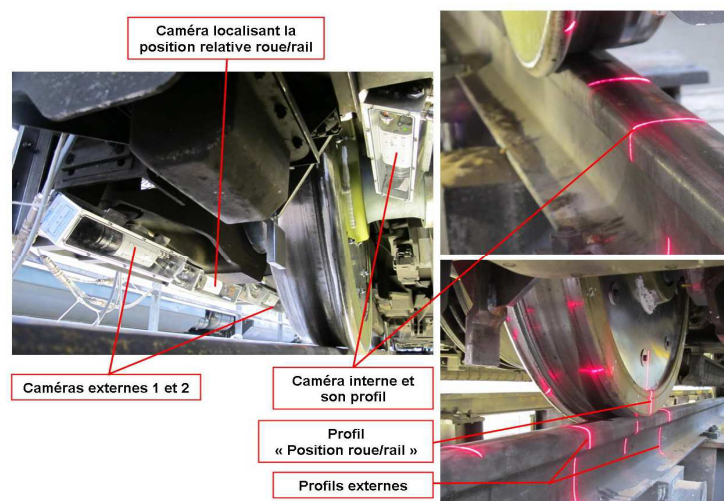


Figure IV.5 – Instrumentations embarquées pour la mesure de profils de rail, Simon (2014).

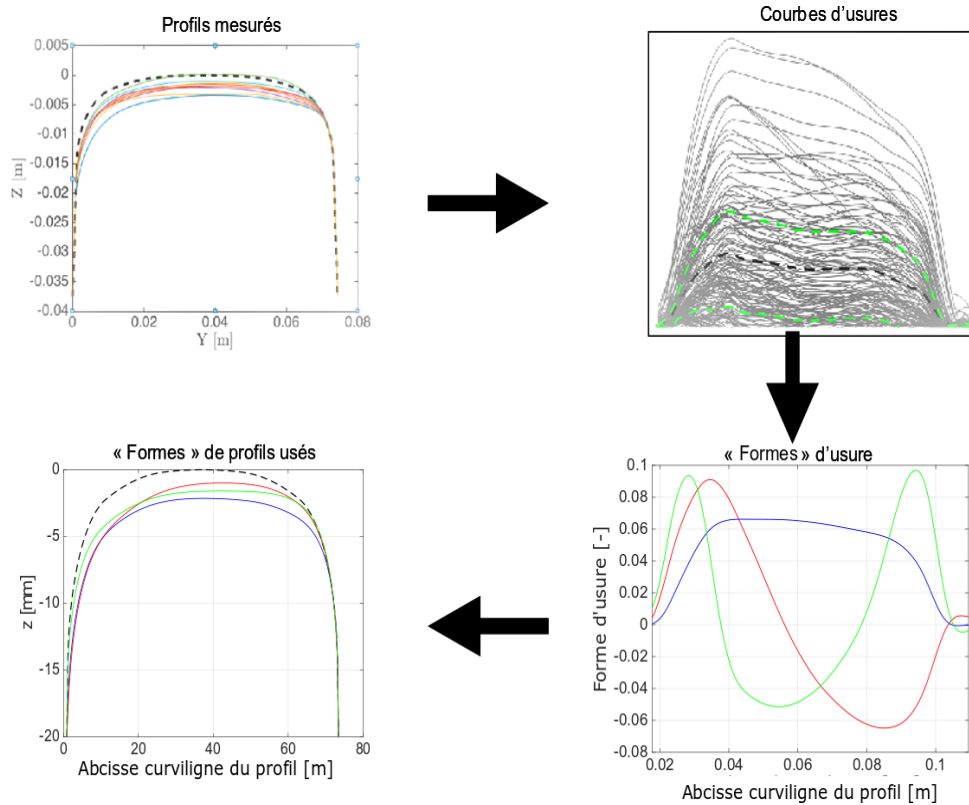


Figure IV.6 – Modélisation statistique de l'usure sur la ligne RER A du réseau RATP, Simon (2016).

L'intérêt d'utiliser ces profils d'usure intermédiaires dans le calcul cyclique du contact roue/rail est double. Cela permet d'une part de vérifier la faisabilité technique d'intégration de l'usure dans le modèle et d'autre part de manipuler les données pour, à terme, servir de point de comparaison avec quelques modèles d'usure.

IV.5. Traitement numérique du profil de rail mesuré

À partir des données collectées par la RATP, nous avons pu obtenir la mesure d'un profil de rail issu d'une configuration de voie équivalente à celle considérée au Chapitre III dédié à l'étude du Head Check (cf. Tableau III.1). Il s'agit en effet d'un rail installé sur la file haute d'une voie en courbe ($R=1000$ m) et les données d'exploitation qui lui sont associées sont listées dans le Tableau IV.1.

Tableau IV.1 – Historique d'exploitation du rail mesuré

Date de pose	Tonnage total au 21/08/2011	Essieux équivalents (18 t/essieu)
22/11/2009	105 000 kt	5 849 365

Ce profil mesuré, représenté en rouge sur la Figure IV.7-(a), est comparé à un profil de rail neuf (tirets noirs) pour montrer l'effet combiné de l'usure et de la déformation plastique sur la géométrie du rail. À partir de cette comparaison, il est possible d'extraire la distribution des variations géométriques du profil suivant la direction transversale au rail. Il s'agit en effet de mesurer la distance entre le profil neuf et le profil de rail usagé pour chacune des positions latérales sur la surface de la tête de rail. Ceci nous permet alors de déterminer la répartition des variations géométriques de la surface du rail en fonction de la position latérale comme on peut le voir sur la Figure IV.7-(b). Les bandes représentées sur les deux graphes ci-dessous correspondent à la partie du rail considérée dans notre modèle éléments finis, c'est-à-dire le quart du champignon contenant le *Gauge Corner*.

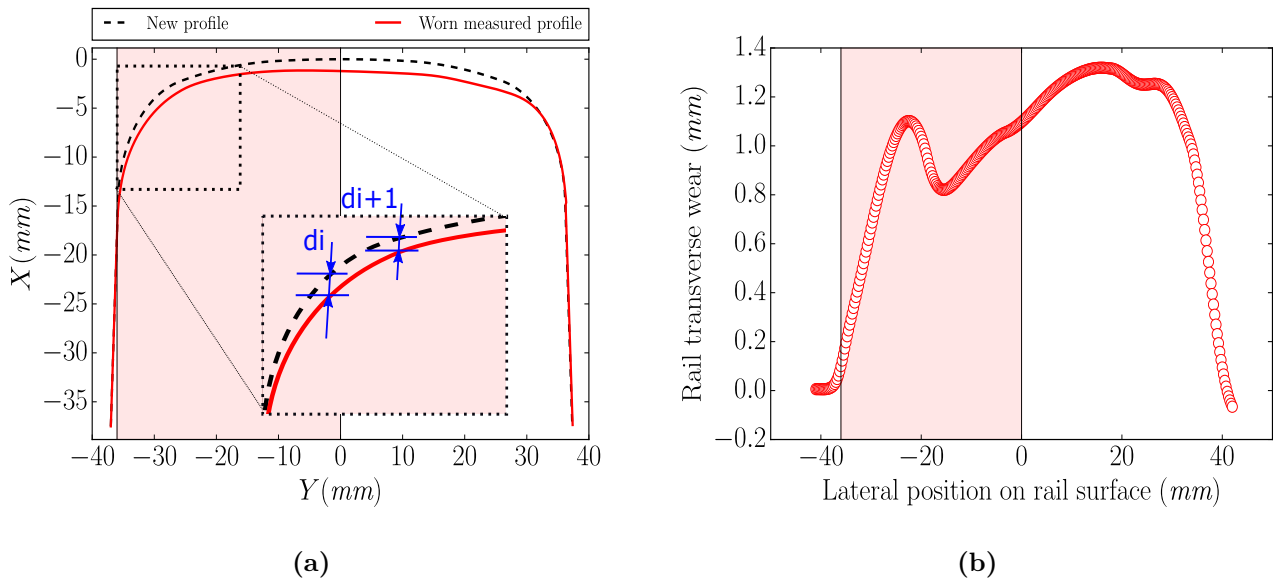


Figure IV.7 – (a) Comparaison d'un profil de rail usé avec un profil de rail neuf et (b) courbe de variations géométriques du rail usagé due à l'usure (différence entre profil neuf et usé).

En l'état, la méthode *RRC*, utilisée dans les deux chapitres précédents, permet l'actualisation du profil de rail en fonction de la déformation plastique par la modification des coordonnées de nœuds définissant le maillage du rail. Il s'agit maintenant d'exploiter cette fonctionnalité en utilisant la courbe des variations géométriques (Figure IV.7-(b)) pour modifier la surface du modèle éléments finis du rail.

Pour faciliter l'implémentation des mesures expérimentales, il convient de les paramétrer à l'aide d'un modèle. L'allure de la courbe représentée sur la Figure IV.7-(b) s'apparente à une sommation de distribution gaussienne. Pour reproduire cette tendance, nous avons alors retenu la formulation du modèle d'un mélange gaussien qui s'écrit comme suit:

$$F(Y) = \sum_{i=1}^n f(i) = A_1 e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{Y-Y_{c1}}{\sigma_1}\right)^2} + A_2 e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{Y-Y_{c2}}{\sigma_2}\right)^2} + \dots + A_n e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{Y-Y_{cn}}{\sigma_n}\right)^2} \quad (\text{IV.3})$$

Il s'agit alors de déterminer la variance (σ_i), la moyenne (Y_{ci}) et l'amplitude (A_i) de chaque gaussienne. Ces paramètres sont optimisés selon un critère de maximum de vraisemblance pour approcher au mieux la distribution recherchée. Une sommation de six gaussiennes a été considérée pour ajuster la courbe expérimentale. Le résultat de cet ajustement du modèle est représenté sur la Figure IV.8 et on peut s'apercevoir que l'erreur reste bornée dans un intervalle de ± 0.05 mm, ce qui est satisfaisant.

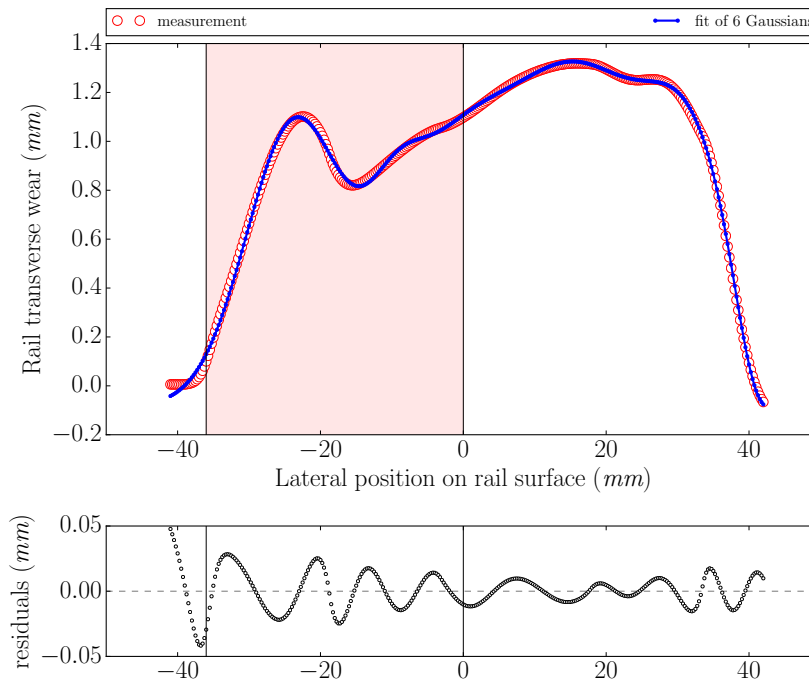


Figure IV.8 – Ajustement du profil d'usure par une loi multi-gaussienne.

La courbe des variations géométriques associée au rail usagé étant paramétrée, l'objectif consiste maintenant à l'intégrer dans le modèle éléments finis. La stratégie retenue consiste à utiliser la formulation multi-gaussienne pour modifier les coordonnées des nœuds positionnés sur la surface du rail. Pour chaque position latérale Y_i sur la surface, le nœud associé se verra déplacé d'une quantité $F(Y_i)$ (définie par l'équation IV.3) selon la direction transversale du rail.

Cependant, le déplacement des nœuds en surface peut être amené à provoquer le chevauchement des mailles en sous-couche. Ainsi, nous avons fait le choix d'effectuer le déplacement des nœuds situés en profondeur de manière homothétique. On applique pour cela, directement sur les nœuds en surface, les amplitudes de déplacement définies par le modèle multi-gaussien. Cependant pour les nœuds situés en sous-couche, ces quantités de déplacement sont réduites linéairement en fonction de la profondeur. Par ailleurs, pour éviter l'altération de la structure topologique du maillage, notamment au niveau du *Gauge Corner*, les déplacements appliqués en surface sont décomposés par projection sur les lignes de nœuds normales à la surface. Ce sont ces composantes de déplacements

qui sont utilisées pour actualiser les coordonnées des nœuds en sous-surface. La Figure IV.9 illustre cette méthode de modification de la surface du rail à partir de la mesure d'un profil de rail effectuée sur site. Ces modifications géométriques sont réalisées sur l'ensemble des sections constituant le modèle éléments finis du rail, ce qui veut dire que l'usure est considérée homogène selon la direction longitudinale du rail.

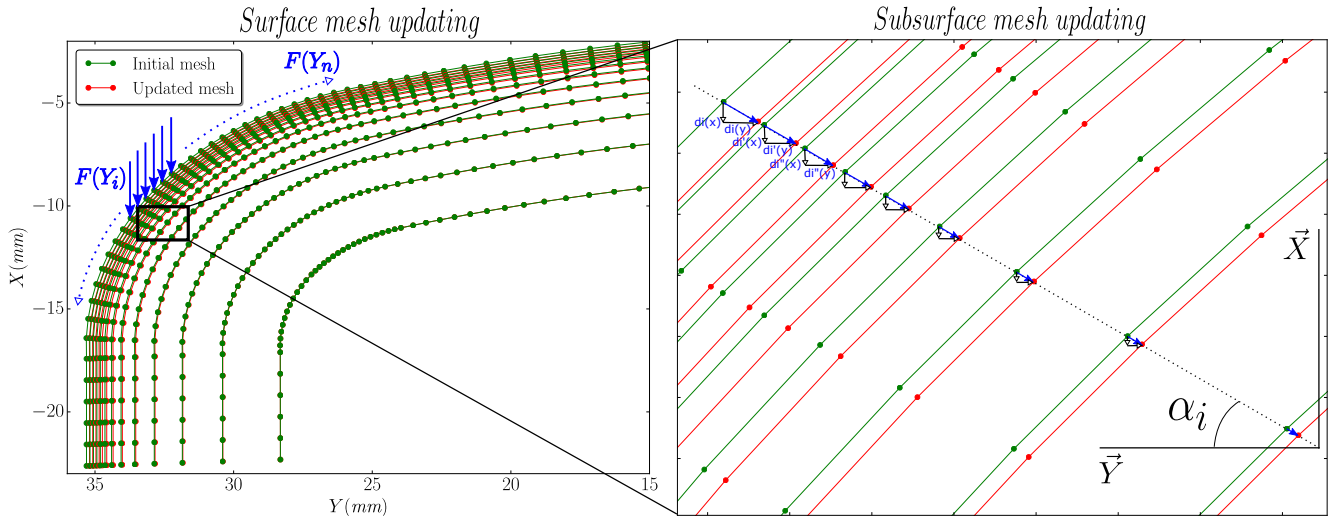


Figure IV.9 – Méthode d'actualisation des coordonnées de nœuds sur une section du modèle de rail.

IV.6. Application

L'implémentation de profils de rails mesurés pour le calcul du contact roue/rail est communément employée dans les codes de dynamique ferroviaire tels que SIMPACK (Gerl *et al.* (1999)) ou VOCOLIN (Chollet *et al.* (2013)). Cela permet notamment de réduire la surestimation de la sollicitation de contact considérant une configuration de contact conforme initiale, qui conduit à des niveaux de pressions trop élevés dans le cas de d'un calcul élastique en géométrie neuve. Cette stratégie est utilisée pour réduire le calcul de sollicitation au contact, largement surévaluée lors d'un calcul élastique en géométrie neuve. Les profils mesurés cumulent déformation plastique et usure. Nous avons montré dans le Chapitre II comment simuler de manière réaliste un profil déformé plastiquement et son importance sur la sollicitation. Il s'agit de considérer l'effet cumulé de l'usure en introduisant un profil mesuré après un nombre de roues très élevé.

À travers le Chapitre III, nous avons pu montrer que la surface du rail atteint des états d'accommodation plastique favorisés par l'atténuation et la saturation de la sollicitation de contact avec l'accumulation de la plasticité. Notre objectif est de montrer si cette tendance est toujours vérifiée si on « superpose » l'usure à la déformation plastique.

Pour ce faire, la stratégie que nous proposons consiste en premier lieu à modifier un rail neuf à l'aide du modèle multi-gaussien, de façon à ce que l'on obtienne le profil du rail mesuré comme géométrie initiale. Puis nous considérons comme état mécanique initial du rail les réponses rési-

duelles –contraintes, déformations plastiques et variables d’écrouissage– déterminées à l’issue du 70^{ème} passage de roue. Il est certain que la méthode *RRC* ne peut nous permettre d’atteindre le niveau de tonnage cumulé sur le rail usagé. Cependant, nous avons pu montrer que l’écoulement plastique à la surface du rail venait à se stabiliser. Nous émettons donc l’hypothèse que la réponse dans la configuration déformée après 70 cycles est stabilisée, autrement dit qu’elle ne devrait plus évoluer si on applique des cycles de chargement supplémentaires. La stratégie que nous proposons est de modifier la géométrie en surface, suivant l’usure cumulée, en conservant le niveau de déformation plastique du dernier cycle de la configuration initiale. Même si elle n’est pas forcément réaliste, car il y a interaction continue de l’usure et de la zone déformée plastiquement, l’objectif est d’analyser l’effet d’une modification géométrique cumulée sur la sollicitation de contact et sur la réponse cyclique.

IV.6.1. Effet de l’usure cumulée sur la distribution des champs de pression de contact

Sur la Figure IV.10 sont représentés trois profils de rail utilisés dans le modèle éléments finis développé dans le Chapitre III. Le profil noir correspond au profil de rail neuf (60E1) qui a été utilisé pour définir la géométrie initiale du rail dans le cadre de l’étude portant sur les conditions de formation du Head Check. Le profil rouge a été obtenu à l’issue de 70 passages de roue réalisés par la méthode *RRC*. Quant au profil bleu (repéré *Cycle 71** sur la Fig. IV.10), il correspond au profil de rail neuf (en noir) modifié par la formulation multi-gaussienne considérant l’usure cumulée. Le zoom porté sur la zone supérieure du *Gauge Corner*, montre que le profil bleu est considérablement réduit à la cote en comparaison avec les deux autres profils. Cependant, si on compare le profil bleu au profil de rail neuf, on constate que malgré son importante évolution géométrique le profil du rail usé conserve en cette zone un rayon de courbure comparable à celui du rail neuf. Ceci, tandis que le profil rouge, prédit par la méthode *RRC* après 70 cycles de chargement est davantage aplani, ce qui laisse supposer une surface de contact plus importante. Si on s’intéresse maintenant à la zone du *Gauge Shoulder* (i.e., $Y \in [10, 25 \text{ mm}]$), on remarque que le profil mesuré (en bleu) est nettement moins convexe en comparaison avec les autres profils, ce qui laisse sous-entendre que cette zone est potentiellement une zone de contact.

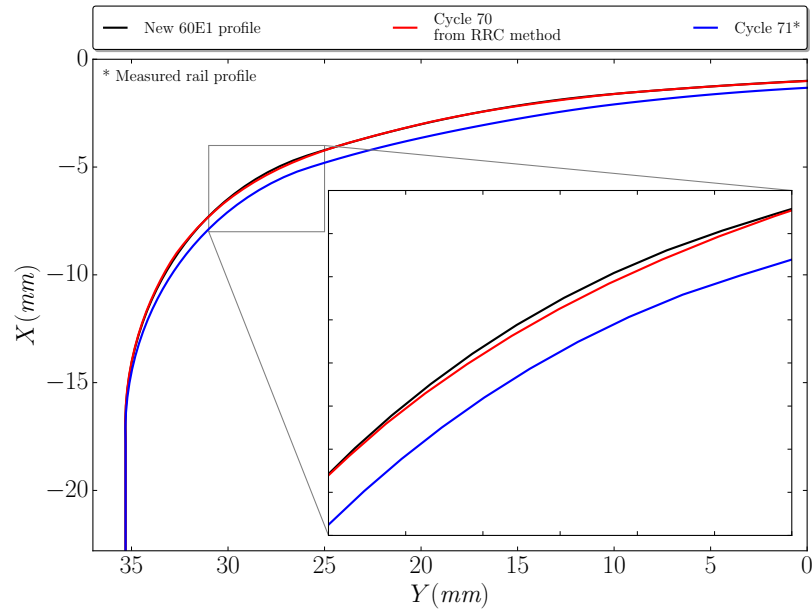


Figure IV.10 – Comparaison du profil mesuré « usé » implémenté (bleu) avec un profil neuf (noir) et le profil déformé plastiquement par la méthode RRC à l'issue de 70 passages de roue (rouge).

Conformément à la stratégie proposée, nous avons considéré le profil bleu (*Cycle 71**) à titre de géométrie initiale et grâce à la méthode RRC, 30 passages de roue répétés sont réalisés. Le comportement de la roue a été défini purement élastique, ce qui nous place dans le cas de la configuration extrême du passage répété d'une roue neuve. Concernant le rail, son comportement est décrit par le modèle élasto-plastique à écrouissage cyclique mixte déjà utilisé aux Chapitres II et III. La particularité ici est que les variables d'état attribuées initialement au rail correspondent à celles déterminées au cycle 70.

La Figure IV.11 représente la répartition des maxima de la pression de contact en fonction de la position latérale sur la surface du rail. Les courbes en couleurs claires correspondent aux champs de pression calculés au chapitre précédent pour lequel seule la plasticité était prise en compte. Il s'agit en effet de distributions associées au cycle 1 (en vert clair) et au cycle 70 (en rouge clair). Les courbes en bleu et en magenta sont associées aux premier (*Cycle 71**) et dernier (*Cycle 100**) cycles de chargement supplémentaires appliqués sur le rail dont la surface a été modifiée à l'aide du profil mesuré. Si on s'intéresse à la réaction au contact consécutive à cette modification géométrique (courbe en bleu), on remarque qu'il subsiste encore deux zones de contact mais que l'une d'entre elles est particulièrement déportée vers l'axe médian du rail en comparaison à la distribution de pression associée au cycle 1 (en vert clair). La raison de ce déport est illustrée sur la Figure IV.12. En effet, on peut voir que pour la configuration de voie considérée (cf. Tableau III.1), l'interaction entre une roue élastique et le rail usé laisse apparaître un ajour qui entraîne une situation de double contact. Ce jeu est plus important qu'avec un couple de profils de roue/rail neufs (Figure IV.13), car la surface du rail usé est aplanie au niveau du *Gauge Shoulder* (i.e., rayon de 80 mm sur le profil théorique).

Au niveau du *Gauge Corner* (i.e., $Y \in [25, 35 \text{ mm}]$), la conformité du contact entre la roue et le

rail mesuré est plus importante que dans le cas du couple de profils neufs. On peut s'en convaincre sur la Figure IV.11 où la base du pic de pression est plus large, indiquant ainsi une zone de contact plus importante. Le niveau de pression sur cette zone de contact est sensiblement inférieur à celui observé pour l'interaction des profils neufs. Pourtant, vu le tonnage cumulé par le rail mesuré (cf. Tableau IV.1), on pourrait s'attendre à ce que sa surface active ait atteint une géométrie d'équilibre favorisant l'atténuation de la sollicitation de contact grâce à l'action combinée de l'usure et de la déformation plastique. Or on constate que le chargement en surface reste sévère, supérieur à celui déformé plastiquement. L'usure va plutôt dans le sens de sévérer la sollicitation du côté du *Gauge Corner*, au contraire de la plasticité.

Après avoir effectué les 30 cycles de chargement supplémentaires sur le rail usé, on remarque, sur la courbe en magenta, que le niveau de pression dans la zone du congé actif a considérablement diminué jusqu'à un niveau relativement proche de celui associé au Cycle 70. De plus, la deuxième aire de contact localisée sur la partie centrale du rail a vu sa taille augmenter sous l'effet de la plasticité.

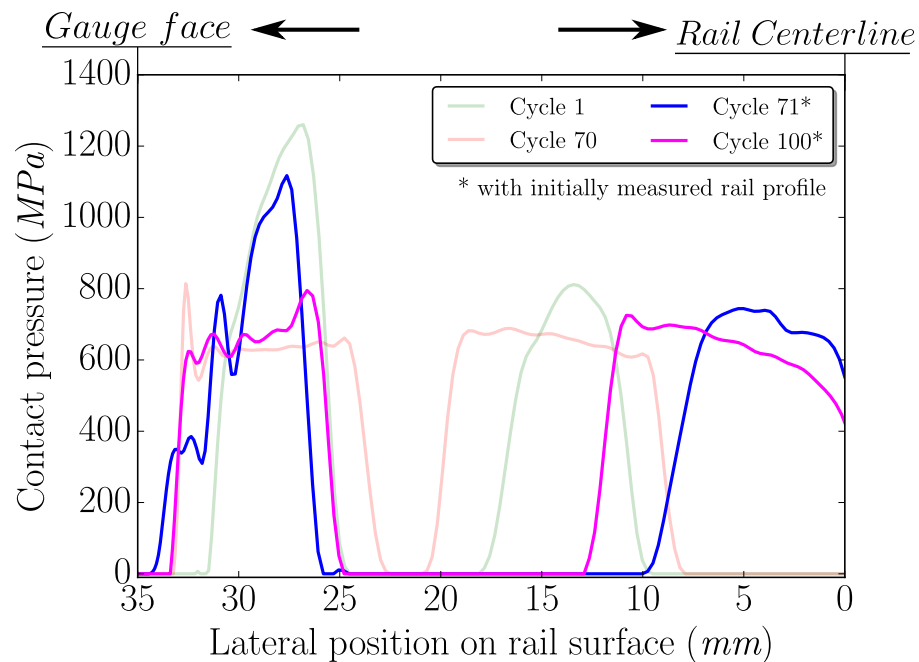


Figure IV.11 – Comparaison du champ de pression associé au profil mesuré implémenté (bleu) avec celui associé à un profil neuf (vert) et celui associé à un profil prédit par la méthode RRC à l'issue de 70 passages de roue.

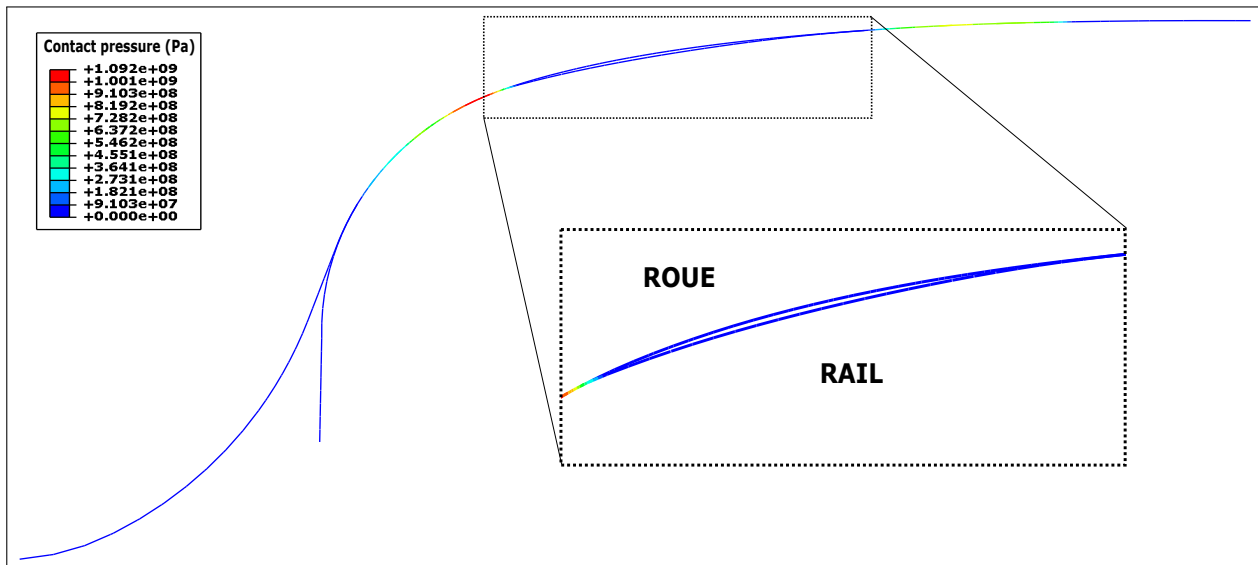


Figure IV.12 – Interaction d'une roue élastique S1002 avec le rail 60E1 lors du premier passage de roue consécutif à l'implémentation du profil de rail mesuré (Cycle 71*).

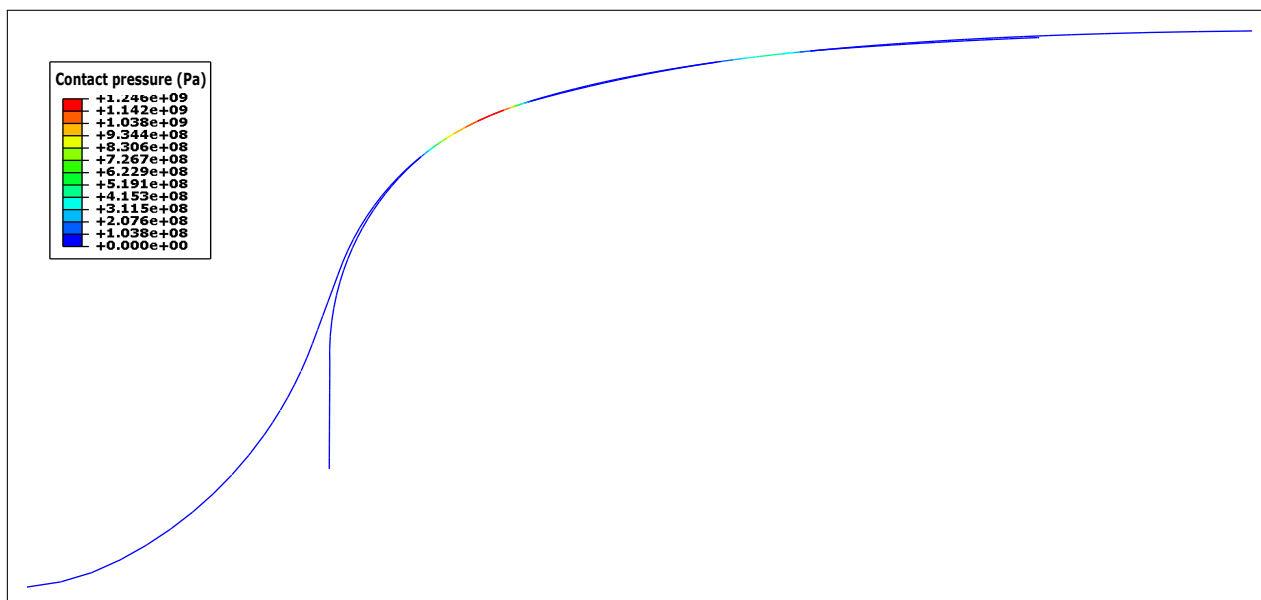


Figure IV.13 – Interaction d'une roue élastique S1002 avec le rail neuf 60E1 (Cycle 1).

L'implémentation du profil de rail mesuré affecte également la distribution et l'intensité des efforts de cisaillement en surface. Sur les Figures IV.14-(a) et IV.14-(b) sont représentées respectivement les évolutions des efforts latéraux et longitudinaux appliqués au nœud le plus sollicité sur la surface du *Gauge Corner* (i.e., à $Y = 27$ mm de l'axe médian du rail). Sur l'intervalle de cycles $[1, 70]$, on retrouve les courbes d'efforts de cisaillement déjà présentées au Chapitre précédent correspondant à 70 passages de roue élastique sur un profil théorique de rail. La bande bleue représente les 30

cycles supplémentaires effectuées sur le rail modifié à l'aide d'un profil mesuré. On constate que consécutivement à la modification géométrique du rail, les efforts tangentiels diminuent en intensité et plus particulièrement celui associé à la direction latérale. Pour les cycles suivants, on remarque que le niveau de l'effort latéral reste relativement faible et constant tandis que la composante longitudinale croît considérablement puis sature à une valeur avoisinant 150 N. Ainsi la résultante de l'effort tangentielle est principalement orientée selon la direction de circulation de la roue, ce qui a pour effet de sévérer le cisaillement sur la surface de contact comme l'a démontré Ma *et al.* (2016) en considérant différentes conditions de glissement dans le cas d'essais bi-disques.

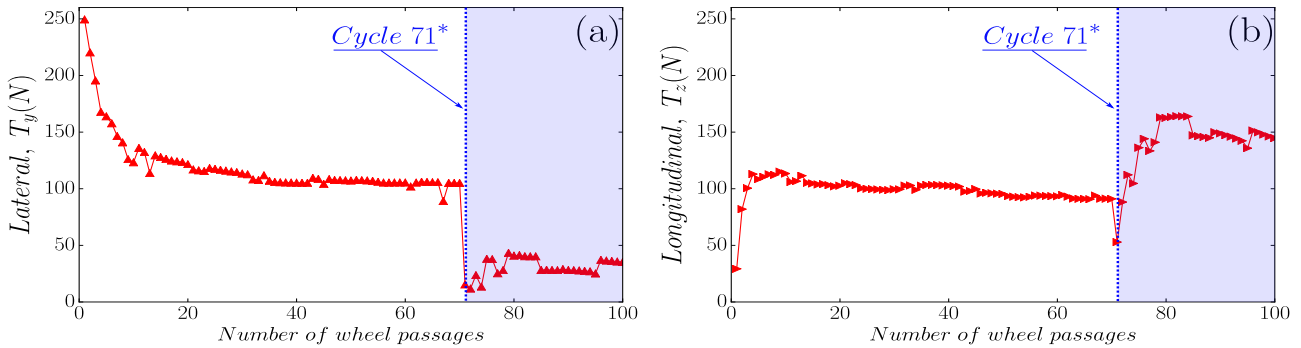


Figure IV.14 – Évolution des efforts tangentiels au nœud le plus sollicité sur le Gauge Corner : (a) effort latéral T_y et (b) effort longitudinal T_z .

Sur la Figure IV.15 sont représentés les champs des efforts de cisaillement résultants déterminés dans la zone du congé actif au cycle 30 (repéré (a)) et au cycle 100* (repéré (b)). Le premier constat est que dans le cas où seule la plasticité est considérée (Figure IV.15-(a)), la zone de contact est plus étendue et les efforts de cisaillement sont moins concentrés en comparaison avec la distribution associée au profil de rail mesuré. Ceci montre que contrairement à la déformation plastique, l'usure ne contribue pas forcément à l'atténuation du niveau de sollicitation. Bien que la charge normale ait considérablement diminuée à l'issue des 30 cycles supplémentaires appliquées (cf. Figure IV.11), il n'en est pas de même pour le chargement tangentielle, et plus particulièrement pour la composante longitudinale qui, elle, a augmenté (Figure IV.15).

Cette augmentation des efforts tangentiels peut être associée à la considération du profil de roue neuf. Lewis et Olofsson (2009) ont montré que les roues neuves favorisent l'occurrence du double-contact sur la surface du rail. Cela a pour effet d'augmenter les taux d'usure en raison d'importants glissements longitudinaux générés par la différence du rayon de roulement entre les deux zones de contact, écart qui est d'ailleurs plus important pour le couple roue neuve/rail mesuré (cf. Figures IV.12 - IV.13).

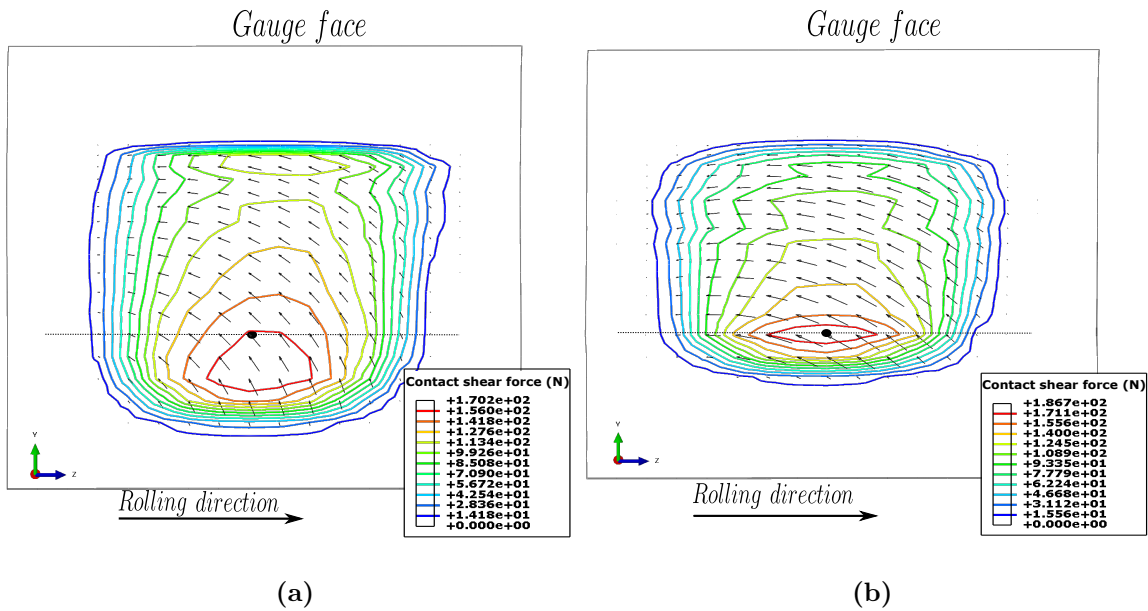


Figure IV.15 – Vue de dessus des champs d'efforts résultants de cisaillement appliqués sur le Gauge Corner: (a) au Cycle 30 (i.e., 30 passages de roue sur une géométrie de rail définie initialement selon le profil théorique 60E1 et (b) au Cycle 100* (i.e., après 30 cycles supplémentaires effectués sur le rail au profil mesuré).

Il est maintenant intéressant, dans la section suivante, de mesurer l'impact de cette évolution de la sollicitation de contact sur la réponse cyclique du rail.

IV.6.2. Effet de l'usure cumulée sur la réponse cyclique du rail

Nous rappelons que pour cette étude, le rail s'est vu attribuer un état mécanique stabilisé déterminé à l'issue de 70 passages de roue élastique sur un rail élasto-plastique initialement défini avec un profil théorique. Ce profil est ensuite modifié puis 30 cycles supplémentaires sont appliqués. Les Figures IV.16 - IV.18 représentent les réponses du rail au niveau du Gauge Corner soumis à l'histoire du chargement décrit à la section précédente.

La Figure IV.16-(a) correspond aux boucles contrainte-déformation plastique évoluant selon la direction normale, \vec{x} . La réponse associée aux 70 premiers cycles appliqués atteint un niveau maximal de déformation plastique porté à 4%. On constate que l'amplitude de la contrainte et ainsi que celle de la déformation plastique sont considérablement réduites, indiquant l'atteinte d'un état mécanique qui tend à se stabiliser. À la suite de la modification géométrique du rail ($\varepsilon_{p_{XX}} > 4\%$), on remarque que le niveau de contrainte s'amplifie. Par conséquent, l'écoulement plastique est à nouveau possible comme on peut le voir sur la Figure IV.16-(b) qui correspond à l'évolution de la déformation plastique en fonction du nombre de cycles appliqués, mettant en évidence l'accumulation de la déformation plastique. Durant les 20 premiers cycles, l'amplitude de la contrainte reste relativement constante puis cette dernière diminue progressivement pour les

cycles subséquents. Ceci favorise la réduction de l'accumulation de la déformation plastique, et finalement l'atteinte d'une réponse stabilisée qui s'apparente à un état d'adaptation élastique.

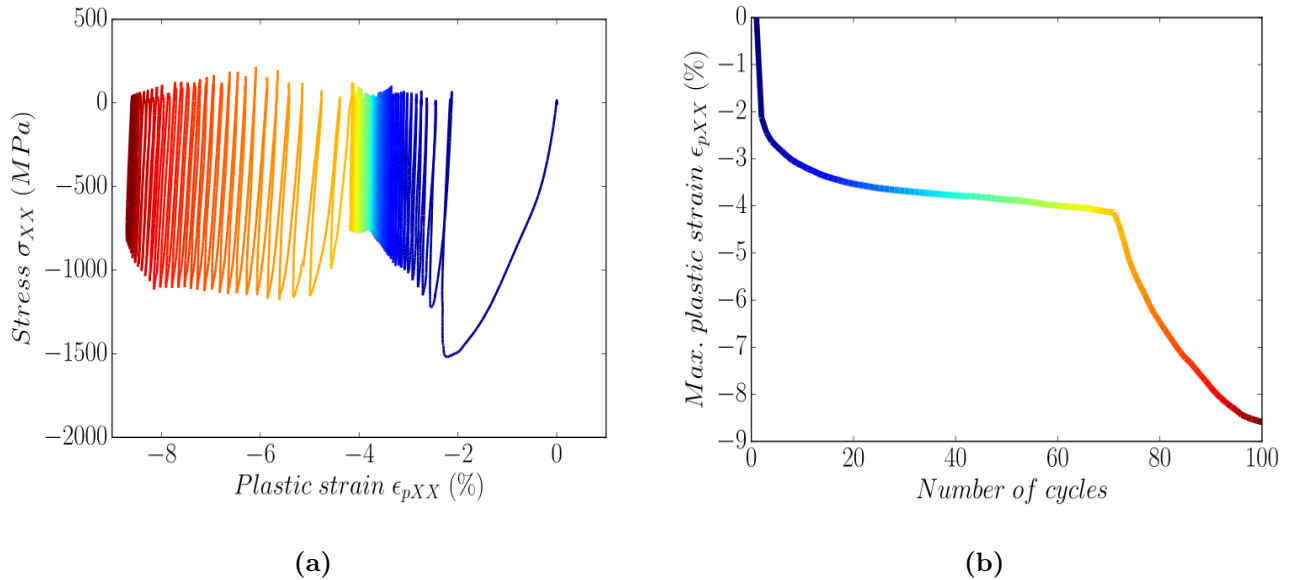


Figure IV.16 – (a) Boucles contrainte-déformation plastique au point matériel le plus sollicité sur le Gauge Corner selon la direction normale au rail et (b) évolution de la déformation plastique maximale, selon la direction normale au rail, en fonction du nombre de cycles appliqués.

Nous avons vu à la Figure IV.10 que le profil mesuré avait conservé, au niveau du congé actif, un rayon de courbure comparable à celui d'un profil de rail neuf. Ainsi, le contact entre le congé et le pied de boudin de la roue, entraîne sur le rail mesuré, la présence d'un pic de pression (cf. Cycle 71*, Figure IV.11) dont le niveau se rapproche de celui associé à un rail au profil neuf. De plus, le rail mesuré étant pourvu initialement d'un pré-écrouissage, l'accumulation de la déformation plastique est moindre, notamment durant les premiers cycles en comparaison avec la première phase du chargement (i.e., 70 passages de roue). L'augmentation de la conformité du contact due à la plasticité survient tardivement, ce qui explique le niveau relativement constant et sévère de la contrainte normale.

La Figure IV.17-(a) correspond aux boucles contrainte-déformation plastique évoluant suivant la direction longitudinale, \bar{z} . Ces réponses correspondent essentiellement à la réaction du rail soumis aux efforts de traction de la roue. À l'issue des 70 premiers passages de roue, la déformation plastique sature à hauteur de 0.4% et le rail atteint, au point matériel considéré, un état d'accommodation plastique. Une fois le profil modifié, on remarque que l'amplitude de la contrainte augmente considérablement. L'écoulement plastique est alors relancé puis au terme des 30 cycles supplémentaires, on retrouve un état d'accommodation plastique. Cette augmentation de l'amplitude de la contrainte peut être directement associée aux efforts tangentiels et plus particulièrement à la composante longitudinale qui, nous l'avons vu, devient prépondérante à la suite de la modification géométrique du rail.

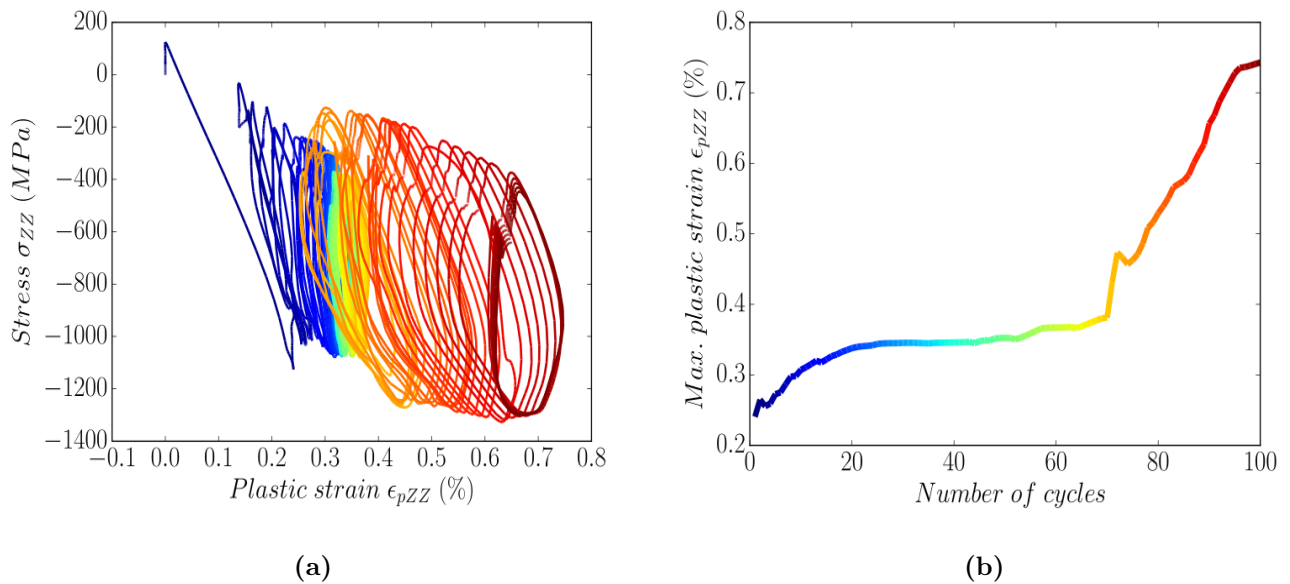


Figure IV.17 – (a) Boucles contrainte-déformation plastique au point matériel le plus sollicité sur le *Gauge Corner* selon la direction longitudinale au rail et (b) évolution de la déformation plastique maximale, selon la direction longitudinale du rail, en fonction du nombre de cycles appliqués.

Concernant le cisaillement s'exerçant dans le plan longitudinal du rail (Figure IV.18), nous avons vu à travers le Chapitre III que durant les 70 premiers passages de roue, le *Gauge Corner* est d'abord soumis à des cycles de contraintes alternées asymétriques. Puis progressivement, le chargement évolue en cycles répétés en traction qui favorisent le développement d'une contrainte moyenne non-nulle positive. Au terme de cette première séquence de sollicitation, on observe une boucle d'hysteresis fermée qui laisse sous-entendre l'atteinte d'un état d'accommodation plastique. Après la modification du rail, la deuxième séquence de chargement débute avec des cycles répétés en traction qui évoluent très vite en cycles alternés asymétriques. On peut alors remarquer que la contrainte minimale diminue progressivement au fil des cycles appliqués jusqu'à devenir négative. Cela a pour effet d'abaisser le niveau de la contrainte moyenne et par conséquent, l'accumulation de la déformation plastique tend à diminuer également. Sur la Figure IV.18-(b), on peut voir qu'à la fin de la dernière séquence de chargement, la déformation plastique ne sature pas et tend à évoluer davantage vers une valeur stabilisée plus élevée ou tendant vers un phénomène de rochet.

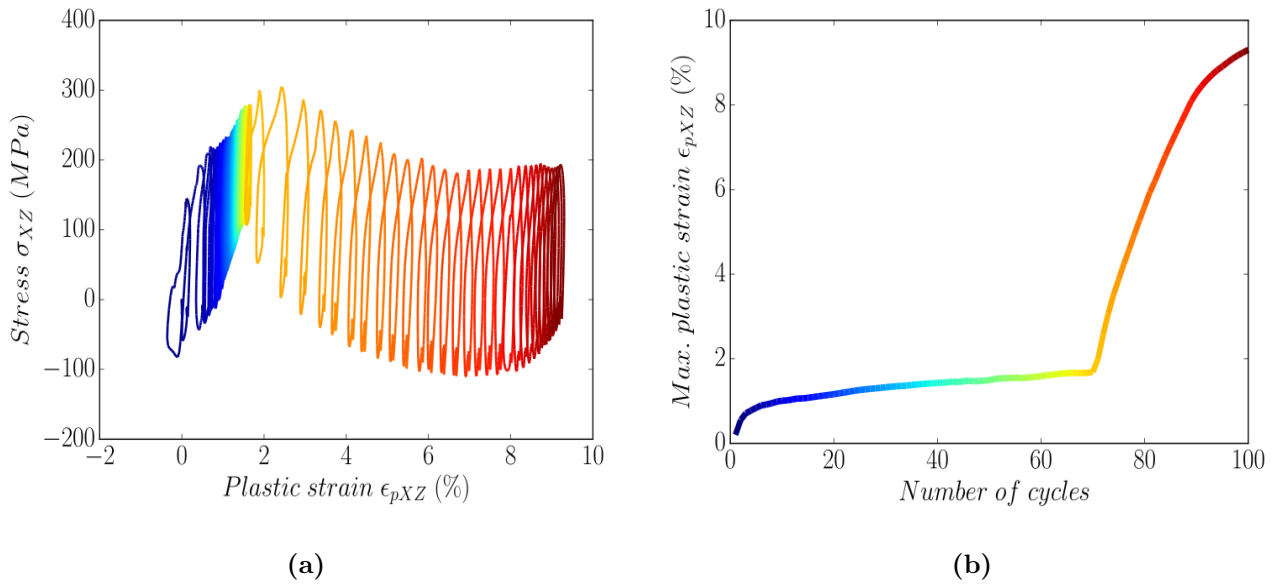


Figure IV.18 – (a) Boucles contrainte-déformation plastique au point matériel le plus sollicité sur le Gauge Corner en cisaillement selon le plan longitudinal du rail et (b) évolution de la déformation plastique maximale en cisaillement, selon le plan longitudinal du rail, en fonction du nombre de cycles appliqués.

Ces résultats montrent à quel point la géométrie de la surface active du rail peut avoir un impact majeur sur les réponses cycliques. En considérant un profil de rail usé, on pourrait s'attendre à ce que les niveaux de sollicitation soient considérablement atténués. Pourtant, les résultats montrent que les pressions de contact restent relativement proches de celles obtenues en considérant initialement un couple roue/rail neuf. De plus, il s'est avéré que la force tangentielle longitudinale, liée à la traction de la roue, s'amplifie au niveau du Gauge Corner. Par conséquent, cette évolution de la sollicitation de contact a des répercussions majeures sur la réponse cyclique du rail avec notamment l'augmentation de l'amplitude des contraintes qui provoque à nouveau l'écoulement plastique pour un état mécanique initialement accommodé.

IV.7. Bilan du chapitre

Ce chapitre avait pour objectif principal la mise en évidence de l'effet du phénomène d'usure sur la fatigue de contact de roulement, dans le cadre de la problématique du contact roue/rail, il est admis que ce phénomène survient en interaction avec l'endommagement par fatigue. Les modèles généralement considérés pour prédire les mécanismes d'usure du rail correspondent à des approches phénoménologiques utilisées pour estimer une évolution de profil à grand nombre de cycles. Cependant, ces modèles sont identifiés sur la base d'essais qui sont très éloignés de la réalité du contact roue/rail. Ces derniers sont donc utilisés essentiellement d'un point de vue qualitatif.

La modélisation que nous avons proposée a été motivée par la possibilité de modifier la géométrie du profil de rail grâce à la méthode *RRC*. Ainsi pour intégrer l'usure dans nos simulations du

contact roue/rail répété, nous avons opté pour une stratégie « inverse » visant à implémenter dans notre modèle la géométrie d'un rail sujet à de l'usure afin d'en mesurer l'effet sur la sollicitation de contact et sur l'érouissage cyclique du rail. Ce profil, fourni par la RATP, a été comparé à une géométrie de rail neuf pour en tirer des variations géométriques. La courbe d'usure obtenue a été paramétrée à l'aide d'un modèle multi-gaussien qui permet alors de modifier la surface du rail dans le modèle éléments finis.

La configuration de voie associée au rail mesuré est équivalente à celle considérée au chapitre précédent. Pour se rendre compte de l'effet de l'usure sur la réponse cyclique du rail, nous avons fait le choix d'attribuer comme état initial au rail usé, les champs mécaniques résiduels déterminés via la méthode *RRC* pour 70 passages d'une roue élastique sur un rail initialement neuf. Selon les conditions précédemment mentionnées, 30 cycles de chargement supplémentaires sont appliqués sur le rail usé. Les résultats obtenus révèlent les points suivants :

- Effet de l'usure sur les conditions de contact
 - En comparaison avec un profil neuf, certaines zones à courbure sur le profil du rail usé sont nettement plus aplanies et plus particulièrement celle du *Gauge Shoulder* (i.e., zone du rayon à 80 mm). Cependant, dans la zone du congé actif, la courbure reste comparable à celle d'un profil de rail neuf. L'association du profil de rail usé au profil de roue théorique S1002, pour la configuration de voie considérée, entraîne le maintien d'une situation de double contact : l'un sur le congé actif et l'autre à proximité de l'axe médian du rail.
 - On cherche généralement à éviter cette situation de contact qui a pour effet d'augmenter le taux d'usure au niveau du congé. En effet, la différence des rayons de contact accentue le spin et par conséquent, les forces longitudinales au niveau du *Gauge Corner* sont amplifiées. Il s'agit là d'un phénomène que l'on a pu mettre en évidence à l'aide de notre modèle. En effet, avec le profil usé, on atténue sensiblement la charge normale au contact. Par contre, durant les 30 cycles supplémentaires appliqués, l'effort tangentiel longitudinal est davantage concentrée au niveau *Gauge Corner* et augmente de manière significative.
- Effet de l'usure sur les réponses cycliques du rail
 - Bien que l'état élasto-plastique du rail usé ait été au préalable défini stabilisé, dès le début de la deuxième séquence de chargement, un regain de la déformation plastique est observé durant les cycles supplémentaires appliqués. De manière générale, les amplitudes des contraintes appliquées à la suite de la modification géométrique du rail deviennent plus importantes, ce qui favorise l'écoulement plastique. Néanmoins, pour les composantes axiales (normale et longitudinale), des états stabilisés sont à nouveau atteints tandis que pour le cisaillement, la réponse observée ne l'est pas, nécessitant plus de cycles pour savoir s'il le sera.

Ces résultats montrent que, sous les hypothèses retenues, l'usure n'a pas forcément un effet bénéfique sur l'intensité et la répartition de la charge au contact, notamment dans le cas d'un contact non-conforme entre une roue neuve et un rail usé. Les efforts tangentiels, très localisés dans la zone du congé actif et principalement orientés selon la direction de roulement, ont pour effet d'amplifier la déformation plastique, déjà identifiée dans le Chapitre III, comme pouvant être à l'origine de l'amorçage de fissures. Le résultat avec usure renforce ce point.

Il convient de noter tout de même certaines limites à notre approche. Tout d'abord le changement de géométrie, issu de l'usure est introduit après un cycle de vie du rail important, ce qui n'est pas le cas de la déformée plastique. Néanmoins cela ne remet pas en cause le maintien de la sévérité de la sollicitation avec le profil usé. Une amélioration serait d'introduire l'actualisation des champs mécaniques résiduels selon un véritable critère d'usure qui reste à déterminer. Par ailleurs, par enlèvement de matière due à l'usure, d'éventuelles fissures être supprimées. L'usure peut en cela permettre l'atténuation de l'endommagement par fatigue en surface. Cependant, on peut penser que l'évolution du profil est suffisamment lente au regard de la fissuration. Une comparaison du nombre de cycles avant amorçage et de la vitesse de d'évolution du profil serait sur ce point pertinente.

L'approche que nous proposons a permis de mettre en évidence les effets de l'évolution de la géométrie du rail sur les conditions de contact et les charges associées. Par ailleurs, elle pourrait ouvrir la voie à d'autres études sur la géométrie du profil de rail visant à réduire la sollicitation de contact, l'évaluation de l'impact d'opérations de meulage sur les conditions de contact lord des stratégies de reprofilage.

Bibliographie

- J. ARCHARD : Contact and rubbing of flat surfaces. *Journal of applied physics*, 24(8):981–988, 1953. (citée p. 125)
- J.F. ARCHARD : Wear theory and mechanisms. *Wear control handbook*, 58, 1980. (citée p. 125)
- Hugues CHOLLET, Michel SÉBÈS, Jean Louis MAUPU et Jean Bernard AYASSE : The voco multi-body software in the context of real-time simulation. *Vehicle System Dynamics*, 51(4):570–580, 2013. (citée p. 131)
- P. CLAYTON : Tribological aspects of wheel-rail contact : a review of recent experimental research. *Wear*, 191(1-2):170–183, 1996. (citée p. 125)
- G. DONZELLA, M. FACCOLI, A. GHIDINI, A. MAZZU et R. ROBERTI : The competitive role of wear and rcf in a rail steel. *Engineering Fracture Mechanics*, 72(2):287–308, 2005. (citée p. 122)
- J. GERL, H. KAPROLAT et L. MAUER : The manchester benchmarks : Simpack statement of methods. *Vehicle system dynamics*, 31:78–84, 1999. (citée p. 131)
- S. JAHANMIR, N.P. SUH et E.P. ABRAHAMSON : Microscopic observations of the wear sheet formation by delamination. *Wear*, 28(2):235–249, 1974. (citée p. 125)
- I.V. KRAGELSKY, M.N. DOBYCHIN et V.S. KOMBALOV : *Friction and wear : calculation methods*. Elsevier, 2013. (citée p. 124)
- R. LEWIS et U. OLOFSSON : *Wheel-rail interface handbook*. Woodhead Publishing Limited, 2009. (citée p. 136)
- L. MA, C.G. HE, X.J. ZHAO, J. GUO, Y. ZHU, W.J. WANG, Q.Y. LIU et X.S. JIN : Study on wear and rolling contact fatigue behaviors of wheel/rail materials under different slip ratio conditions. *Wear*, 366:13–26, 2016. (citée p. 136)
- S.H. MAI : *Étude de dégradation des voies ferrées urbaines*. Thèse de doctorat, Université Paris-Est, 2011. (citée p. viii, 125)
- E. RABINOWICZ : Friction and wear of materials. 1965. (citée p. 125)
- J.W. RINGSBERG : Shear mode growth of short surface-breaking rcf cracks. *Wear*, 258(7):955–963, 2005. (citée p. 122)

- S. SIMON : *De la dynamique ferroviaire à l'accommodation microstructurale du rail – Contribution des TTS à la réponse tribologique des aciers – Cas du défaut de squat*. Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2014. (citée p. viii, 126, 127)
- S. SIMON : Définition et formulation du modèle d'usure. Livrable ADEME 3.3-c – projet cervifer – certification virtuelle pour le ferroviaire, 2016. (citée p. viii, 128)
- W.R.A. TYFOUR : *Interaction between wear and rolling contact fatigue in pearlitic rail steels*. Thèse de doctorat, University of Leicester, 1995. (citée p. 123)
- O. VARGOLICI, P. MERINO, A. SAULOT, J. CAVORET, S. SIMON, F. VILLE et Y. BERTHIER : Influence of the initial surface state of bodies in contact on the formation of white etching layers under dry sliding conditions. *Wear*, 366:209–216, 2016. (citée p. 126)

Conclusions et perspectives

Bilan et conclusions

La fatigue de contact de roulement (FCR) des rails représente un sujet de préoccupation industrielle majeur pour la maintenance du réseau ferroviaire français et européen avec notamment l'augmentation progressive des chargements transportés. L'amorçage de fissures lié au cumul de la déformation plastique sur la surface du rail et leur propagation en profondeur mettent en jeu des phénomènes à l'échelle de la microstructure qui peuvent entraîner à l'échelle macroscopique des écaillages de surface ou même conduire brutalement à la ruine de rails en cours d'exploitation. Avant de pouvoir mettre en place des stratégies préventives, il est nécessaire de mieux comprendre et d'expliquer les mécanismes qui conduisent à la dégradation rapide des nuances de rails actuellement en service sur le réseau ferroviaire.

Dans la littérature, la sollicitation du contact roue/rail est généralement estimée à l'aide de modèles basés sur la considération de comportements purement élastiques et dans le cas d'une étude de prédiction de la réponse cyclique du rail, ces conditions de chargement sont maintenues constantes et périodiques. Il s'agit là de cas de figure qui conduisent inévitablement à la surestimation de la sollicitation. C'est dans ce contexte que les objectifs principaux des travaux de thèse présentés dans ce manuscrit ont été définis. Notre étude repose en effet sur le développement d'un modèle numérique du contact roue/rail visant à décrire de manière réaliste le caractère évolutif de la sollicitation du contact roue/rail en prenant en compte la plasticité et le phénomène d'usure.

L'approche que nous proposons a été présentée dans le Chapitre II. En effet, un modèle éléments finis tridimensionnel du contact roue/rail a été développé pour le calcul de pression de contact. Afin de valider ce modèle numérique, nous avons effectué des comparaisons de nos résultats avec ceux issus de modèles analytiques tels que CONTACT (Kalker (1990)) qui fait office de référence. Ces calculs ont été effectués sous l'hypothèse de structures purement élastiques et il s'est avéré que notre modèle corrobore de manière satisfaisante la référence.

Cette approche permet de ne pas se restreindre à l'hypothèse du massif semi-infini et à la considération de matériaux élastiques. En effet, les codes éléments finis permettent l'usage de comportements de matériaux élasto-plastiques non-linéaires. Dans la littérature, il n'existe pas de travaux visant à déterminer l'évolution des conditions de contact sous l'effet de l'accumulation de la déformation plastique dans le cas de passage de roues répétés. Ainsi, nous avons pu considérer, pour la roue et le rail, des lois de comportements élasto-plastiques non-linéaires pour mettre en évidence l'effet

de la plasticité au contact. En comparaison avec la solution élastique, il a été démontré que la plasticité augmente la conformité au contact et par conséquent, le niveau de contrainte en surface est considérablement réduit.

Pour la plupart des travaux visant à prédire la fatigue du contact roue/rail, un champ de pression issu d'un calcul purement élastique est généralement utilisé à titre de chargement mobile constant sur la surface du rail. Cette approche est généralement choisie pour sa simplicité de mise en œuvre et surtout parce qu'elle permet de réduire les temps de calcul en évitant le problème de contact. Cependant, elle néglige les évolutions des conditions au contact qui sont dues aux variations géométriques des structures sous l'effet de la plasticité, ce qui provoque la surestimation du chargement appliqué sur le rail. Face à ce constat, nos travaux ont été axés sur le développement d'outils numériques visant à reproduire la sollicitation du contact roue/rail d'autant plus réaliste.

Deux stratégies ont donc été mises en place. L'approche *RMP* correspond à la méthode classique décrite précédemment à la différence près qu'un champ de pression issu d'un calcul élasto-plastique est appliqué en translation périodiquement sur la surface du rail. La méthode *RRC*, plus originale, permet d'effectuer des passages de roue répétés sur la surface du rail. Pour ce faire, un algorithme a été développé pour exécuter en séquentiel le modèle tridimensionnel du contact roue/rail. Entre chaque cycle, l'algorithme assure la continuité de la réponse cyclique du rail en incrémentant les champs mécaniques résiduels (contraintes/déformations résiduelles et variables d'écrouissage) et en actualisant la géométrie des profils de roue et de rail en fonction de la déformation plastique. La comparaison de ces approches sur des configurations initiales équivalentes montre que les prédictions de la réponse cyclique du rail sont complètement différentes. La méthode *RRC* prédit à l'issue de 25 cycles de chargement un niveau de déformation plastique plus important que celui prédit par l'approche *RMP*. Néanmoins, avec la stratégie *RRC* des états stabilisés sont atteints, ce qui n'est pas forcément vérifié pour le cas *RMP*. En effet, la méthode *RRC* prévoit la redistribution du champ de pression de contact avec un niveau maximal qui diminue, au fur et à mesure des passages de roue, jusqu'à une valeur de saturation. Les surfaces des structures ont atteint un état stabilisé et cela a pour effet de favoriser l'obtention de réponses cycliques asymptotiques.

Concernant le cisaillement longitudinal, généralement reconnu comme étant responsable de l'endommagement par fatigue, une réponse stabilisée n'a pas pu être atteinte pour les deux méthodes de calcul. Les résultats du cas *RRC* se distinguent par l'apparition d'une contrainte moyenne non-nulle qui favorise l'écoulement plastique suivant un scénario qui semble correspondre à celui du phénomène de rochet. La présence de cette contrainte moyenne évolutive engendre un écoulement plastique de valeur opposée à celui du cas *RMP* et qui évolue très vite durant les 25 cycles. Des résultats d'essais bi-axiaux effectués pour un acier dont la microstructure perlitique est très proche de celle de l'acier R260 font état de cet effet et l'attribue à la non-proportionnalité des cycles multi-axiaux appliqués qui provoquent la rotation du repère principale des contraintes. À cela s'associe un effet de mémoire du matériau qui, dans le cas d'amplitudes de contraintes variables, peut être à l'origine de l'inversion du sens de l'écoulement plastique en cisaillement et ce quelque soit le signe de la contrainte moyenne effective. Ces tendances ont pu être reproduites via la méthode *RRC* pour la simulation du contact roue/rail. Bien évidemment, ces résultats dépendent fortement de la loi de comportement considérée. Mais ici, on constate que pour une loi de comportement commune aux deux approches (*RMP* et *RRC*), des réponses différentes sont obtenues, ce qui montre qu'une

modélisation précise de la sollicitation est un aspect de premier ordre à considérer. Cette étude confirme que la plasticité possède un rôle majeur sur l'endommagement en fatigue du rail et plus particulièrement pour des configurations de voie où le défaut du Head Check survient, i.e. les voies en courbes. C'est la raison pour laquelle nous avons le choix de transposer cette approche à une configuration de voie en courbe.

L'objet du Chapitre III a été de mettre en application la méthode *RRC* au cas de la circulation d'un véhicule ferroviaire sur une voie en courbe et de confronter les résultats avec les déformations et fissurations observées expérimentalement au sein du projet CERVIFER. Pour cela nous avons pu bénéficier des données relatives aux conditions de service sur une courbe du RER A issues de la campagne de prélèvements de rails. L'objectif principal était d'apporter, en complément des observations expérimentales, des résultats de simulation numérique permettant de mettre en évidence les mécanismes à l'origine du développement du défaut de Head Check. Les principaux résultats mis en avant sont les suivants:

- En considérant un déport latéral d'essieu équivalent à celui de la configuration de circulation considérée, le modèle développé prédit une situation de double contact sur la surface du rail, l'un situé sur le *Gauge Corner* et l'autre situé sur le *Gauge Shoulder*. Cette condition de contact est principalement due à la non-conformité des profils neufs. Cette répartition particulière de la charge au contact a d'ailleurs été observée par Simon (2014) sur les surfaces de rails qui possédaient deux bandes de roulement après 6 mois de services.
- La méthode *RRC* développée a été utilisée pour effectuer des passages de roue répétés afin d'évaluer comment évolue la sollicitation de contact avec l'accumulation de la déformation plastique. À l'issue du 1er cycle, la pression de contact se répartie sur deux régions de la surface du rail dont la zone la plus chargée correspond à celle du *Gauge Corner*. Cependant pour les cycles suivants, le niveau de pression s'atténue considérablement et plus particulièrement au niveau du *Gauge Corner*.
- Dans notre étude, aucune vitesse relative n'est considérée entre la roue et le rail. Le cisaillement au contact est principalement associé à l'effet de spin dû aux géométries des corps en contact c'est-à-dire la conicité de la roue, les courbures et l'inclinaison du rail. Au fur et à mesure que la conformité du contact augmente, le niveau des efforts de cisaillement s'amointrit et tend à s'équilibrer entre les deux zones de contact. Ces résultats montrent que la variation du profil de rail a pour effet de transférer la charge, à l'initial majoritairement appliquée sur le congé, vers le *Gauge Shoulder*.
- Les variations du profil de rail ont pu être évaluées et comparées aux mesures effectuées sur des rails prélevés sur site à différents tonnages. Bien que nous ne puissions pas atteindre de tels niveaux de chargements cumulés, il est remarquable de noter que notre modèle numérique parvient à prédire les mêmes zones affectées et qualitativement les mêmes allures de déformées du profil.
- Les résultats ont permis d'identifier des zones potentielles d'amorçage de fissures de Head Check correspondant à des points matériels sur lesquels la déformation plastique s'accumule de manière considérable. En évaluant les réponses cycliques, on remarque que les amplitudes de contraintes sont particulièrement importantes durant les premiers passages puis s'atténuent au fur et à

mesure. Ceci est lié à l'accommodation des profils en contact qui favorise l'atteinte de réponses cycliques stabilisées sur la surface du rail.

- La sollicitation de contact provoque, sur des points matériels fixes, la réorientation des axes principaux des contraintes durant les cycles de chargement appliqués. Pour déterminer la direction selon laquelle l'écoulement plastique est prépondérant, la direction de la composante maximale du tenseur des déformations plastiques principales a été considérée. Nous avons pu montrer que l'écoulement plastique en surface est particulièrement sensible aux efforts tangentiels. Sur les deux zones critiques identifiées, les directions principales de la déformation plastique évoluent jusqu'à se stabiliser à une certaine orientation à l'issue des 70 passages de roue. On observe une correspondance entre ces orientations « accommodées » de la déformation plastique principale et l'orientation des micro-fissures amorcées sur la surface des rails ayant cumulé un faible tonnage (0-10 MGT). La zone la plus active en termes d'endommagement semble correspondre à celle du *Gauge Shoulder*. Les micro-fissures, inclinées à 30-45 degrés par rapport la direction latérale du rail, se propagent jusqu'à atteindre celle située sur le Gauge Corner pour former le réseau caractéristique de fissures du Head Check.

Les résultats présentés confortent le fait que la méthode *RRC* est un outil prometteur pour la simulation 3D de la fatigue du contact roue/rail. Le modèle permet en effet de reproduire la sollicitation de contact et son évolution en prenant en compte la plasticité cyclique qui joue un rôle prépondérant pour l'amorçage du Head Check. Cependant, la fatigue du contact roue/rail agit en interaction avec un autre phénomène qui n'est autre que l'usure. Son action peut être bénéfique en inhibant la propagation des fissures par enlèvement de matière sur la surface de contact. Ainsi, le Chapitre IV a pour objectif de présenter une stratégie mise en place pour implémenter l'usure du rail dans notre procédure de calcul afin d'évaluer son effet sur les pressions de contact et les champs mécaniques résiduels associés.

L'approche que nous avons proposé, pour la prise en compte de l'usure, a été motivée par la possibilité de modifier la géométrie du profil de rail grâce à la méthode *RRC*. Ainsi pour intégrer l'usure dans nos simulations du contact roue/rail répété, nous avons opté pour une stratégie dite "inverse" visant à implémenter dans notre modèle la géométrie d'un rail sujet à de l'usure afin d'en mesurer l'effet sur la sollicitation de contact et sur l'écrouissage cyclique du rail. Ce profil, fourni par la RATP, a été comparé à une géométrie de rail neuf pour en tirer des variations géométriques. La courbe d'usure obtenue a été paramétrée à l'aide d'un modèle multi-gaussien qui permet alors de modifier la surface du rail dans le modèle éléments finis. La configuration de voie associée au rail mesuré est équivalente à celle considérée au Chapitre III traitant sur l'étude du développement du head-check. Pour se rendre compte de l'effet de l'usure sur la réponse cyclique du rail, nous avons fait le choix d'attribuer comme état initial au rail usé, les champs mécaniques résiduels déterminés via la méthode *RRC* pour 70 passages d'une roue élastique sur un rail initialement neuf. Selon les conditions précédemment mentionnées, 30 cycles de chargement supplémentaires sont appliqués sur le rail usé. Les résultats obtenus révèlent les points suivants:

- Effet de l'usure sur les conditions de contact
 - En comparaison avec un profil neuf, certaines zones à courbure sur le profil du rail usé sont nettement plus aplanies et plus particulièrement celle du *Gauge Shoulder* (i.e., zone du rayon

à 80mm). Cependant, dans la zone du congé actif, la courbure reste comparable à celle d'un profil de rail neuf. L'association du profil de rail usé au profil de roue théorique S1002, pour la configuration de voie considérée, entraîne le maintien d'une situation de double contact: l'un sur le congé actif et l'autre à proximité de l'axe médian du rail.

- On cherche généralement à éviter cette situation de contact qui a pour effet d'augmenter le taux d'usure au niveau du congé. En effet, la différence des rayons de contact accentue le spin et par conséquent, les forces longitudinales au niveau du *Gauge Corner* sont amplifiées. Il s'agit là d'un phénomène que l'on a pu mettre en évidence à l'aide de notre modèle. En effet, avec le profil usé, on atténue sensiblement la charge normale au contact. Par contre, durant les 30 cycles supplémentaires appliqués, l'effort tangentiel longitudinal est davantage concentré au niveau du *Gauge Corner* et augmente de manière significative.
- Effet de l'usure sur les réponses cycliques du rail
 - Bien que l'état élasto-plastique du rail usé ait été au préalable défini stabilisé, dès le début de la deuxième séquence de chargement, un regain de la déformation plastique est observé durant les cycles supplémentaires appliqués. De manière générale, les amplitudes des contraintes appliquées à la suite de la modification géométrique du rail deviennent plus importantes, ce qui favorise l'écoulement plastique. Néanmoins, pour les composantes axiales (normale et longitudinale), des états stabilisés sont à nouveau atteints tandis que pour le cisaillement, la réponse observée ne l'est pas, nécessitant plus de cycles pour savoir s'il le sera.

Ces résultats montrent que, sous les hypothèses retenues, l'usure n'a pas forcément un effet bénéfique sur l'intensité et la répartition de la charge au contact, notamment dans le cas d'un contact non-conforme entre une roue neuve et un rail usé. Les efforts tangentiels, très localisés dans la zone du congé actif et principalement orientés selon la direction de roulement, ont pour effet d'amplifier la déformation plastique, déjà identifiée dans le Chapitre III, comme pouvant être à l'origine de l'amorçage de fissures. Le résultat avec usure renforce ce point.

Il convient de noter tout de même certaines limites à notre approche. Tout d'abord le changement de géométrie, issu de l'usure est introduit après un cycle de vie du rail important, ce qui n'est pas le cas de la déformée plastique. Néanmoins cela ne remet pas en cause le maintien de la sévérité de la sollicitation avec le profil usé. Il serait intéressant d'introduire l'actualisation des champs mécaniques résiduels selon un véritable critère d'usure qui reste à déterminer. Par ailleurs, par enlèvement de matière due à l'usure, d'éventuelles fissures peuvent être effacées. L'usure peut en cela permettre l'atténuation de l'endommagement par fatigue en surface. Cependant on peut penser que l'évolution du profil est assez lente au regard de la fissuration. Une comparaison du nombre de cycles avant amorçage et de la vitesse d'évolution du profil serait sur ce point pertinente.

L'approche que nous proposons permet de mettre en évidence les effets de l'évolution de la géométrie du rail sur les conditions de contact et les charges associées. Par ailleurs, elle pourrait ouvrir la voie à d'autres études telles que sur la géométrie du profil de rail visant à réduire la sollicitation de contact, l'évaluation de l'impact d'opérations de meulage sur les conditions de contact lors des stratégies de reprofilage.

Perspectives

D'une manière plus quantitative, trois niveaux d'approfondissement du modèle peuvent être proposés correspondant à l'amélioration de la résolution, à la détermination du stade d'amorçage et de propagation des fissures.

- La méthodologie *RRC* du calcul de la sollicitation cyclique vers un état stabilisé montre que l'évolution des champs de pression se stabilise assez vite au contraire des cycles de contraintes-déformations. Afin d'accélérer les résolutions, une solution serait de décomposer le calcul en deux phases: une résolution incrémentale, telle que pratiquée ici, jusqu'à stabilisation du champ de pression de contact puis la recherche de l'état asymptotique sous chargement constant, à l'aide d'outils numérique tels que la méthode stationnaire Dang Van et Maitournam (1993) qui permet la détermination directe d'états mécaniques stabilisés sous la condition d'un chargement défini périodique.
- Nos résultats de simulation ont montré que sous l'effet d'un chargement multi-axial non-proportionnel, le repère principal des contraintes évolue en fonction des cycles appliqués et l'orientation de l'écoulement plastique en est étroitement liée. La correspondance effectuée entre les orientations des micro-fissures observées sur la surface du rail et celles de la déformation plastique prédites par la méthode *RRC* indique que pour une prédiction quantitative de l'amorçage des fissures de Head Check, il convient d'utiliser un critère de fatigue dont la variable de dommage correspond à la déformation plastique et son orientation. L'approche proposée par Fatemi et Socie (1988) pourrait potentiellement convenir pour cette application. En effet, la formulation de ce critère est adapté pour la fatigue multi-axiale sous chargement non-proportionnel. Elle repose sur la considération de deux paramètres: l'amplitude maximale de la déformation plastique de cisaillement et la composante de contrainte axiale maximale s'exerçant sur un plan dans lequel la déformation plastique en cisaillement est maximale. Ce sont là des données accessibles à l'issue des calculs réalisés avec la méthode *RRC*. Ce critère est en mesure de prendre compte les effets de durcissement supplémentaires causés par la rotation des directions principales et généralement observés sous sollicitations cycliques non proportionnelles incluant l'évolution de la contrainte moyenne. Ce critère a été mis en application en se basant sur des résultats d'essais de fatigue bi-axiaux non-proportionnels effectués sur l'alliage Inconel 718 et les prédictions ont corroboré les résultats expérimentaux avec succès. Un post-traitement des résultats issus des calculs par la méthode *RRC* serait envisageable.
- Du point de vue de la rupture il s'agit de considérer la propagation de micro-fissures à une échelle mésoscopique en se basant sur les champs de sollicitation déterminé par la méthode *RRC*. Ces micro-fissures peuvent être associées à la taille et à l'orientation de la zone plastique et la propagation étudiée à partir de la sollicitation décrite par les résultats de la modélisation proposée ici. Pour cela une approche en propagation sans maillage pourrait être utilisée.

D'autre part, l'état de l'art établi dans le rapport de Dylewski et Saint-Aimé (2014) et ainsi que les investigations effectuées par Dylewski *et al.* (2017, 2016) ont montré que la microstructure du matériau constitutif du rail a un impact majeur sur les mécanismes d'endommagement en fatigue. À gauche sur la Figure B.1 est représentée une micrographie de la microstructure initiale

de l'acier R260 (ou 900A), un acier eutectoïde composé majoritairement de perlite. La micrographie à droite sur cette même figure représente la microstructure du rail, en proche surface, déformée sous l'effet de la fatigue de contact de roulement. On parvient à y distinguer des colonies de perlite fortement écrouies. En effet, les lamelles de cémentite se sont réorientées selon la direction principale de la sollicitation liée à la traction de la roue. On remarque que les colonies de perlite les plus déformées correspondent à celles pour lesquelles les espacements inter-lamellaires sont les plus réduits et les lamelles les plus favorablement orientées par rapport à la sollicitation. Ainsi l'orientation initiale des lamelles de cémentite par rapport à la direction principale de la sollicitation a une influence sur l'écrouissage des colonies de perlite. De plus, une fissure amorcée en surface est mise en évidence dans le cadre vert et cette dernière se propage dans une colonie le long d'une interface de lamelles de ferrite et de cémentite favorablement orientée par rapport à la direction de sollicitation.

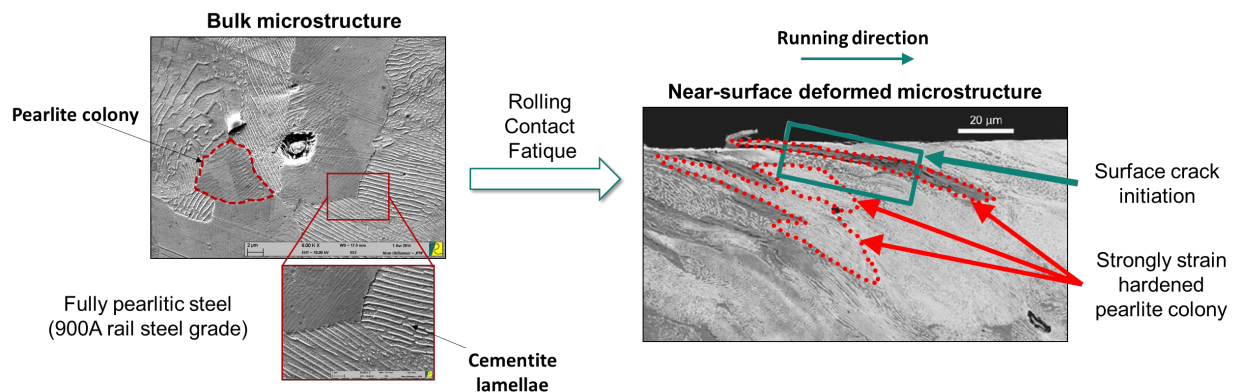


Figure B.1 – Endommagement de la microstructure perlitique d'un rail extrait de l'exploitation

Les modèles de comportement généralement utilisés dans la littérature sont identifiés sur une base d'essais réalisés à une échelle macroscopique sur des éprouvettes prélevées au loin de la surface de contact. Ceci permet donc de reproduire la réponse globale du matériau et par conséquent ces derniers ne peuvent pas tenir compte des mécanismes locaux survenant au cours de la déformation plastique de la microstructure. En effet, en vue des retours d'expériences décrits précédemment, il est nécessaire de pouvoir intégrer certaines longueurs caractéristiques de la microstructure et ainsi que leur évolution avec l'écrouissage du matériau. C'est la raison pour laquelle, la poursuite des travaux de cette thèse devrait s'orienter vers l'implémentation d'un modèle de comportement multi-échelle de l'acier perlitique.

L'objectif principal serait de pouvoir reproduire l'anisotropie induite et la restructuration de la microstructure qui facilitent l'amorçage de fissures et ainsi que leurs propagations. Le challenge est de pouvoir intégrer des longueurs caractéristiques et autres paramètres microstructuraux pertinents dans le but de pouvoir mettre en évidence l'influence de chacun d'entre eux sur les réponses cycliques des matériaux constitutifs du rail.

Pour cela, le développement d'une routine UMAT (User's Material subroutine) pour l'implémentation d'un comportement multi-échelle dans notre simulation du contact roue-rail réalisé dans le logiciel ABAQUS pourrait être envisagé. Le principe est celui de la méthode élément finis multi-niveaux (dîtes FE²) qui consiste à assimiler chaque point d'intégration des éléments finis à un

comportement homogénéisé d'un agrégat polycristallin. En effet l'idée est de pouvoir tenir compte des propriétés de la microstructure et leurs évolutions. Pour cela, on associe à chaque point d'intégration un certain nom de grains dont les comportements sont définis pour chacun selon une loi cristalline basée sur le glissement cristallographique. L'acier à rail (nuance R260 selon EN 13674) est constitué de deux constituants, la ferrite et la cémentite, intimement imbriquées dans une microstructure lamellaire fine et complexe, appelée colonie de perlite (cf. Figure B.2).

Avec cette stratégie de modélisation multi-échelle, chaque point d'intégration de notre modèle EF correspondrait à un comportement homogénéisé d'un ensemble de colonie de perlite. Pour ce faire, Il convient alors de déterminer le comportement de chacune de ces colonies. La colonie de perlite correspond à un grain biphasé que l'on assimile à un matériau composite dans lequel on retrouve la ferrite qui correspond à une matrice ductile et les lamelles de cémentite qui font office de renforts. La complexité de la morphologie perlitique ne permet pas la prise en compte de tous les paramètres microstructuraux. C'est pourquoi une première approche serait basée sur le principe de transition d'échelle par une méthode d'homogénéisation auto-cohérente qui permet implicitement d'intégrer des longueurs internes.

On retiendra trois échelles pour pouvoir approcher le comportement de la microstructure perlitique (cf. Figure B.2):

- celle de l'interface ferrite/cémentite repérée par la normale au plan matériel des lamelles ;
- celle d'une lamelle supposée monocristalline ;
- celle de la colonie perlitique, constituée d'un ensemble de lamelles parallèles alternées de ferrite et de cémentite.

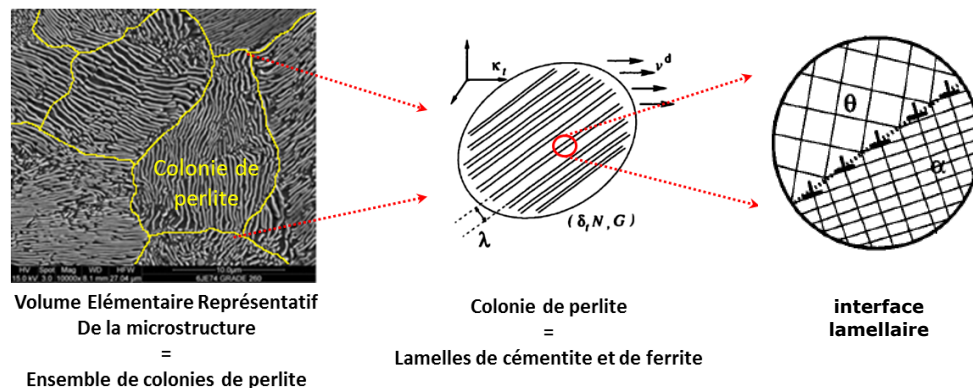


Figure B.2 – Représentation des différentes unités structurales de la perlite

Cette décomposition de la morphologie perlitique correspond aux échelles déterminantes qu'il convient de considérer pour décrire les mécanismes de déformation de la perlite.

Cette dernière partie du manuscrit a pour objectif de décrire le problème micro-mécanique qu'il convient de résoudre et les éléments théoriques qui pourraient être considérés pour l'implémentation d'une telle approche multi-échelle. Cette stratégie proposée est inspirée des travaux de Lipinski *et al.* (1995) et Krummeich (2001).

Description du problème multi-échelle

Pour définir le comportement local des deux constituants de la perlite (i.e., ferrite et cémentite), Il existe de nombreuses lois cristallines telles que celles de Kocks (1976), Essmann et Mughrabi (1979) ou encore celle de Meckings et Kocks (1981) qui pourraient permettre de décrire l'écroissage des constituants en tenant compte de l'évolution des densités de dislocation en fonction du taux de glissement. Ce type de loi est suffisamment riche pour décrire les phénomènes de création puis de saturation des densités de dislocation (restauration dynamique). Cependant dans le cas de la microstructure perlitique, la principale difficulté réside dans le fait que l'écroissage des colonies de perlite résulte des incompatibilités de déformation entre les constituants. En effet, dans la littérature il est souvent admis que la majeure partie de la déformation est accommodée élastoplastiquement par la ferrite et que la cémentite, qui fait office de renfort, possède également une certaine ductilité (Schmitt *et al.* (1993), Buessler (1995)). Tout ceci montre alors qu'il y a entre ces constituants des effets d'interface qu'il nécessite de prendre en compte. Le challenge à relever dans ce problème est de définir une formulation capable de prendre en compte les interfaces des lamelles et leurs évolutions en fonction de l'écroissage des deux constituants.

Pour ce faire, il est possible de reprendre les formulations théoriques proposées par Hill (1983) pour l'application de schémas auto-cohérents aux cas des matériaux composites. En effet, la colonie de perlite peut être assimilée à un composite à renfort lamellaire en faible fraction volumique, f_c . Elle se constitue d'un grand nombre de lamelles monocristallines alternées ainsi il est possible de considérer les hétérogénéités inter-lamelles comme étant prépondérantes par rapport aux hétérogénéités intra-cristallines. Une description du V.E.R. est donnée dans la Figure B.3. Il est alors caractérisé par:

- la fraction volumique du renfort (cémentite), f_c ;
- l'orientation de la normale à l'interface matérielle intragranulaire (colonie de perlite), notée $\vec{\nu}$;
- l'orientation cristalline de la phase majoritaire par rapport aux axes matériels, soit les angles d'Euler de la ferrite.

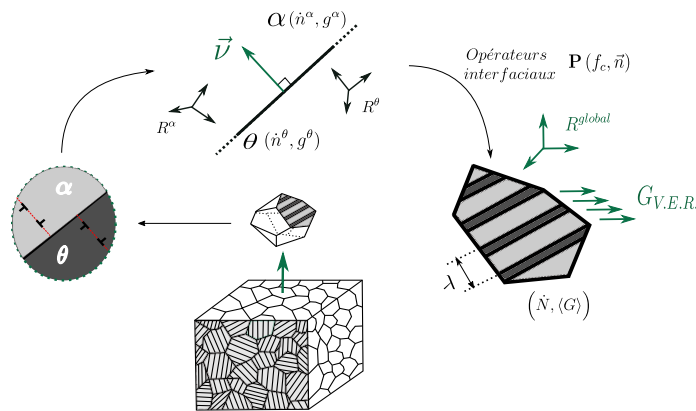


Figure B.3 – Représentation schématique du V.E.R. choisi pour la colonie de perlite composée de ferrite (α) et de cémentite (θ) .

Une hypothèse forte ici est celle du champ moyen, explicitée selon :

$$\begin{aligned}\forall x \in V^\alpha, g(x) &= \langle g(x) \rangle_{V^\alpha} = g^\alpha \\ \forall x \in V^\alpha, \dot{n}(x) &= \langle \dot{n}(x) \rangle_{V^\alpha} = \dot{n}^\alpha\end{aligned}\quad (\text{IV.4})$$

où V^α désigne le volume de la phase "molle" -ferrite (α)-, et ceci est vrai aussi pour la phase de renfort, la cémentite (θ). Nous pouvons ainsi supprimer la dépendance spatiale des tenseurs.

À l'interface séparant les deux cristaux, de normale unitaire $\vec{\nu}$, les champs de taux de contraintes nominales sont en équilibre. Sur cette interface, une condition sur la continuité du vecteur taux de contraintes ($\dot{T} = \dot{n}\nu$) doit être appliquée, soit :

$$[\dot{n}] \cdot \nu = 0 \quad (\text{IV.5})$$

qui constitue l'équation d'équilibre du système biphasé à travers l'interface. La notation $[X]$ correspond au saut de la variable Y à travers l'interface, soit en notant α l'indice relatif à la ferrite (phase molle) et θ celui associé au renfort, $[Y] = Y^\alpha - Y^\theta$. Si on considère que le champ des vitesses est continu en tous les points du constituant considéré, y compris à l'interface, le gradient des vitesses g sur l'interface doit respecter la condition de compatibilité qui s'écrit :

$$[g] = \dot{\xi} \cdot \nu \quad (\text{IV.6})$$

où $\dot{\xi}$ est l'amplitude du saut du gradient des vitesses à l'interface. Les relations (IV.5) et (IV.6) doivent être associées à la loi de comportement décrite au chapitre précédent. Les équations locales étant connues, il est alors possible de résoudre le système d'équations pour obtenir les relations de localisation. La stratégie adoptée est celle des opérateurs interfaciaux que nous allons présenter dans la section suivante.

Méthode de localisation

Le problème qui se pose maintenant est de créer le lien entre le comportement global d'un élément de volume polycristallin (colonie de perlite) et le comportement des monocristaux constitutifs (ferrite ou cémentite). À l'échelle mésoscopique (celui de la colonie), le comportement se traduit comme à l'échelle microscopique par une relation constitutive de la forme:

$$\dot{N} = L : G_{VER} \quad (\text{IV.7})$$

Où \dot{N} correspond à la contrainte nominale mésoscopique, L représente le module effectif tangent du comportement élastoplastique et G_{VER} , le gradient des vitesses appliqué sur la colonie. le module effectif tangent L est déterminé par « homogénéisation » du comportement local (i.e., lois cristallines).

Pour résoudre le problème de localisation, il faut trouver les tenseurs de localisation A^α (pour la ferrite) et A^θ (pour la cémentite) tels que:

$$\begin{aligned}g^\alpha &= A^\alpha : G \\ g^\theta &= A^\theta : G\end{aligned}\quad (\text{IV.8})$$

Et le système d'équations à résoudre est le suivant :

$$[\dot{n}_{ij}] \cdot \nu_j = 0 \quad (\text{IV.9})$$

$$[g_{lk}] = \dot{\xi}_l \cdot \nu_k \quad (\text{IV.10})$$

$$\dot{n}_{ij}^\varphi = l_{ijkl}^\varphi g_{lk}^\varphi \quad (\text{IV.11})$$

(IV.9) correspond à l'équation d'équilibre à l'interface, (IV.10) l'équation de compatibilité et (IV.11) le comportement local des constituants (avec l^φ correspondant aux modules tangents locaux tels que $\varphi = \alpha$ ou θ). Les modules tangents locaux l^φ sont connus via les lois cristallines et les champs de gradient de vitesses g^φ associés à chacun des constituants sont les inconnus du problème.

Définition de l'opérateur interfacial

Pour calculer les tenseurs de localisation, il convient de déterminer l'opérateur interfacial P qui traduit l'influence de l'interface des lamelles dans la procédure de localisation. Pour cela, on cherche à déterminer en premier lieu l'amplitude du saut des gradients des vitesses $\dot{\xi}$. En combinant les équations (IV.9) et (IV.11) et en introduisant le milieu de référence homogène isotrope C (la matrice de raideur élastique), on obtient :

$$[l_{ijkl} g_{lk}] \cdot \nu_j = 0 \quad (\text{IV.12})$$

$$\Rightarrow - (C : [g])_{ij} \nu_j = ([\delta l : g])_{ij} \nu_j \quad (\text{IV.13})$$

$\delta l^\varphi = l^\varphi - C$ (avec $\varphi = \alpha$ ou θ) correspond à la différence entre le module tangent local et le milieu de référence homogène isotrope. Puis à partir de l'équation IV.10, on parvient à exprimer l'amplitude du gradient des vitesses à l'interface tel que :

$$\begin{aligned} \dot{\xi}_l &= -Ch_{li}^0 (C : [g])_{ij} \nu_j \\ Ch_{il}^0 &= \nu_k C_{ijkl} \nu_j \end{aligned} \quad (\text{IV.14})$$

où Ch est la matrice de Christoffel, d'ordre 2. On peut donc introduire l'opérateur l'opérateur interfacial P d'ordre 4 de sorte à exprimer le saut du gradient des vitesses à l'interface :

$$[g_{lk}] = -P_{lkji} ([\delta l : g])_{ij} \quad (\text{IV.15})$$

avec :

$$P_{ijkl} = \nu_k C_{ijkl} \nu_j \quad (\text{IV.16})$$

et où les gradients des vitesses locaux g^φ (avec $\varphi = \alpha$ ou θ), solutions du problème biphasé, sont inconnus.

Construction des tenseurs de localisation

Les tenseurs de localisation sont alors donnés par les estimations étendues au cas élastoplastique de Hashin et Shtrikman, soient :

$$\langle A(x) \rangle_{x \in V^\varphi} = A^\varphi \approx A_{HS}^\varphi = (l^* + l^\varphi)^{-1} : \langle (l^* + l^\varphi)^{-1} \rangle^{-1} \quad (\text{IV.17})$$

Une méthode équivalente consiste à réécrire l'équation (IV.15), en considérant un variable intermédiaire du gradient des vitesses g^0 tel que :

$$(I + P : \delta l^\alpha) : g^\alpha = (I + P : \delta l^\theta) : g^\theta = g^0 \quad (\text{IV.18})$$

Et on finit par exprimer les tenseurs de localisation sous la forme suivante :

$$A^\varphi = (I + P : \delta l^\varphi)^{-1} : \langle (I + P : \delta l)^{-1} \rangle^{-1} \quad (\text{IV.19})$$

Avec :

$$\langle (I + P : \delta l)^{-1} \rangle^{-1} = \left[(1 - f_c) (I + P : (l^\alpha - C))^{-1} + f_c \left[I + P : (l^\theta - C) \right]^{-1} \right]^{-1}$$

Ces tenseurs de localisation permettent donc de déterminer les gradients des vitesses de chacun des constituants en "localisant" le gradient de vitesse G_{VER} appliqué sur le VER (biphasé) comme représenté sur la Figure B.3.

Détermination du module tangent effectif de la colonie de perlite

Pour ce problème, des conditions aux limites en déformation sont imposées. Ainsi la contrainte nominale et le gradient des vitesses mésoscopiques correspondent aux moyennes volumiques de leurs homologues microscopiques, soit :

$$G = \overline{g^\varphi} = (1 - f_c) g^\alpha + f_c g^\theta \quad (\text{IV.20})$$

$$\dot{N} = \overline{\dot{n}^\varphi} = (1 - f_c) \dot{n}^\alpha + f_c \dot{n}^\theta \quad (\text{IV.21})$$

À ce stade du calcul, le lien entre les grandeurs locales et les grandeurs mésoscopiques pour la déformation via les tenseurs d'ordre quatre A^φ ont pu être déterminés pour chacun des constituants. La moyenne volumique des gradients des vitesses locaux est égale au gradient des vitesses mésoscopiques, ce qui implique que les tenseurs A^φ ont certaines propriétés:

$$G = \overline{g^\varphi} = \overline{A^\varphi : G} = \overline{A^\varphi} : G \Rightarrow \overline{A^\varphi} = I \quad (\text{IV.22})$$

La moyenne volumique de ces tenseurs de localisation est donc égale au tenseur identité d'ordre 4. Ce qui permet d'écrire :

$$\dot{N} = \overline{\dot{n}^\varphi} = \overline{l^\varphi : A^\varphi : G} = \overline{l^\varphi} : \overline{A^\varphi} : G \quad (\text{IV.23})$$

Ce qui nous mène à l'expression du module tangent mésoscopique L^{hom} définissant le comportement de la colonie de perlite :

$$\begin{aligned} L^{hom} &= \overline{l^\varphi : A^\varphi} \\ &= (1 - f_c) (l^\alpha : A^\alpha) + f_c (l^\theta : A^\theta) \end{aligned} \quad (\text{IV.24})$$

Description du mouvement de l'interface interlamellaire

L'interface est considérée matérielle et attachée aux réseaux des deux constituants de la perlite. Son évolution mésoscopique est alors conditionnée par le gradient des vitesses mésoscopique « homogénéisé », soit G^{hom} défini à l'équation (IV.20). On décrit l'évolution de l'interface par les modifications de sa normale notée ν . Ainsi l'évolution de la normale à l'interface est alors donnée par :

$$\dot{\nu} = -G^{hom} : \nu \quad (\text{IV.25})$$

À l'échelle des monocristaux (ferrite et cémentite), la rotation des réseaux cristallins est dictée par l'accommodation élastoplastique locale de la déformation globale. À l'échelle de la colonie de perlite, l'interface entre constituants va suivre une évolution mésoscopique, fonction du chargement global appliqué. L'interface est considérée et donc attachée aux réseaux cristallins de part et d'autre. De cette manière, le modèle est dans la capacité de prendre en compte les effets de l'anisotropie cristalline (de chaque constituant) et de l'anisotropie mésoscopique (générée par la texture morphologique) par rapport à la sollicitation. Ce dernier aspect se constitue comme un point fort de cette approche qui, rappelons-le, vise à reproduire les réorientations des lamelles de perlite sous l'effet de la sollicitation du contact roue-rail.

Implémentation du modèle auto-cohérent dans Abaqus

L'objectif final serait la création d'un outil pour la simulation numérique capable de modéliser le comportement d'un matériau biphasé à partir des lois cristallines élasto-plastiques de chacune des phases. On a pu voir qu'un modèle de transition d'échelles est nécessaire afin de relier le comportement individuel des phases au comportement mésoscopique de la colonie de perlite. Le logiciel Abaqus en l'état ne dispose pas de tels modèles mais offre toutefois la possibilité d'implémenter des lois de comportement "utilisateur" via la programmation d'une routine UMAT écrite en langage Fortran. L'organigramme sur la Figure B.4 représente un algorithme qui pourrait être utilisé pour résoudre le schéma auto-cohérent dans Abaqus.

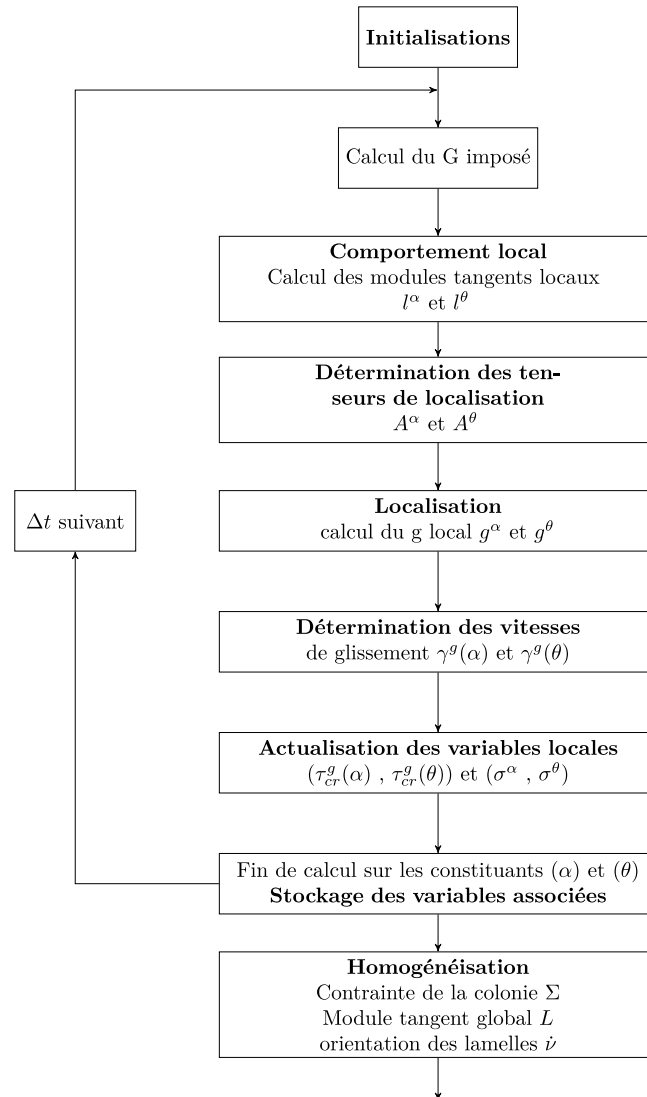


Figure B.4 – *Algorithme de résolution du schéma auto-cohérent.*

Cet algorithme est appelé pour chacun des points d'intégration composant l'élément finis considéré. Le chargement appliqué sur l'élément est discrétisé selon une incrémentation temporelle définie par l'utilisateur. Ainsi le calcul est subdivisé en n étapes pilotées par un incrément Δt . À l'étape $(n+1)$, le point matériel, qui rappelons-le correspond à une colonie de perlite, est soumis à une déformation mésoscopique $E_{n+1} = E_n + \Delta E$. L'état de déformation à l'étape (n) est connu. Les algorithmes internes d'Abaqus renvoie à l'entrée de la UMAT l'incrément de déformation totale et de rotation, ou plus généralement, l'incrément du gradient de transformation ΔF . À partir de ce dernier, on peut déterminer le chargement mésoscopique du V.E.R. (colonie) qui n'est autre que le gradient des vitesses G . Le traitement auto-cohérent consiste donc à déterminer à chaque point d'intégration :

- l'incrément de contrainte de la colonie de perlite, $\Delta \Sigma_{n+1} = (1 - f_c) \Delta \sigma^\alpha + f_c \Delta \sigma^\theta$;

- le module tangent global, $L = (1 - f_c) (l^\alpha : A^\alpha) + f_c (l^\theta : A^\theta)$.

Proposition de démarche de validation du modèle multi-échelle

Pour mettre en application ce modèle et vérifier si ce dernier est sensible aux caractéristiques morphologiques de la microstructure perlitique telles que l'orientation des lamelles de la perlite, il est possible de s'inspirer des travaux récents de Kapp *et al.* (2016). En effet, les auteurs ont réalisé des essais de micro-compression sur des éprouvettes de très faibles dimensions ($3 \times 3 \times 6 \mu\text{m}^3$) extraites dans un acier perlitique par une technique de coupe FIB (Focused Ion Beam), comme le voir sur la Figure B.5-(a). L'intérêt de cette technique est de pouvoir extraire des éprouvettes de dimensions comparables à celle de la colonie de perlite. L'objet de ces essais est de pouvoir examiner l'effet de l'orientation des lamelles de cémentite, par rapport à l'axe principal de sollicitation, sur la réponse mésoscopique d'une colonie de perlite. Ainsi les essais de micro-compression ont été effectués sur des éprouvettes ayant différentes orientations par rapport l'axe de compression. Ces résultats d'essais, représentés sur la Figure B.5-(b), correspondent à courbes contraintes-déformations obtenues pour des lamelles: alignées, normales et inclinées (à 22° et 45°) par rapport l'axe principal de sollicitation. Si on s'intéresse aux cas extrêmes d'orientation (parallèle et normale), on relève que le cas où les lamelles sont parallèles à l'axe de compression correspond à celui où les contraintes sont les plus importantes. En effet, la perlite se comporte comme un matériau composite et présente une certaine anisotropie qui dépend de l'orientation de ses renforts -les lamelles de cémentite- par rapport la direction de la charge appliquée. On constate ainsi que dans le cas d'une orientation parallèle des lamelles, la charge appliquée est principalement reprise par la cémentite qui possède des propriétés mécaniques plus importantes que celle de la ferrite. En effet, la limite d'écoulement plastique de la ferrite est moins importante. C'est la raison pour laquelle, la courbe correspondant au cas où les lamelles sont perpendiculaires à l'axe de compression présente des niveaux de contraintes moindres. On peut supposer que dans ce cas de figure, c'est essentiellement la ferrite qui perçoit la charge et qui par conséquent, conditionne le régime plastique de l'ensemble ferrite/cémentite.

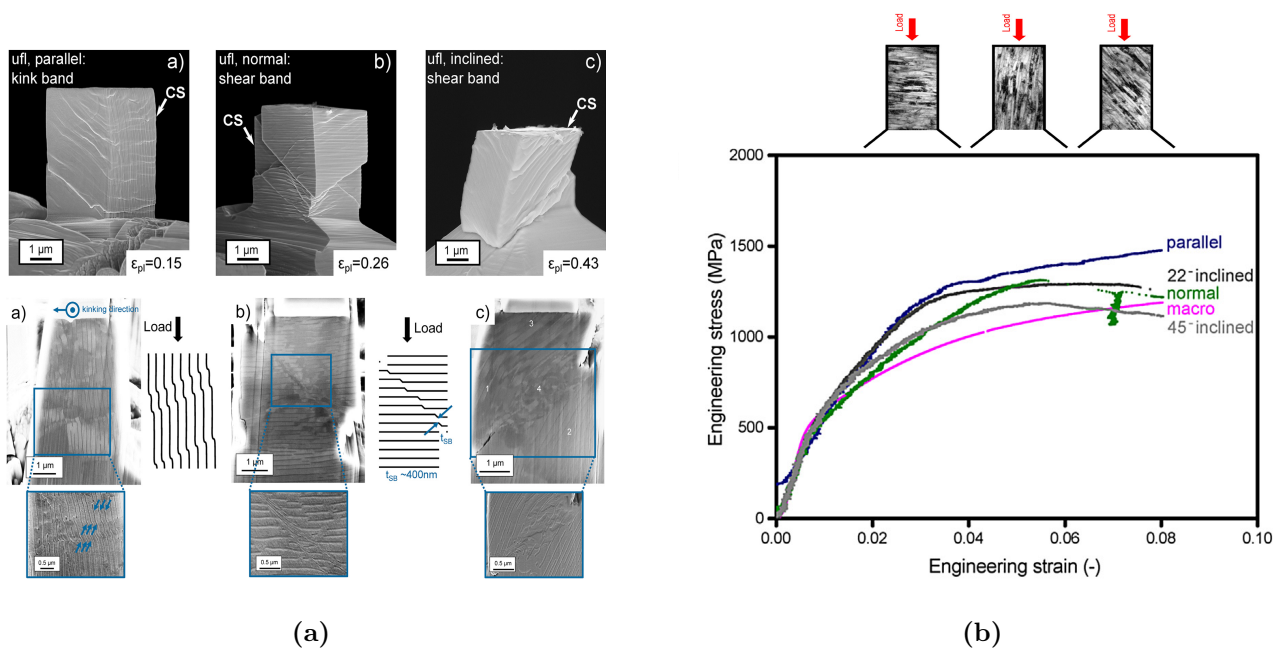


Figure B.5 – Résultats d’essais de micro-compression effectués sur des colonies de perlites disposées initialement de différentes orientations de lamelles (Kapp et al. (2016)) : (a) micrographies MEB réalisé *in situ* au cours des essais et (b) courbes contrainte-déformation.

Voici donc un exemple d’essais qui pourrait être envisagé pour valider l’approche multi-échelle proposée. Ces résultats sont intéressants pour la problématique du contact roue-rail. En effet à travers l’introduction générale de ce mémoire, et plus particulièrement sur la Figure B.1, on a pu voir que sous l’effet de la sollicitation de contact, les colonies de perlite en surface subissent d’importantes déformations plastiques et que les lamelles sont fortement réorientées selon la direction principale des contraintes liée aux efforts de traction de la roue. On suppose ainsi que la forte anisotropie généralement observée en proche surface serait en partie associée à la réorientation graduelle des lamelles. Ainsi un modèle auto-cohérent pourrait être capable de reproduire un comportement mésoscopique qui dépendra alors de la distribution statistique des orientations de lamelles initiales et aussi de leur évolution.

Bibliographie

- P. BUESSLER : La perlite, structure et propriétés. Rapport irsid mpm 95.148, 1995. (citée p. 153)
- K. DANG VAN et M.H. MAITOURNAM : Steady-state flow in classical elastoplasticity : applications to repeated rolling and sliding contact. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 41 (11):1691–1710, 1993. (citée p. 150)
- B. DYLEWSKI, M. RISBET et S. BOUVIER : The tridimensional gradient of microstructure in worn rails—experimental characterization of plastic deformation accumulated by rcf. *Wear*, 2017. (citée p. 150)
- B. DYLEWSKI et L. SAINT-AIMÉ : Recherches et développements pour l’amélioration de la durée de vie des rails en fatigue de contact roulement. Livrable ademe – projet cervifer – lot 3.2, 2014. (citée p. 150)
- D. DYLEWSKI, S. BOUVIER et M. RISBET : Multiscale characterization of head check initiation on rails under rolling contact fatigue : Mechanical and microstructure analysis. *Wear*, 366:383–391, 2016. (citée p. 150)
- U. ESSMANN et H. MUGHRABI : Annihilation of dislocations during tensile tests and cyclic deformation and limit of dislocations densities. *Philosophical Magazine*, 40:731 – 756, 1979. (citée p. 153)
- A. FATEMI et D.F. SOCIE : A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 11(3):149–165, 1988. (citée p. 150)
- R. HILL : Interfacial operators in the mechanics of composite media. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 31(4):347 – 357, 1983. ISSN 0022-5096. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0022509683900042>. (citée p. 153)
- M.W. KAPP, A. HOHENWARTER, S. WURSTER, B. YANG et R. PIPPAN : Anisotropic deformation characteristics of an ultrafine– and nanolamellar pearlitic steel. *Acta Materialia*, 106:239 – 248, 2016. ISSN 1359–6454. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359645415301439>. (citée p. ix, 159, 160)
- U.F. KOCKS : Laws for work–hardening and low–temperature creep. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 98:76 – 85, 1976. (citée p. 153)

- R. KRUMMEICH : *Contribution micromécanique au comportement multi-échelles d'un matériau composite élastoplastique lamellaire : Application à l'étude des effets du recyclage sur la tréfilabilité d'un acier perlitique industriel*. Thèse de doctorat, Université de Metz, 2001. (citée p. 152)
- P. LIPINSKI, M. BERVEILLER, E. REUBREZ et J. MORREALES : Transition theories of elastic-plastic deformation of metallic polycrystals. *Archive of Applied Mechanics*, 65:291 – 311, 1995. (citée p. 152)
- H. MECKINGS et U.F. KOCKS : Kinetics of flow and strainhardening. *Acta Metallurgica*, 29:1865 – 1875, 1981. (citée p. 153)
- J.H. SCHMITT, V. GORREC, H. PEITITGAND et P. BARGES : La perlite, structure et propriétés. Rapport irsid ms 93.1172, 1993. (citée p. 153)

