

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE  
SCIENTIFIQUE



UNIVERSITÉ DES FRÈRES MENTOURI CONSTANTINE  
FACULTÉ DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE  
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE



N° d'ordre :213/Ds/2018

N° de Série :13/GM/2018

## THESE

Présentée pour l'obtention du diplôme de

DOCTORAT EN SCIENCES

Spécialité : Génie Mécanique

OPTION : Construction Mécanique

### Modélisation par la méthode des éléments finis du comportement dynamique du couple roue-rail

PAR

**BOUSSALIA Latifa**

Soutenu le : **12/11/2018**

**Devant le jury :**

**Président :**

Mr. BOUCHOUCHA Ali

Prof Université des Frères Mentouri Constantine1

**Rapporteur :**

Mr. BELLAOUAR Ahmed

Prof Université des Frères Mentouri Constantine

**Examineurs :**

Mr. BOUZAOUIT Azzeddine

Prof Université 20 Aout 1955 Skikda

Mr. BENCHIOUIA Nedjmeddine

MCA Université Mohammed Cherif Messadia- Soukahras

# Remerciement

---

**T**outes les thèses se doivent d'avoir une partie « Remerciements », paraît-il, et il est vrai que la liste des personnes à remercier est longue tant la science est un monde où la collaboration est un facteur primordial de réussite. J'espère n'oublier personne,

*J*e remercie en premier lieu notre Dieu qui m'a donné la force, la santé et la patience pour terminer ce travail.

Je remercie mon encadrant de thèse : Mr Ahmed Bellaouar, merci d'avoir été mon directeur de thèse. Vous m'avez beaucoup appris et je vous en suis redevable. Vous m'avez laissé beaucoup d'amplitude et d'autonomie dans ma recherche et vous m'avez toujours été de bons conseils.

Je voudrais aussi remercier les membres de mon jury de thèse : les Professeurs, Mr Bouchoucha Ali, Professeur au département de génie mécanique de l'Université Mentouri- Constantine1 de m'avoir fait l'honneur de présider le jury de cette thèse. Mr Bouzaouit Azeddine, professeur au département de génie mécanique de l'université 20 Aout 1955-Skikda, Mr Ben Chiwiouia Nedjm Eddine, Maître de conférence à l'Université Mohammed Cherif Messadia-

*Soukahrar de nous avoir fait l'honneur d'évaluer ce travail, ainsi que pour le temps qu'ils ont consacré à la lecture, à l'analyse de cette thèse.*

*Je tiens à remercier les organisations qui ont permis le financement de cette thèse : l'Université des Frères Mentouri Constantine<sup>1</sup>, Mr Samir chef de service du laboratoire de métallurgie de l'entreprise ETIRAG, de m'avoir facilité la réalisation des différentes analyses des échantillons de la roue, ainsi que tout le personnel. je remercie également Mr Baibeche Ahmed et Khalil de l'atelier de maintenance ferroviaire pour m'avoir accueilli au sein des ateliers et m'avoir donné des morceaux de la jante de la roue de l'autorail. Un grand merci aussi à Mr Khiat Abdelkrim directeur de L'INSFP EL- Khroub (ancien enseignant de métallurgie) de m'avoir aidé à interpréter les analyses métallographiques réalisées). Sans oublier de remercier Mrs Jean Paul Dron et Xavier Chimentin du laboratoire de construction mécanique de l'université de champagne Ardenne Reims pour leur conseils et aides.*

*Un merci particulier à l'ingénieur en Génie Civil Ahmed Nabil de l'université de Choubra , Egypte, pour son aide bénéfique et nos échanges scientifiques tout au long de ma thèse, au professeur Mohammed Bénidir et à ma cousine et collègue Boussalia seriel pour leur aide dans la traduction de mon article.*

*Je tiens à remercier mes collègues et mes amis du département Génie du Transprt de l'Université des frères Mentouri- Constantine<sup>1</sup>.*

*Et enfin, et surtout, merci à ma famille qui m'a toujours soutenu, même sans le savoir, juste parce qu'elle est là pour moi. Je suis à court d'humour ici : mes parents, frères et sœurs et leur petite famille. Sans oublier ma petite cousine Abir Hasnaoui pour son soutien et aide pour l'organisation de cette thèse.*

*Merci.*

# *Dédicace*

---

*A ceux qui me sont les plus chers  
A ceux qui toujours cru en moi  
A ceux qui m'ont toujours encouragé  
Je dédie cette thèse à ... ✿*

*A mes chers parents Que Dieu les protège.  
A mon frère Saleh, ma sœur Fatima, mon frère  
Mourad, sa femme hakima, mes deux petits neveux  
et ma tante Malika.  
A mes amis.*



# Table des matières

Nomenclature.....	i
Liste des Figures.....	iii
Liste des Tableaux.....	viii
Introduction générale.....	1
Chapitre I.....	5
Etat de l’art.....	5
I.1 Introduction.....	6
I.2 Accidents ferroviaires.....	6
I.3 Investigations sur l’endommagement du couple roue-rail.....	11
Chapitre II.....	17
Couple roue rail et approches de calcul.....	17
II.1 Introduction.....	18
II.2 Description du véhicule.....	18
II.2.1Caractéristiques techniques générales.....	19
II.2.2 Description du matériel roulant.....	19
II.3 Description de roue et de la voie ferrée.....	24
II.3.1 Description de la roue ferroviaire.....	24
II.3.2 Description des composants de la voie.....	25
II.4 Les défauts des roues ferroviaires.....	26
II.4.1 Défauts de roulement et leurs causes.....	27
II.4.2 Défauts localisés sur la table de roulement.....	28
II.5 Description de l’interaction roue-rail.....	32
II.5.1 Efforts au contact.....	33
II.5.2. Le problème de contact normal.....	33
II.5.3 Problème de Contact tangent.....	36
II.6 Les différentes théories du contact roulant.....	37
II.6.1 Théorie de Carter : répartition des contraintes.....	38
II.6.2 Théorie de Vermeulen et Johnson.....	40
II.6.3 Théorie linéaire de Kalker.....	40
Chapitre III.....	43

Modélisation numérique en statique.....	43
III.1 Introduction .....	44
III.2 Rappel sur les éléments finis .....	45
III.2.1 Choix du maillage.....	46
III.2.2 Définition du contact dans les éléments finis .....	47
III.3 Analyse statique de la roue.....	49
III.3.1 Charges appliquées.....	49
III.3.2 Propriétés du matériau de la roue et du rail .....	50
III.3.2 Comportement du matériau .....	51
III.3.3 Approche considérée .....	52
III.4 Analyse du contact roue rail .....	55
III.4.1 Modèle éléments finis en contact .....	55
III.4.2 Validation du maillage .....	57
III.4.3 Conditions aux limites et chargement .....	58
III.4.4 Résultats et discussions .....	59
Chapitre IV .....	71
Modélisation numérique du couple roue rail en dynamique .....	71
IV.1 Introduction .....	72
IV.2 Analyse dynamique du couple roue rail en contact.....	82
IV.2.1 Calcul du contact tangentiel roue-rail .....	82
IV.2.1.1 Approche considérée .....	83
IV.2.1.2 Paramètres d'entrée.....	84
IV.2.2 Résultat et discussion .....	84
IV.2.2.1 Couple roue rail.....	84
IV.2.2.1.1 L'influence du coefficient de frottement.....	86
IV.2.2.1.2 L'influence de la charge verticale et de la vitesse de roulement.....	105
IV.2.2.1.2 L'influence de la vitesse.....	106
IV.3 Vérification des paramètres dynamiques .....	108
IV.3.1 Analyse modale de la roue .....	110
IV.3.1.1 Approche considérée .....	111
IV.3.1.1.1Modèle éléments finis de la roue (description du modèle).....	111
IV.2.1.2 Résultats et discussion.....	113
Conclusion et Perspectives .....	120
Références .....	124

Annexe.....	131
Résumé	

## Nomenclature

P : Pression

N : Charge verticale

A : Rayon de courbure de la roue

B : Rayon de courbure du rail

a : Grand demi axe de l'ellipse de hertz

b : Petit demi axe de l'ellipse de hertz

$\delta$  : L'écrasement ou la pénétration

n : Coefficient de hertz dans dimension

m : Coefficient de hertz dans dimension

r : Coefficient de hertz dans dimension.

Ki : Coefficient dépendant des matériaux

$\nu$  : Coefficient de poisson

E : Module d'élasticité longitudinale (module de Young)

$\lambda, \mu$  : Coefficients de lamé.

G : Module tangent

R<sub>e</sub> : Limite élastique

R<sub>e0.2</sub> : Limite élastique conventionnelle

R<sub>m</sub> : Limite a la traction

A% : L'allongement

$\dot{x}$  : Dérivée temporelle du déplacement relatif

F<sub>x</sub> : Force de frottement

$\mu$  : Coefficient de frottement

$\tau_x$  : Contrainte de cisaillement surfacique suivant x

$\tau_y$  : Contrainte de cisaillement surfacique suivant y

w<sub>x</sub> : Glissement longitudinal

R<sub>w</sub> : Rayon de la roue.

V<sub>x</sub> : vitesse de roulement

$\Omega_r$  : vitesse angulaire

$\phi$  : Pseudo glissement de spin

u<sub>x</sub> : Déplacement en surface suivant x

u<sub>y</sub> : Déplacement en surface suivant y

$u_z$  : Déplacement normal en surface  
 $\xi_x$  : Pseudo glissement longitudinal  
 $\xi_y$  : Pseudo glissement latéral  
 $w_{gx}, w_{gy}$  : Vitesses de glissement  
 $\sigma_x, \sigma_y$  et  $\sigma_z$  : Contraintes principales suivant les trois directions.  
 $\tau_{xy}$  : Cisaillement dans le plan xy.  
 $\tau_{yz}$  : Cisaillement dans le plan yz.  
 $\tau_{xz}$  : Cisaillement dans le plan xz.  
 $\sigma_{eq}$  : Contrainte équivalente de Von Mises  
 $\epsilon_{eq}$  : Déformation équivalente de Von Mises  
 $F_z$  : Force longitudinale au contact  
 $F_x$  : Force transversale au contact  
 $F_y$  : Force normale au contact  
 $C_{ij}$  : Coefficients de Kalker  
 $m$  : Masse  
 $K$  : Raideur  
 $c$  : Amortisseur  
 $\omega_n$  : Fréquence propre  
 $K_e$  : Matrice de rigidité élémentaire  
 $K_u$  : Matrice de rigidité de la structure saine  
 $a_i$  : Facteur de réduction de raideur en %.

### Liste des figures

Figure I.1 : Accident du train allemand ICE arrivé à Eschede (Allemagne) en juin 1998 (a) ...	7
Figure I.2: Écaillage sur la table de roulement d'une roue correspondante dans le méplat non critique.....	7
Figure I.3 : Bout du rail rupturé. ....	8
Figure I.4: Le premier wagon de la rame, couché sur le flanc, Roue de l'essieu avec méplat, fluage et bourrelet.....	8
Figure I.5: Eclatement de la jante de la roue.....	9
Figure I.6: Des marques de chocs sur la table de roulement des roues, près de la face de la jante. ....	9
Figure I.7: Essieu et morceaux de la roue [9]. ....	10
Figure I.8: Partie de la table de roulement récupérée [10].....	10
Figure I.9: Taux biannuel normalisé des déraillements de ligne de roulement australiens par 11	
Figure I.10: Problématique du contrôle de la tête : (a) conditions de contact, (b) fissures head check sur le congé du rail, (c) faciès de rupture du au head check. ....	12
Figure I.11: Défauts superficiels causés par des indentations gravées sur une roue ferroviaire [13].....	12
Figure I.12: Roue fracturée possédant des inclusions métalliques [15].....	13
Figure I.13: Structure d'une partie de la roue après usinage avec la microscopie optique[17]. .....	14
Figure I.14: La courbe de d'endurance [18].....	14
Figure I.15: Position du contact sur le rail[19].....	15
Figure I.16: a) Véhicule modélisé comme un système à cinq degrés de liberté .b) Géométrie de l'endommagement (shelling) et de l'écaillage [21] .....	16
Figure I.17: Défauts de rail: a)Fentes transversales dans la tête de rail; b) Fissures transversales dans la tête du rail [22].....	16
Figure II.1: Train automoteur.....	18
Figure II.2: Bogie moteur [23].....	20
Figure II 3:Bogie porteur [23].....	21
Figure II 4: Système de transmission [23].....	22
Figure II.5:Ensemble essieu monté moteur [23].....	23
Figure II.6:Ensemble essieu monté porteur [23].....	23
Figure II.7:Plan de la Roue de l'autorail [23]. ....	25
Figure II 8:Description des composants d'une roue [24,25].....	26
Figure II.9 : Description des composants de la voie ferrée [24].....	26
Figure II.10 : Description des différentes parties du rail [24].....	26
Figure II.11: Classification des défauts roue [26].....	27
Figure II.12 : Photo des roues endommagées de l'autorail prises à l'AMF.....	30
Figure II.13:Illustration du développement d'un écaillage en surface ou en sous-couche [31].....	31
Figure II.14 :Différents stades de l'écaillage [30].....	31
Figure II.15 : Contact roue-rail et surface de contact [35,36] .....	33

Figure II.16 : Problème de Hertz : (a) Roue indéformable sur un rail indéformable, surface de contact ponctuelle ; (b) Roue déformable sur un rail déformable, surface de contact elliptique[37].	34
Figure II.17: (a) Rayons de courbure des corps en contact (b) Aire de contact et distribution de la pression selon la solution de Hertz [38].	34
Figure II.18 : : Caractéristiques hertziennes du contact [39].	35
Figure II.19 : Loi de frottement : (a) Frottement sans roulement (loi de Coulomb) ;(b) Frottement avec roulement.	36
Figure II.20: Déformation élastique du couple en contact [37].	37
Figure II.21: Plage de contact et zones de glissement et d'adhérence [35].	38
Figure II.22 : Contrainte de cisaillement selon la théorie de Carter.	39
Figure II.23:Zones d'adhérence/glissement selon la théorie de Vermeulen et Johnson.	40
Figure II.24: Courbe de saturation dans la direction longitudinale avec la théorie de Carter et la théorie linéaire de Kalker [47].	41
Figure III.1 :Déformation élastique normale du rail [50].	44
Figure III.2:Eléments les plus fréquemment utilisés [53].	45
Figure III.3: Elément de maillage Tétraédrique.	46
Figure III.4: Profile réel du couple roue rail étudié [54].	46
Figure III.5 :Règles de pénétration des nœuds esclaves/maîtres [55].	47
Figure III.6: a) Maillage compatible sur l'interface, b) incompatible sur l'interface [25].	48
Figure III.7: L'élément cible TARGET170 et contact 174 [25].	49
Figure III.8: Chargements appliqués [25,56].	50
a) Sustentions b) guidage transversal c)commutation d)fretage	50
Figure III.9 : Géométries de la roue avec les défauts : a) circulaire, b) elliptique) quelconque	52
Figure III.10 :Maillage de la roue en vue de dessous, b) chargement au niveau des défauts et c) conditions aux limites et chargement	53
Figure III.11: Variation d en fonction de la profondeur des défauts.de a) la contrainte maximale de Von mises, b) la déformation élastique équivalente maximale	53
Figure III.12 : Application du chargement vertical : a) roue parfaite, b) roue neuve avec défaut, c) roue mi- usée avec défaut.	54
Figure III.13 : La contrainte équivalente de Von mises dans la zone de contact :a)roue parfaite; b) avec défaut (14 mm), c) roue mi- usée avec défaut (2 mm).	54
Figure III.14: Loi de coulomb.	56
Figure III.15 : Maillage du couple roue rail.	57
Figure III.16: Pression maximale de contact en fonction de la taille des éléments de maillage.	57
Figure III.17: Raffinement du maillage au niveau des différents défauts : a)circulaire,b) elliptique, c) quelconque.	58
Figure III.18: Conditions aux limites et chargements.	59
Figure III.19: Contrainte de Von mises au niveau de la zone de contact.	59
Figure III.20: Contrainte équivalente de Von mises du contact roue rail pour la roue avec défauts :I) : zone de contact roue rail, II) vue de dessous de la roue.	60

Figure III.21 : Répartition de la contrainte de Von mises en surface de contact pour tous les cas de roue suivant la direction longitudinale.....	61
Figure III.22 : Contrainte de cisaillement dans le cas de roues avec et sans défauts : a) contact parfait, b) avec défaut circulaire, c) avec défaut elliptique, d) avec défaut quelconque.....	61
Figure III 23 : Statut de contact pour les différents cas de roues : a) roue parfaite, b) défaut circulaire c), défaut elliptique et d) défaut quelconque.....	62
Figure III.24: Champs de la pression de contact :a) dans une roue parfaite, b) modèle el Sayed [54] et c) résultat de Taek-Young Kim et al[61]. .....	63
Figure III.25 : a) Distribution de la pression de hertz suivant le grand axe, b) Résultat de [54].....	63
Figure III.26 : Variation de la pression maximale et de la contrainte de Von mises en fonction du chargement.....	65
Figure III.27 : Variation des demi-axes de l'ellipse de contact en fonction du chargement normal.....	65
Figure III.28 : Pression normale en fonction du chargement.....	66
Figure III.29 : Champs de pression de contact au niveau de la zone de contact, dans les 4 cas de roues : a) : parfaite, avec défaut :b) circulaire, c) : elliptique d) : quelconque.....	66
Figure III.30: Distribution de la pression de contact dans la direction longitudinale (grand axe) pour une roue avec et sans défaut.....	67
Figure III.31 : Champs de déformations normales de la roue au niveau de la surface de contact : a) contact parfait, roue avec défaut : b) circulaire, c) elliptique, d) quelconque .....	68
Figure III.32 :Répartition de la déformation élastique normale de la roue dans la zone de contact suivant la direction longitudinale des différents cas de roues (avec et sans défauts...)	69
Figure III.33: Déplacement vertical du rail en contact avec une roue parfaite et avec défauts: a) vue de droite et b) vue de dessus avec roue parfaite c) vue de dessus roue avec défaut circulaire, d) avec défaut elliptique, e) avec défaut quelconque.....	69
Figure III.34 : Déplacement normal du rail pour quatre cas de roue : parfaite ; avec défaut circulaire, elliptique et de forme quelconque. ....	70
Figure IV.1 : Ondulations simulés excitées par le contact roulant avec frottement roue-rail...73	73
Figure IV.2: Distribution des contraintes dans la vue en coupe de la roue et le rail pour cas [67].....	74
Figure IV.3: a) Nœuds en contact avec application de différents modèles de frottement , b) distribution de Pression et de la contrainte de cisaillement surfacique suivant l'axe longitudinal avec application de différents modèles de frottement [68].....	75
Figure IV. 4: Distribution de la pression des trois modèles suivant l'axe latéral [69].....	76
Figure IV. 5 : Contrainte équivalente de Von mises du rail et de la roue dans la zone de contact quand la roue se trouve en dehors des deux dormeurs [72].....	77
Figure IV.6: Contrainte de Von Mises du contact roue rail [66].....	79
Figure IV.7: Modélisation éléments finis du contact roué rail : a) modèle complet b) sous – modèle[74].....	80
Figure IV.8: Courbe S-N pour un chargement uniaxial et torsionnel[74]. ....	80
Figure IV.9: Contrainte de Tresca et la distribution de la contrainte normale du contact roue rail [74].....	80
Figure IV.10: Pression de contact en alignement et en courbe [75].....	81



## Liste des figures

Figure IV.11: Dimensions du couple roue rail parfait.....	84
Figure IV.12 : Géométrie du couple roue rail avec maillage : (roue avec et sans défaut).....	85
Figure IV.13: Conditions aux limites et chargements .....	86
Figure IV.14: Statut du contact (1 : $\mu = 0.3$ , 2 : $\mu = 0.5$ ).....	87
Figure IV.15: Répartition de la surface de glissement en bleu à partir des simulations EF transitoires. Les lignes pointillées représentent la zone d'adhésion. (a) = 0,15, (b) = 0,3[59] .....	88
Figure IV.16: Pression normale : roue parfaite avec $\mu=0.3$ et $\mu=0.5$ , roue avec défaut, $\mu=0.3$ et $\mu=0.5$ .....	88
Figure IV.17: Contour de la pression dans différentes distances ; 1) $\mu=0.3$ , 2) $\mu=0.5$ .....	89
Figure IV.18 : Variation de la pression maximale de contact dans la zone parfaite pour différents cas : quasi-statique, dynamiques avec $\mu=0.3$ et $\mu=0.5$ à l'instant 0.0308s.....	90
Figure IV.19: Répartition de la pression de contact au défaut : a,b) contour de pression avec $\mu=0.3$ , $\mu=0.5$ , c) direction latérale, d) direction longitudinale.....	90
Figure IV.20: Contrainte de Von mises au contact en statique et dynamique avec et sans défaut : a et c) $\mu=0.3$ , b et d) $\mu= 0.5$ , $V=80$ km/h.....	92
Figure IV.21 : Contour de la contrainte de Von mises en surface parfaite : a) quasi-statique, b) dyn $\mu=0.3$ , c) dyn $\mu=0.5$ .....	92
Figure IV.22: Contrainte de cisaillement au contact en statique et dynamique avec et sans défaut : quasi – statique avec $\mu$ statique =0.15, a et c), b et d) $\mu= 0.5$ .....	93
Figure IV.23: Contrainte maximale de cisaillement en surface : surface de la roue, la surface du rail : a) $\mu=0.3$ et b) $\mu=0.5$ ..... Erreur ! Signet non défini.	
Figure IV.24: Répartition de la contrainte maximale de cisaillement surfacique dans le sens de roulement au démarrage : a,b) Contour de la contrainte, c) courbe représentative.....	94
Figure IV.25: Variation de la contrainte de cisaillement dans la direction longitudinale au défaut : a,b) Contour de la contrainte) courbe representative.....	95
Figure IV. 26 : Variation et contour de la contrainte maximale de cisaillement dans le sens du roulement en phase de décélération : a,b) $\mu=0.3$ et $\mu=0.5$ , c) courbe representative.....	96
Figure IV.27: Pression, contrainte de Von mises et la contrainte de cisaillement pour un coefficient de frottement : a) $\mu= 0.3$ et b) $\mu= 0.5$ , $V=80$ km/h.....	97
Figure IV.28: Von Mises stress and maximum shear stress history curves [77].....	98
Figure IV.29: Déformation élastique normale du contact roue rail avec deux coefficients de frottement $\mu= 0.3$ et $\mu= 0.5$ .....	98
Figure IV.30: Déformation élastique normale maximale de la roue et du rail, a : $\mu= 0.3$ et b : $\mu= 0.5$ .....	99
Figure IV.31 : Déformation élastique normale de la roue .....	100
Figure IV.32 : Déformation élastique normale maximale du rail : a : $\mu= 0.3$ et b : $\mu= 0.5$ .....	101
Figure IV.33: Déplacement du couple roue rail suivant l'axe Z.....	101
Figure IV.34 : Déplacement latéral de la roue $\mu= 0.3$ et $\mu= 0.5$ .....	102
Figure IV.35: Force tangentielle de frottement au contact avec $\mu= 0.3$ et $\mu= 0.5$ .....	103
Figure IV.36: Forces normales au contact avec $\mu= 0.3$ et $\mu= 0.5$ .....	104
Figure IV.37: Courbe chronologique de l'impact de force verticale de la roue et du rail, avec la vitesse du train de 200 km / h, longueur du plat de 60 mm et charge à l'essieu de 17 t [78]. .....	104

Figure IV.38 : Comparaison entre les forces verticales obtenues par l'approche multi-corps traditionnelle et le modèle EF transitoire à 500 km/h (L=80 mm, d m=0.18 mm) [79].....	104
Figure IV.39: Forces latérales au contact avec $\mu= 0.3$ et $\mu= 0.5$ .....	105
Figure IV.40 : Variation de la pression, contraintes de Von mises et le cisaillement en fonction du chargement verticale (40kN ,80kN, 100kN) : a) contact parfait, b) au défaut.....	106
Figure IV.41 : Contrainte de Von mises dans les 3 cas de vitesses avec $\mu= 0.3$ : a) 40km/h, b) 80km/h, 130km/h.....	107
Figure IV.42 : Modification de la fréquence du mode 0L3 en fonction de la précharge ou de la raideur de contact numérique [80].....	108
Figure IV.43 : a) schéma de la structure de roue amortie, b) roue standard,c) roue amortie.....	109
Figure IV.44 : Modes propres des différentes roues [82].....	109
Figure IV.45: Exemples de déformées modales de la roue [88].....	111
Figure IV.46: Roue neuve sans et avec défauts sur la bande de roulement.....	112
Figure IV.47: Roue mi- usée avec et sans défauts sur la bande de roulement.....	112
Figure IV.48 : Les modes propres de la roue parfaite.....	113
Figure IV.49: Comparaison en fréquences entre les 4 cas de roues.....	114
Figure IV.50: Comparaison en fréquences entre les 4 cas de roues.....	115
Figure IV.51: Comparaison entre le mode fondamental (nouvelle roue) et la model du milieu roues usés (avec des défauts).....	115
Figure IV.52: Comparaison entre les quatre cas en fréquences propres.....	116
Figure IV.53: Deux lignes de défauts avec la même aire (200.96mm <sup>2</sup> ).....	117
Figure IV.54: Comparaison en fréquences des 4 cas de roues.....	118

### Liste des tableaux

Tableau II 1: Poids des differenes parties du train [23] .....	19
Tableau II 2: Les vitesses et l' accélération[23]. .....	19
Tableau II 3: Nombre de places assises [23]. .....	19
Tableau II 4: Caractéristiques techniques de la roue [23]. .....	24
Tableau II 5: Liste des défauts couverts par deux revues approfondies [26]. .....	29
Tableau III 1:Caractéristiques mécaniques [62]. .....	50
Tableau III 2:Nombre d'éléments et de nœuds du maillage pour tous les cas considérés. ....	58
Tableau III 3: Pression, Contraintes de Von mises , demi-axes de l'ellipse en fonction du chargement (roue parfaite , $\mu_s=0$ ).....	64
Tableau III 4:Résumé des valeurs calculées .....	67
Tableau IV.1: Parametres du modele roue-rail.....	83
Tableau IV 1: Maillage du couple roue rail.....	85
Tableau IV 2: Differentes valeurs des fréquences naturels pour les 4 cas .....	114
Tableau IV 3: Résultats de l'analyse modale (fréquences) de la roue parfaite et de la roue mi- usée. ....	115
Tableau IV 4: Différentes valeurs des fréquences propres.....	117

# *Introduction générale*

## Introduction générale

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 de 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.

La conception du rail et de la roue ferroviaire, fut l'une des premières grandes innovations technologiques qui a donné une impulsion à une série d'importantes mutations en matière de transport terrestre.

Le fonctionnement fiable des roues ferroviaires exige un ensemble complexe d'étapes de fabrication et d'usinage ; cette complexité tient à la nécessité d'assurer un haut niveau de sécurité pendant la mise en service. La roue supporte des chargements dynamiques verticaux représentant le poids de la locomotive en mouvement, des chargements dynamiques latéraux lors du passage du train sur les voies en courbe, des chargements mécaniques thermiques engendrés par le frottement dans la zone de contact roue/rail. On distingue différents types de frottement : le frottement latéral compte tenu de la géométrie du contact roue/rail, le frottement longitudinal en traction dû à l'avancement des roues de train aux valeurs de vitesses stables, au démarrage et à l'accélération du train, le frottement longitudinal lors des phases de freinage ordinaire ou de freinage d'urgence auquel cas le coefficient du frottement devient plus important. La roue doit donc supporter toutes ces charges et les transmettre au rail par une zone de contact relativement petite. La fabrication de roues de locomotive et des rails utilise un ensemble de procédés (laminage, forgeage, usinage...) auxquels il faut ajouter les traitements thermiques. Tous ces procédés conduisent inévitablement à différents types de défauts, de taille et de nocivité plus ou moins importante. De telles fissures s'initient au droit de ces défauts et l'expérience montre que la période d'amorçage est souvent bien plus longue que la période de propagation ultérieure de ces fissures ; la propagation reste d'ailleurs une étape très critique et difficile à évaluer, pouvant conduire à la rupture finale des roues

ferroviaires qui doit être à tout prix évité car nécessairement catastrophique (Déraillement du train).

Les défauts des roues ferroviaires et leur évolution pendant le roulement peuvent avoir un caractère catastrophique et causer un déraillement. Les conditions de chargement et de vitesse des voitures de trains en service sont devenues sévères ces dernières années. Par conséquent, une évaluation plus précise de la résistance et de la sécurité des roues notamment celles des autorails est indispensable. De même, les conditions de service devraient être appropriées, par exemple, un excès de ferrage de la roue et des conditions sévères de freinage devraient être évités et surtout en présence de défauts géométriques. Des données plus précises, telles que la vérification de la composition chimique de l'acier des roues, la réalisation d'une analyse métallographique ainsi qu'un profil de dureté, sont nécessaires pour identifier l'origine des défauts de la table de roulement des roues de l'autorail. Pour cela, on a effectué ces tests au niveau de l'entreprise ETRAG. Par contre la difficulté principale rencontrée pour la modélisation dynamique ferroviaire est liée à la présence de nombreux phénomènes fortement non linéaires tels que la génération de contact entre la roue et le rail. C'est ce comportement non linéaire qui ôte toute efficacité aux approches analytiques et oriente l'étude vers l'analyse numérique.

Notre travail représente une continuité au travail de magistère. Il s'agit de faire une recherche approfondie sur l'apparition de certains défauts affectant la bonne marche de l'autorail, sollicité par les ateliers de maintenance ferroviaires de Constantine. Les défauts constatés se caractérisent par un arrachement de métal au niveau la table de roulement des roues.

Le mémoire thèse est structuré en quatre chapitres qui se déclinent comme suit :

- Le premier est consacré à une genèse d'accidents ferroviaires dans le monde dû aux dysfonctionnements du couple roue-rail ainsi qu'à de nombreuses investigations sur l'endommagement de celui-ci. Les défauts discutés par auteurs sont de différentes natures (écaillage, plats, fissures, porosité, etc.)
- Au second chapitre, on a considéré la description des différentes composantes de l'autorail (bogie, châssis, essieux et la roue) ainsi que leur fonctionnement. On a développé de façon succincte les principaux défauts rencontrés sur la table de roulement qui sont à l'origine des causes de dysfonctionnements. La théorie du contact roue rail, normal et tangentiel a été aussi considérée.

- Le troisième chapitre est consacré à la modélisation par éléments finis du couple roue rail en statique dans les deux cas (roue avec et sans défauts). Un calcul des contraintes et déformations, a été effectué afin de déterminer les zones critiques sous l'influence des singularités géométriques ainsi que la variation des charges appliquées (charge normale).
- Au quatrième chapitre, on a considéré la modélisation du couple roue rail en comportement dynamique avec différents paramètres (coefficients de frottement, chargement et vitesse de roulement). Les résultats sont présentés sous forme de courbes et contours décrivant en particulier les zones de contact. Une analyse modale a fait l'objet d'un complément de recherche vue l'importance de cette démarche qui nous a permis de vérifier les paramètres dynamiques, en particulier les fréquences propres de la roue avec et sans défauts. Trois cas ont été considérés à savoir : une roue neuve avec et sans, mi- usée avec et sans défauts et roue neuve avec deux rangées de défauts.

Des géométries réelles de la roue et du rail ont été réalisés par le logiciel solid Works, en créant des singularités de formes proches de celles rencontrées sur la table de roulement de la roue. Au début, on a réalisé une analyse statique de la roue seule, ensuite le contact roue rail. Les résultats essentiellement obtenus et comparés sont la contrainte équivalente de Von mises, la contrainte de cisaillement, la déformation, le statut et la pression de contact.

En première partie de l'analyse dynamique, on a modélisé le comportement dynamique du contact roue rail à savoir :

- Analyse dynamique transitoire du contact (roue neuve sans défauts),
- Analyse dynamique transitoire du contact (roue neuve avec un défaut de forme quelconque),
- Analyse dynamique transitoire du contact (roue neuve avec un défaut sous-jacent),

En deuxième partie, une analyse modale de la roue ferroviaire a été considérée dans les cas suivants :

- Analyse modale de la roue neuve parfaite,
- Analyse modale de la roue neuve avec un amas de défauts sur la table de roulement de différentes formes citées si dessus (profondeur 14 mm),
- Analyse modale d'une roue mi- usée avec un amas de défauts peu profonds (profondeur 2 mm) sur table de roulement, et de différentes formes aussi,
- Analyse modale d'une roue neuve avec un amas de défauts de deux rangées de mêmes aires.

***CHAPITRE I***  
***ETAT DE L'ART***



**Chapitres I****État de l'art****I.1 Introduction**

Comme toute pièce sollicitée de manière cyclique, les roues de train sont confrontées aux problèmes associés à la fatigue des matériaux qui peuvent aboutir à des accidents. Un accident ferroviaire est un accident lié à la circulation sur un chemin de fer. Les illustrations les plus remarquées sont le déraillement ou la collision qui touchent directement le matériel roulant et les personnes qui l'occupent et provoquant des dommages souvent importants et graves.

Dès l'origine du chemin de fer, par les infrastructures qu'il utilise, l'importance et la vitesse des masses qui s'y déplacent, s'est avéré un mode de transport présentant un fort potentiel de risques. Afin de les maîtriser, les exploitants et les autorités qui les contrôlent se sont efforcés au fil du temps de tirer les leçons des accidents ferroviaires en adoptant les mesures propres à éviter leurs occurrences. C'est pourquoi, aujourd'hui, le chemin de fer est statistiquement, l'un des moyens parmi les plus sûrs pour se déplacer.

Avant d'entamer l'étude et l'analyse du comportement mécanique de la roue ferroviaire et plus spécialement l'interaction du couple roue-rail quel que soit le champ d'application: analyse statique, analyse acoustique, vibratoire, tribologique etc. On a relevé une série d'accidents, rapportée par la bibliographie ainsi que des rapports d'experts dans le monde, mettant en cause les défaillances des différentes parties du matériel ferroviaire et en particulier le couple roue rail.

**I.2 Accidents ferroviaires**

Depuis l'introduction primaire au 16<sup>ème</sup> siècle, les véhicules ferroviaires ont été exploités pour quelques siècles. Bien que leurs performances aient vu d'importantes améliorations, les accidents de chemin de fer, continuent à se produire de façon inattendue. Anwar Pervez Juna [1] a rapporté dans sa thèse les circonstances d'un accident, survenu en 2000 en Angleterre, qui a provoqué des pannes catastrophiques dues à des déraillements et, malheureusement, l'accident avait fait quatre morts et 70 blessés, y compris un grand endommagement du rail qui a conduit à un coût de maintenance très élevé. Une enquête préliminaire a déterminé qu'un rail s'était cassé au passage du train, et que la cause vraisemblable de cette rupture était des fissures microscopiques au niveau du rail.

Par contre Rami hammamet, Esslinger et al. [2,3] ont cité l'accident de train ICE d'Eschede, représenté à la figure I.1 survenu en 1988 en Allemagne. L'origine de cet accident est due à la mise en exploitation d'une nouvelle roue à faible niveau de bruit, qui a été retirée du service suite à cet accident causé par la rupture de la roue, suite à la propagation par fatigue d'une fissure dans une zone où elle était difficilement détectable



Figure I.1 : Accident du train allemand ICE arrivé à Eschede (Allemagne) en juin 1998 (a)

Un autre accident, selon un rapport d'enquête ferroviaire, établi par le bureau de la sécurité des transports du Canada [4] le 3 avril 2013, un train de marchandises du Chemin de Fer Canadien Pacifique circulait vers l'Est à une vitesse de 34,9 milles à l'heure, lorsqu'un freinage d'urgence intempestif s'est déclenché. L'inspection a permis d'établir que 22 wagons (19 chargés et 3 vides) ont déraillé et que 7 d'entre eux étaient des wagons-citernes de marchandises dangereuses transportant du pétrole brut, suite à un écaillage (figure I.2) recouvrant toute la table de roulement d'une roue.



Figure I.2: Écaillage sur la table de roulement d'une roue correspondante dans le méplat non critique

Thompson [5], a rapporté dans son travail qu'un convoi de wagon chargé de charbon du train de marchandises du Chemin de fer Canadien Pacifique a déraillé, le 31 juillet 2006, pendant que le train roulait sur un pont. Le déraillement a causé des dommages considérables à la voie

ferrée et au pont. La cause principale de cet accident était la rupture d'un tronçon du rail. L'examen des bouts de rail a révélé la présence de deux fissures de fatigue dues à l'écaillage, voir figure I.3.

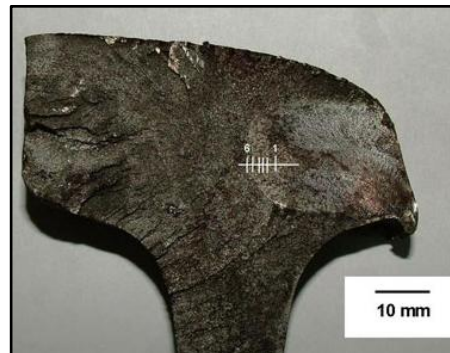


Figure I.3: Bout du rail rupturé.

En date du 29 juillet 2010, selon [6], 19 wagons de tête du train de Fret SNCF dérailent sur la voie 2 à l'entrée de la gare de Bully-Grenay. Ces wagons, chargés de charbon, se mettent en travers et se couchent sur les voies, obstruant ainsi les deux voies principales. Ils s'immobilisent sans faire de victime mais après avoir provoqué des dégâts importants aux infrastructures ferroviaires sur 600 m environ. L'accident est dû à un dysfonctionnement du distributeur de frein du premier wagon du convoi qui a provoqué le blocage des deux premiers essieux, le creusement de leur table de roulement par le frottement sur le rail puis le déraillement sur la première aiguille de la gare.



Figure I.4: Premier wagon de la rame, couché sur le flanc, Roue de l'essieu avec méplat, fluage et bourrelet.

Selon un rapport d'enquête, établi par le bureau de la sécurité des transports du Canada [7] survenu le 7 janvier 2014, 19 wagons et 1 locomotive de traction répartie d'un train de marchandises du Canadien National ont déraillé. La locomotive de traction répartie et la plupart des wagons déraillés se sont empilés. Environ 230 000 litres d'hydrocarbures se sont échappés des wagons-citernes et ont pris feu. Environ 150 résidents ont été évacués dans un

rayon de 1,6 kilomètre. Une grande partie de la voie ferrée a été détruite. Personne n'a été blessé. Une analyse métallurgique de la roue et des fragments (voir figure I.5) a révélé ce qui suit :

1. La roue du wagon comportait une zone de porosité sous-surfacique qui a donné naissance à une fissure de fatigue entraînant l'éclatement de la table de roulement.
2. Les impacts générés lorsqu'une partie de la table de roulement d'une roue s'est détachée ont causé la rupture de la toile de roue.
3. Après que la roue a quitté la surface de roulement du rail, la roue conjuguée a déraillé vers l'intérieur et a commencé à heurter les têtes de crampons entraînant des ruptures de rail.



Figure I.5: Eclatement de la jante de la roue.

Suite à une vérification du train de VIA Rail Canada cité dans un rapport d'enquête ferroviaire établi par [8] , le 15 août 1995 au centre d'entretien, et au cours de cette inspection, ils ont relevé des marques de chocs sur 24 roues qui étaient à peu près toutes de la même taille et étaient situées sur la table de roulement des roues, près de la face de la jante; la gravité des dommages était variable (voir la Figure I.6).

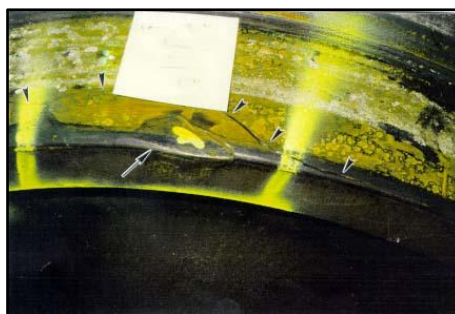


Figure I. 6: Marques de chocs sur la table de roulement des roues, près de la face de la jante.

Le 23 février 2005, le train de marchandises du Canadien National (CN) quitte le triage de Joffre (Québec) [9]. 44 wagons chargés et 45 wagons vides, incluant des wagons-citernes contenant du chlore, du propane et des liquides inflammables. L'examen des wagons déraillés

a révélé qu'un wagon avait perdu son bogie mené. La toile de la roue était fracturée, une partie de la toile étant restée attachée à l'essieu alors que la jante s'est rompue en trois segments principaux d'égale longueur et un petit fragment.



Figure I.7: Essieu et morceaux de la roue [9].

L'analyse métallurgique d'échantillons de la toile de roue a révélé la présence de microporosité causée par les bulles d'hydrogène dissous emprisonnées lors de la fabrication de la roue. Les vides étaient disséminés sur l'ensemble de la surface de la toile de roue. Trois fissures de fatigue situées dans la partie extérieure de la toile de roue se sont propagées à partir des vides. Suite à une inspection réalisée sur un train en date de 9 février 2005, transportant des marchandises dangereuses, un gros morceau de la jante d'une roue a été repéré entre les rails [10]. Bien que cet événement n'ait causé aucun déraillement, le fait que le wagon-citerne chargé de marchandises dangereuses ait roulé sur une distance de 206 milles alors qu'il avait perdu un gros morceau de la bande de roulement d'une de ses roues constitue un risque grave de déraillement et de déversement de marchandises dangereuses. L'analyse métallurgique a révélé que la fracture avait pris naissance au bas d'un écaillage et s'était propagée dans des directions opposées, perpendiculairement à la surface de roulement, jusqu'à ce que le morceau de jante se sépare de la roue.

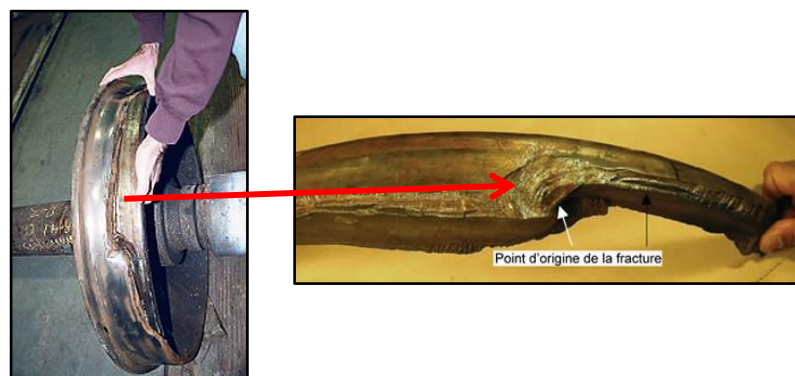


Figure I.8: Partie de la table de roulement récupérée [10]



KhoaDuyVo [11] a cité dans sa thèse un autre accident ferroviaire qui s'est déroulé le 19 avril 2008 lorsqu'un train en Australie a déraillé. Les enquêteurs ont trouvé que le rail a échoué en raison d'une fissure de trou de boulon initiée et propagée par le passage du train précédent. Lorsque le train a traversé le rail, la fissure s'est développée complètement jusqu'à ce que le rail soit complètement brisé. Treize wagons ont déraillé et environ 800 m de voie ont été endommagés. Heureusement, il n'y avait pas de blessés. On peut observer à partir du graphe (figure) que le déraillement est toujours survenu malgré l'effort des opérateurs ferroviaires pour améliorer le véhicule.

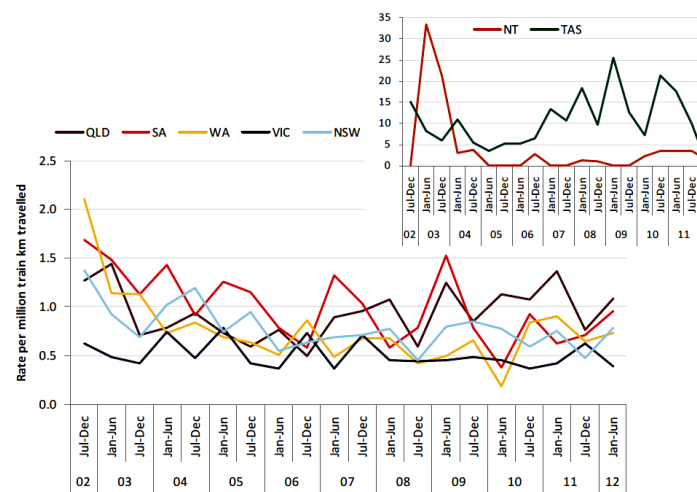


Figure I.9: Taux biannuel normalisé des déraillements de ligne de roulement australiens par millions de km parcourus selon la jurisprudence et l'année, du 1er juillet 2002 au 30 juin 2012[11]

### I.3 Investigations sur l'endommagement du couple roue-rail

Dans les travaux de recherche plusieurs auteurs ont été intéressés par les problèmes de dommage du couple roue rail, leur origine d'apparition et les dégâts qu'ils peuvent provoquer, citons :

L. Saint-Aimé et al [12] ont présenté une analyse de l'écrouissage cyclique du rail sous l'effet de passages répétés de roues ferroviaires. Ils disent que 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.

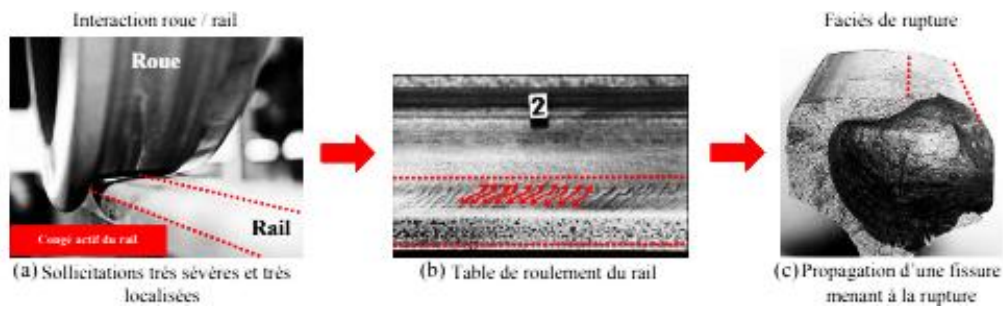


Figure I.10: Problématique du head check : a) conditions de contact ,b) contrôle de la tête de fissures sur le congé du rail , c) faciès de rupture du au contrôle de tête .

Par contre Taraf Modar [13] a entamé dans son travail de recherche sur un type spécial de défauts superficiels qui est causé par les indentations. Il a constaté que dans les recherches réalisées sur de tels défauts dans les roues indiquent qu'ils sont principalement des indentations sphériques et sont probablement non nocifs. Il a précisé que des ruptures de roues provoquées par de tels défauts ont été citées par Mitura et al [14].

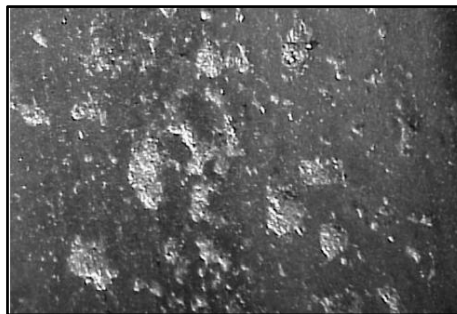


Figure I.11: Défauts superficiels causés par des indentations gravées sur une roue ferroviaire [13].

Une autre étude sponsorisée par Transportation Technology Centre, Inc (TTCI) et établie par V. Sura, YM Liu et S. Mahadevan [15], s'intéresse au développement d'une méthodologie pour analyser et simuler les défaillances de roues de chemins de fer. Plusieurs facteurs importants influant sur le comportement des roues de chemin de fer seront étudiés en détail, tels que les détails structuraux (épaisseur de la jante et conception des roues), les défauts initiaux (par exemple, vides internes et inclusions non métalliques), le processus de fabrication,...), modes de défaillance (par exemple, usure de fatigue) etc. Les résultats seront utilisés pour la prédiction de la durée de vie en fatigue afin d'inclure l'effet de contrainte résiduelle qui peuvent conduire à de futures orientations pour l'optimisation de la conception des roues de chemin de fer.

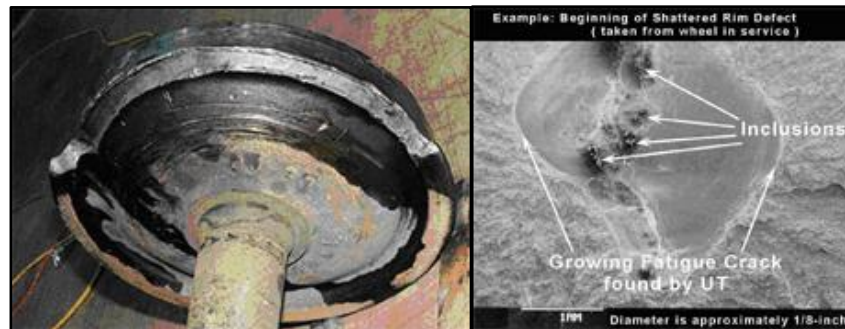


Figure I.12: Roue fracturée possédant des inclusions métalliques[15].

Dans sa thèse Bérénice Pecile [16] a établi d'un Modèle dynamique d'interaction véhicule-voie ferroviaire par une approche temporelle en présence de défauts géométriques sur les surfaces en contact. L'objectif principal de son travail est de proposer un modèle semi-analytique global compatible avec l'intégration de multiples défauts géométriques sur les surfaces en contact ou il a simulé son modèle géométrique avec multiples combinaisons de défauts, localisés comme le méplat ou répartis comme l'usure ondulatoire. Vu l'absence de données expérimentales, il a modélisé les défauts étudiés par des fonctions analytiques. Pour le cas de défaut d'écaillage, il a fait une représentation surfacique du défaut et a modélisé sa variabilité spatiale dans les deux directions par des champs aléatoires. Il a modélisé les différents stades de l'écaillage, en générant les bandes de roulement écaillées et en les utilisant comme données d'entrée du modèle proposé ou il a analysé l'influence de la classe et des différents paramètres de l'écaillage.

Ass. Prof. Schmidová E14 et al [17] ont fait une recherche axée sur les changements structurels dans la période opérationnelle roues du train. Ils ont étudié la nature de la structure en utilisant la microscopie optique et la micro dureté. Ils ont trouvé qu'en raison de forces excessives sur la surface, les grains cristallins sont déformés et écrasés. Ils disent que Cette surface change et crée une microfissuration, qui peut concentrer les contraintes et accélérer les dommages. Les résultats expérimentaux obtenus montrent une déformation considérable des couches de surface (jusqu'à environ 5 mm). Les mécanismes obtenus peuvent générer des structures différentes, mais tous deux contribuent à une dégradation irréversible de la surface des roues des chemins de fer.



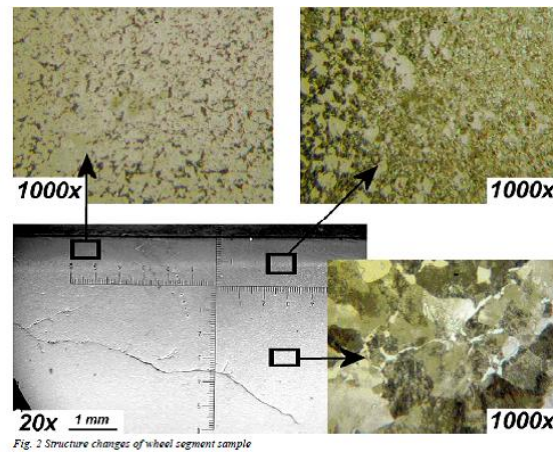


Fig. 2 Structure changes of wheel segment sample

Figure I.13: Structure d'une partie de la roue après usinage avec la microscopie optique[17].

Yong ming Liu et al [18] ont proposé une méthodologie d'analyse de fatigue générale des dommages pour les composants mécaniques complexes, ils l'ont développée et appliquée au problème de la fatigue de contact roulant roue/rail. Un modèle 3-D élasto-plastique par éléments finis est utilisé pour l'analyse des contraintes. Alors les dommages de fatigue de la roue sont évalués numériquement en utilisant l'historique de la contrainte pendant une rotation complète de la roue. Les effets du diamètre de la roue, charges verticales, dureté du matériau et les propriétés de fatigue des matériaux sur la résistance à la fatigue en amorçage de fissure sont étudiés à l'aide du modèle proposé.

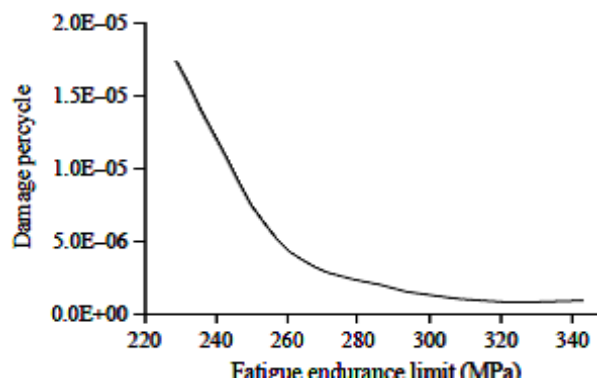


Figure I.14: Courbe de d'endurance [18].

Tanel Telliskivi et al [19] ont étudié la méthode de calcul de la dégradation des surfaces des roues et des rails en courbe où le phénomène majeur de dégradation de surface est une combinaison d'usure et de déformation plastique. La simulation du changement de forme des contacts roues-rails les a aidés à identifier le risque d'usure sévère ou catastrophique résultant de la vitesse excessive des trains et des charges d'essieu.

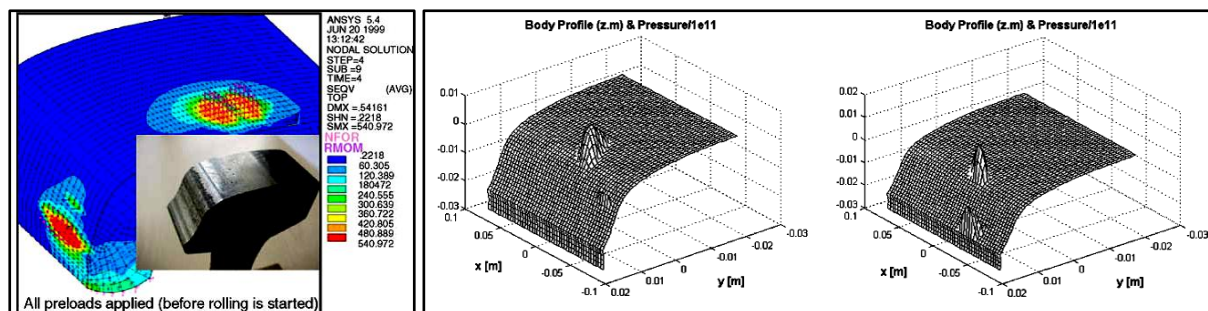


Figure I.15: Position du contact sur le rail[19].

Les résultats obtenus montrent que l'usure exprimée, en tant que perte de masse par distance glissée, peut être jusqu'à 2,5 fois supérieure lorsque l'on utilise un modèle de matériau élasto-plastique par rapport à un modèle de matériau élastique linéaire.

Dans sa thèse Brahim Soua [20] a fait une étude sur l'usure et de l'endommagement du roulement ferroviaire avec des modèles d'essieux non-rigides. Il s'est intéressé à une modélisation par éléments finis de l'usure régulière des profils des roues et des rails qui influe particulièrement sur la stabilité des véhicules donc le confort et la sécurité. Après il a abordé le phénomène d'usure irrégulière longitudinale des roues à grande vitesse et la fatigue des rails soumis au contact roulant en considérant les conditions d'amorçage des fissures par deux approches ; le critère de Dang van et la mécanique de l'endommagement.

Un autre travail se concentre sur la modélisation du contact roue-rail dans des conditions d'adhérence élevée, et l'explication de la formation de dommages conséquents sur le rail. Le modèle fournit une meilleure compréhension des effets de l'état d'adhérence élevée sur les états de contrainte de contact, l'initiation des dommages et aussi l'augmentation de température sur le rail [12].

Dans un papier de B. Pecile [21], il a fourni un modèle dynamique de l'interaction roue / rail capable de prendre en compte tout type de défauts. A cette fin, une investigation dans le domaine temporel est effectuée pour déterminer la force de contact normale et les déplacements de la roue et du rail. Le modèle comprend une représentation multi-corps du véhicule et de la voie, couplée par un modèle de contact qui permet la description tridimensionnelle locale des surfaces en contact et l'utilisation de géométries réelles. Un exemple de combinaison de défauts est ensuite présenté et discuté.

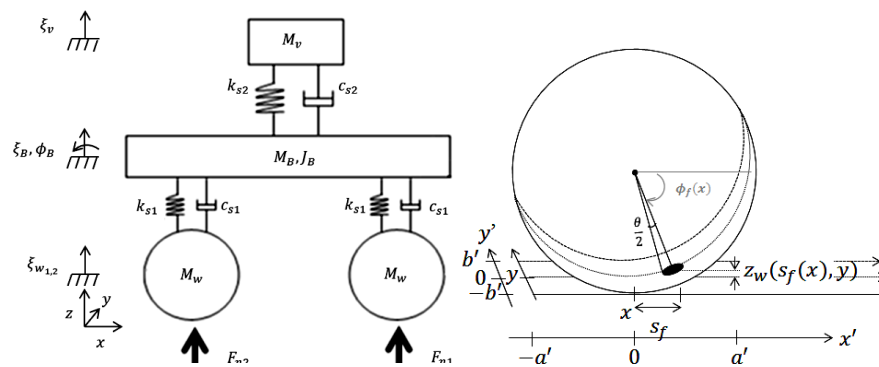


Figure I.16: a) Véhicule modélisé comme un système à cinq degrés de liberté .b) Géométrie de l'endommagement (shelling) et de l'écaillage [21]

Par contre Alexey Loktev1 et al [22] ont étudié l'influence de la force de roues avec défauts sur des rails, et l'évaluation des contraintes qui apparaissent dans les rails. Pendant le mouvement d'un véhicule ferroviaire, la position de la paire de roues par rapport aux rails change de manière significative, ce qui provoque diverses combinaisons de zones de contact roue-rail. Ils ont constaté que même si la charge axiale soit constante, les contraintes normales changeront substantiellement en raison des différences dans les rayons de courbure des surfaces de contact de ces zones, ainsi que les vitesses des véhicules ferroviaires.



Figure I.17: Défauts de rail: a) Fentes transversales dans la tête de rail; b) Fissures transversales dans la tête du rail [22].

## Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une genèse d'accidents ferroviaires dans le monde dû aux différents défauts du couple roue-rail, ainsi qu'à de nombreuses investigations sur l'endommagement de celui-ci, rapportés par la bibliographie ainsi qu'à de plusieurs rapports d'experts.

# ***CHAPITRE II***

## ***Couple roue rail et approches de calcul***

## Chapitre II

## Couple roue rail et approches de calcul

## II.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est d'établir une description détaillée sur l'interaction roue rail et des défauts géométriques qui y interviennent. Pour cela, la première section est consacrée à la description du véhicule et du matériel roulant de l'autorail ensuite les défauts rencontrés sur la table de roulement des roues sont brièvement présentés. La dernière section est consacrée aux différentes méthodes de résolution du problème d'interaction roue rail.

## II.2 Description du véhicule

Le train Automoteur Diesel pour la Société Nationale des Transports Ferroviaires (SNTF) est une unité diesel pour des lignes dont la largeur de voie est de 1435mm. La composition minimale autonome est composée par deux voitures motrices et une voiture remorque, M1-R-M2, accouplées pneumatiquement et mécaniquement par l'intermédiaire d'attelages semi-permanents et électriquement à travers des tuyaux placés dans chaque traverse. La composition maximale est de trois unités de train, soit neuf voitures.

Chaque voiture dispose d'un poste de conduite à chacune de ses extrémités avec deux portes d'accès extérieures, une de chaque côté. À l'autre extrémité des voitures M1 et M2 et aux deux extrémités de la voiture R, il a été prévu un couloir d'intercirculation qui permet aux voyageurs d'accéder aux voitures à travers une porte. Le train est propulsé par l'intermédiaire de quatre moteurs diesel, deux dans chaque voiture motrice [23].

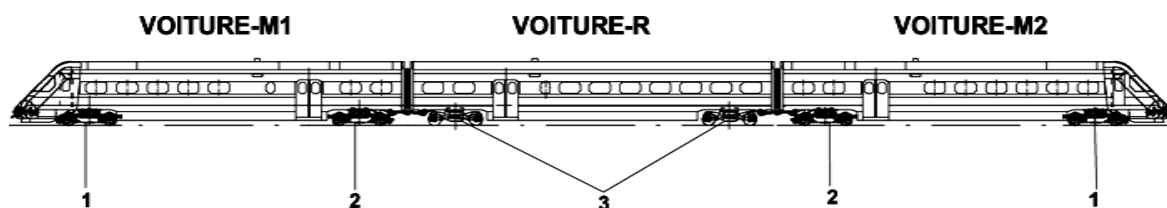


Figure II.1: Train automoteur

### II.2.1 Caractéristiques techniques générales

Les tableaux suivants récapitulent les informations importantes et caractéristiques technique du train automoteur.

**Poids :** le Tableau II.1 résume les poids des différentes parties du train.

Tableau II.1: poids des differenes parties du train [23]

<b>Voiture motrice M1</b>	<b>52 727 kg</b>
<b>Voiture motrice M2.</b>	<b>52 486 kg</b>
<b>Voiture remorque</b>	<b>48 353 kg</b>
<b>Bogie moteur (côté poste de conduite)</b>	<b>7 081 kg</b>
<b>Bogie moteur (côté opposé au poste de conduite)</b>	<b>7 271 kg</b>
<b>Bogie Remarque</b>	<b>6 613 kg</b>

**Prestation:** le Tableau II.2 résume les vitesses et l'accélération

Tableau II.2: les vitesses et l' accélération[23].

<b>Accélération moyenne (0-40 km/h)</b>	<b>0,45 m/s<sup>2</sup></b>
<b>Décélération maximale avec frein de service</b>	<b>1 m/s</b>
<b>Décélération maximale avec frein d'urgence</b>	<b>1,1 m/s</b>
<b>Vitesse commercial maximale</b>	<b>160 km/h</b>

**Place:**

Tableau II 3: nombre de places assises [23].

<b>Places assises</b>	<b>198</b>	
<b>Voiture M1</b>	Sièges	58
	Place PMR/strapontins	½
<b>Voiture M2</b>	Sièges	64
<b>Voiture R</b>	Sièges	76

### II.2.2 Description du matériel roulant

#### II.2.2.1 Le Bogie

La caisse de chaque voiture s'appuie sur deux bogies. Chaque bogie des voitures motrices dispose d'un essieu monté moteur avec le réducteur calé et un essieu monté porteur. Chaque bogie de la voiture remorque dispose de deux essieux porteurs. Tous les essieux portent deux

roues entières et deux disques de frein. Les boîtes d'essieu sont installées aux extrémités des essieux. La suspension primaire est installée entre les boîtes d'essieu et le châssis du bogie et elle peut ainsi transmettre, entre l'extrémité de l'essieu monté et le reste du bogie, les charges verticales tout comme les efforts de guidage transversaux et d'entraînement.

Entre la partie supérieure du châssis du bogie et la traverse de charge, se trouve la suspension secondaire, type pneumatique, composée par deux coussins pneumatiques pour la suspension verticale et transversale et pour amortir au maximum les oscillations du véhicule dans toutes les directions.

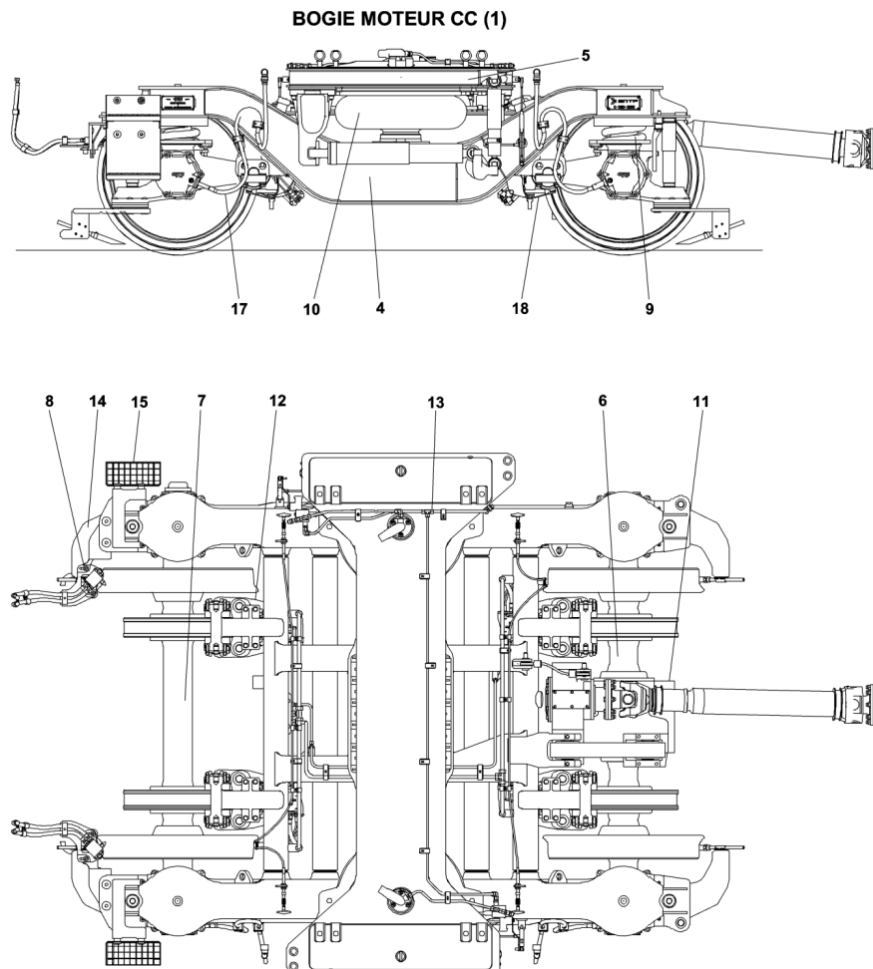


Figure II.2: Bogie moteur [23]

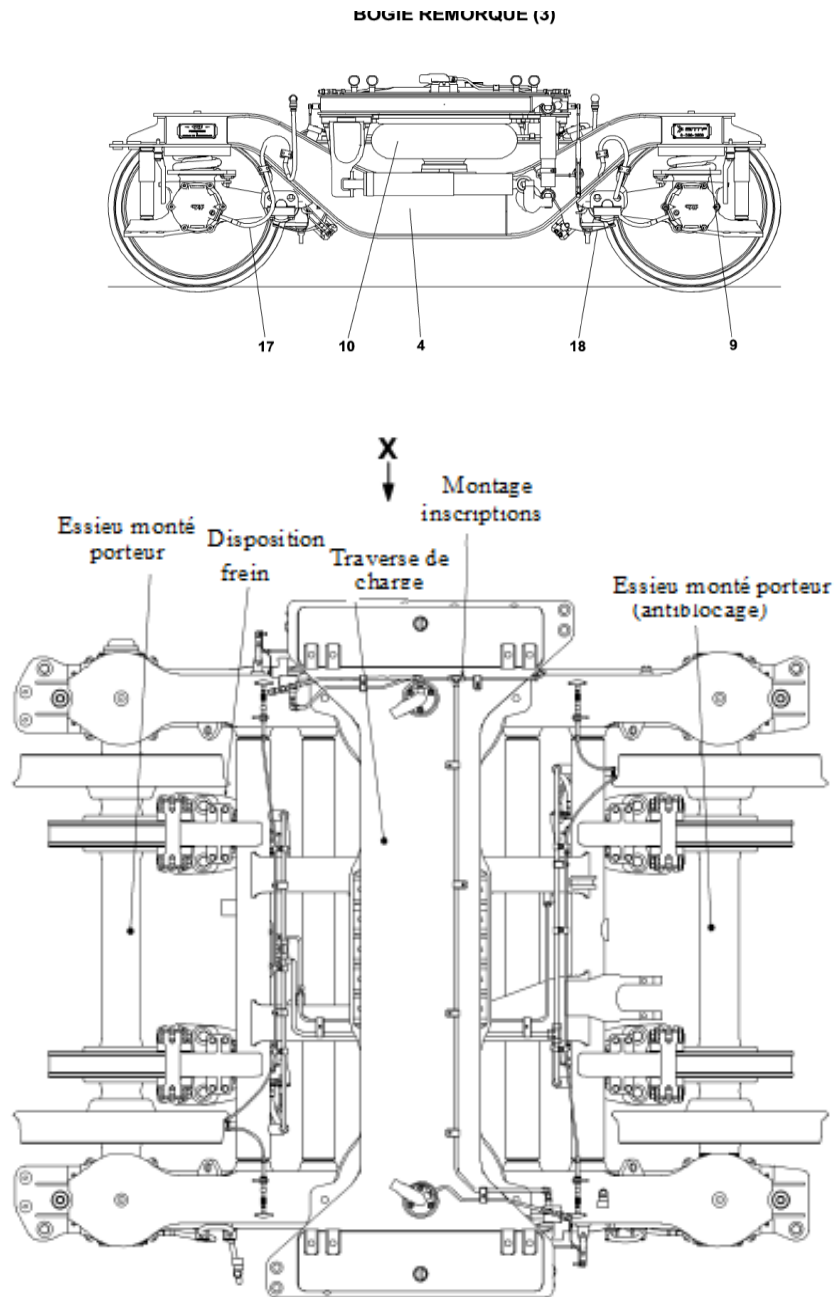


Figure II 3: Bogie porteur [23]

### II.2.2.2 Moteurs de Traction

Le train est propulsé par l'intermédiaire de quatre moteurs diesel, deux dans chaque voiture motrice. Il s'agit de moteurs quatre temps avec six cylindres en ligne, placés horizontalement dans les modules moteurs en dessous du châssis de la caisse.

La transmission de puissance du moteur à l'essieu monté du bogie s'effectue par l'intermédiaire de la turbo-transmission, dirigée et contrôlée par son propre système



électronique. Cet appareil dispose de deux vitesses de fonctionnement dont il faudra sélectionner celle convenant le mieux selon la demande du conducteur

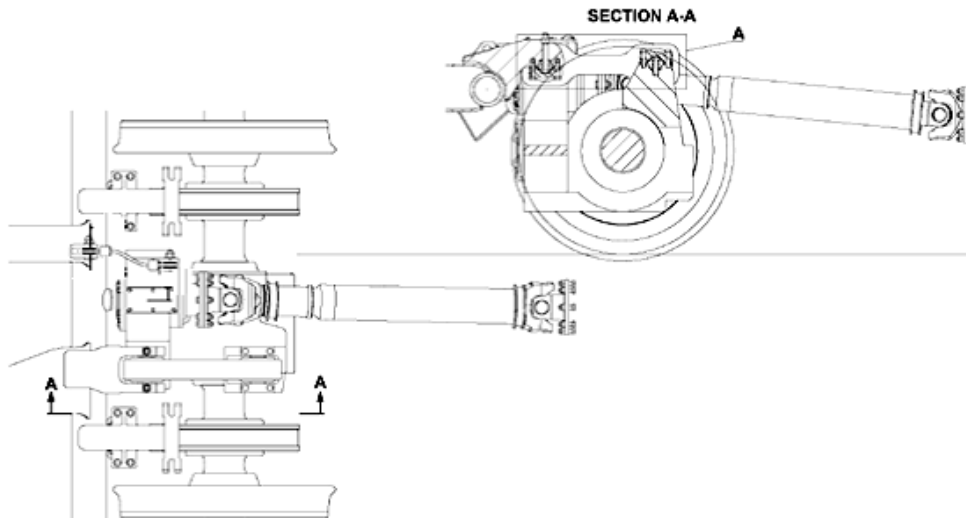


Figure II 4: Système de transmission [23]

### II.2.2.3 Les essieux

Chaque bogie des voitures motrices, disposent d'un ensemble essieu monté moteur et d'un ensemble essieu monté porteur. Les bogies remorques sont équipés de deux ensembles essieux montés porteurs, l'un est identique à celui des voitures motrices et l'autre est légèrement différent. L'ensemble essieu monté moteur est formé des sous-composants suivants:

Essieu monté moteur.

- Boîte anti-enrayeur double.
- Boîte essieu retour courant

L'ensemble essieu monté porteur des bogies moteurs et un des deux bogies remorques, comprennent les sous-composants suivants :

- Essieu monté porteur
- Boîte anti-enrayeur simple
- Boîte d'essieu simple

L'ensemble essieu monté porteur (3) du bogie remorque est formé des sous-composants suivants:

- Essieu monté porteur
- Boîte anti-enrayeur simple

- Boîte essieu retour courant

Tous les essieux montés porteurs sont identiques mais les ensembles essieux montés porteurs sont différents sur le bogie remorque. Les essieux moteurs et ceux remorqués présentent un essieu axe sur lequel les éléments suivants ont été calés:

- Deux roues monobloc, une à chaque extrémité, avec une surface de roulement durcie superficiellement.
- Deux disques de frein.

Les roues présentent un orifice d'injection de l'huile à pression destinée au démontage.

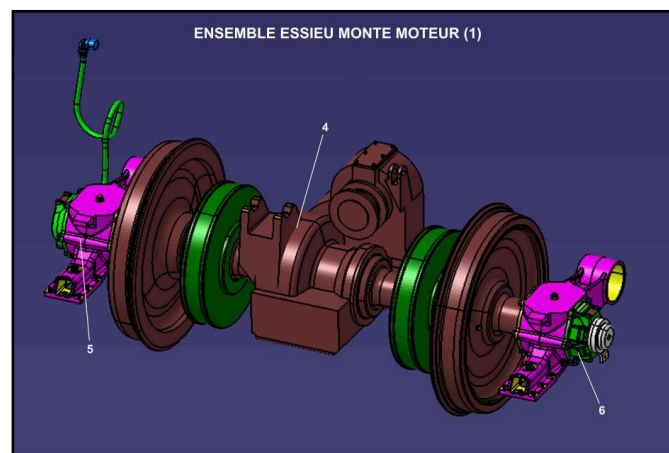


Figure II.5: Ensemble essieu monté moteur [23].

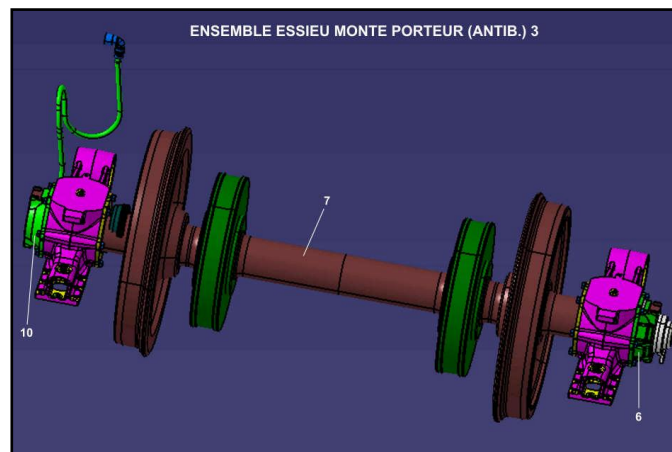


Figure II.6: Ensemble essieu monté porteur [23].

### II.2.2.3 La roue

Les roues de l'autorail sont des roues monoblocs ou Un trou d'injection est percé dans la roue, protégé par un bouchon vissé (1) et une rondelle (2), pour recevoir un dispositif de déplacement par pression d'huile pour le décalage de la roue. L'huile est distribuée sur la

fixation de calage à travers une entaille circonférentielle placée au milieu de la surface intérieure de la roue.

Le Tableau II.4 représente quelques caractéristiques techniques de la roue.

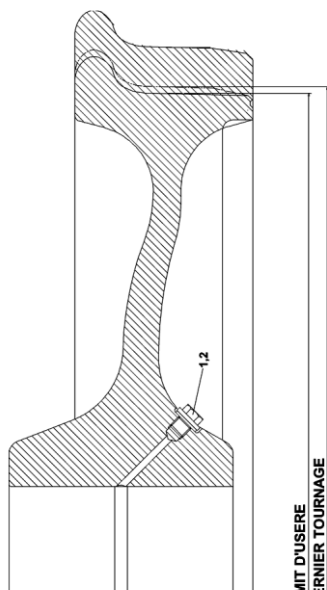


Tableau II.4: Caractéristiques techniques de la roue[23].

Type	monobloc
<b>Diamètre de roulement:</b>	
<b>Roues neuves</b>	850 mm
<b>Dernier tournage</b>	790 mm
<b>Limite d'usure</b>	780 mm
<b>Largeur de la surface de roulement</b>	135 ± 1 mm
<b>Épaisseur du bourrelet (boudin)</b>	31,5 mm
<b>Angle du bourrelet (boudin)</b>	70°
<b>Hauteur du bourrelet(boudin)</b>	28 mm

Figure II.7:Plan de la Roue de l'atorail [23].

### II.3 Description de roue et de la voie ferrée

#### II.3.1 Description de la roue ferroviaire

La roue ferroviaire est une structure particulière dont chaque partie est importante. Les roues ferroviaires sont des roues pleines en acier forgé ou en acier moulé. Elles sont généralement solidaires de l'essieu, également en acier, sur lequel elles sont emmanchées en force. L'ensemble forme un « essieu monté », montage qui garantit la solidité de l'ensemble et le respect de l'écartement. Les extrémités des essieux, ou fusées, situées à l'extérieur des roues, sont engagées dans des « boîtes d'essieu », à coussinet (friction) ou sur le matériel moderne à roulement à rouleaux, dans lesquelles elles tournent et par lesquelles le poids du véhicule est transmis aux roues. Un vocabulaire spécifique définit les différentes parties d'une roue monobloc (Figure II.8). Typiquement, la surface de roulement d'une roue ferroviaire a une largeur environ 135 mm, en incluant le boudin. En plus de sa fonction principale d'assurer le roulement, chaque partie joue un rôle important dans le fonctionnement du système.

- Le boudin assure avec la forme conique de la jante le guidage du train et empêche son déraillement. Donc il limite le débattement de l'essieu transversalement selon l'axe y entre les deux files de rails, en venant buter contre le champignon du rail.

- Grâce à sa forme conique, la table de roulement de la roue joue le rôle d'un différentiel permettant d'éviter le glissement des roues opposées dans les virages. Cette conicité sert également à recentrer dynamiquement l'essieu entre les rails.
- Dans le cas des roues freinées, la jante permet de dissiper la puissance de freinage provenant du frottement avec les semelles de frein.
- la toile reliant la jante et le moyeu, est moins large, environ 20-25 mm, elle assure le lien entre le moyeu et la jante. Elle a une forme courbée qui permet et transmette, avec une certaine flexibilité, les efforts latéraux de guidage du train.
- Les dimensions de la roue et son poids dépendent du matériel roulant en question [2].

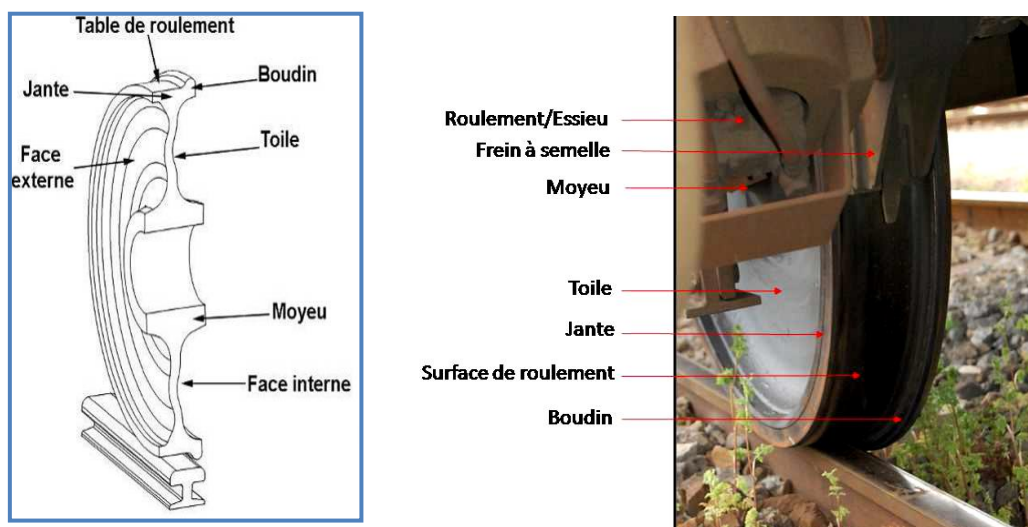


Figure II 8:Description des composants d'une roue [24,25].

### II.3.2 Description des composants de la voie

Une voie ferrée est typiquement composée de la plate-forme, des traverses, du système d'attaches entre la traverse et le rail, lui-même étant le dernier composant (voir Figure II.8). On définit une *travée* comme étant un tronçon de voie compris entre chaque milieu de 2 traverses consécutives. La semelle sous rail est fabriquée en caoutchouc ou en élastomère. Sur cette voie, les traverses sont en béton et de type bi-bloc. Les traverses peuvent aussi être de type monobloc (un seul bloc) en béton ou en bois. Le vocabulaire couramment utilisé est rappelé sur la figure II.9. Les 4 parties importantes de la section de rail sont sa surface de roulement, le champignon, l'âme et le patin [24].

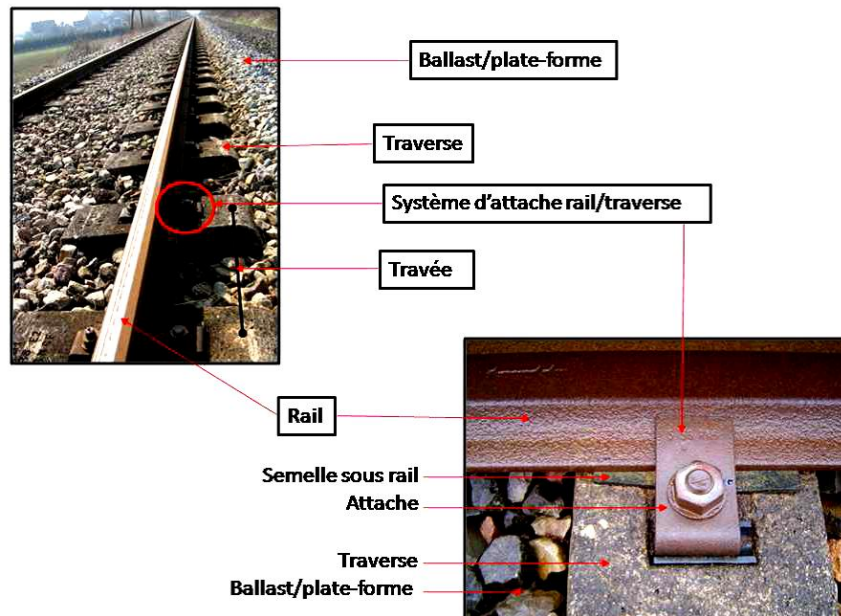


Figure II.9 : Description des composants de la voie ferrée [24]



Figure II.10 : Description des différentes parties du rail [24].

#### II.4 Les défauts des roues ferroviaires

Bien que la fatigue est considéré comme le phénomène le plus important et le plus dangereux des dommages aux roues ferroviaires, les effets thermiques, la déformation plastique et à l'usure, les défauts doivent également être pris en compte, comme cause a diminué la durée de vie des roues ferroviaires. Tous ces échecs peuvent même conduire de temps en temps, mais

pas toujours, à des déraillements avec un niveau de danger différent. Par conséquent, il est nécessaire de connaître avec précision le type de défauts sur roues, ses causes et la façon d'effectuer la maintenance préventive pour détecter ces défauts avant de provoquer des situations dangereuses [26].

### II.4.1 Défauts de roulement et leurs causes

Les défauts des roues (défauts de la table de roulement) sont classées par UIC [27] en trois catégories en fonction de leur apparence physique, voir Figure II.11 [28,29],

1. Défauts discrets, tels que les plats de roue générés par le patinage des roues dû aux freins bloqués et l'écaillage.
2. Défauts périodiques, tels que la polygonisation des roues et l'ondulation des roues.
3. Les défauts aléatoires, qui couvrent une combinaison des deux catégories précédentes et aussi d'autre défaut.

Tous ces défauts et autres sont représenté sur l'organigramme suivant :

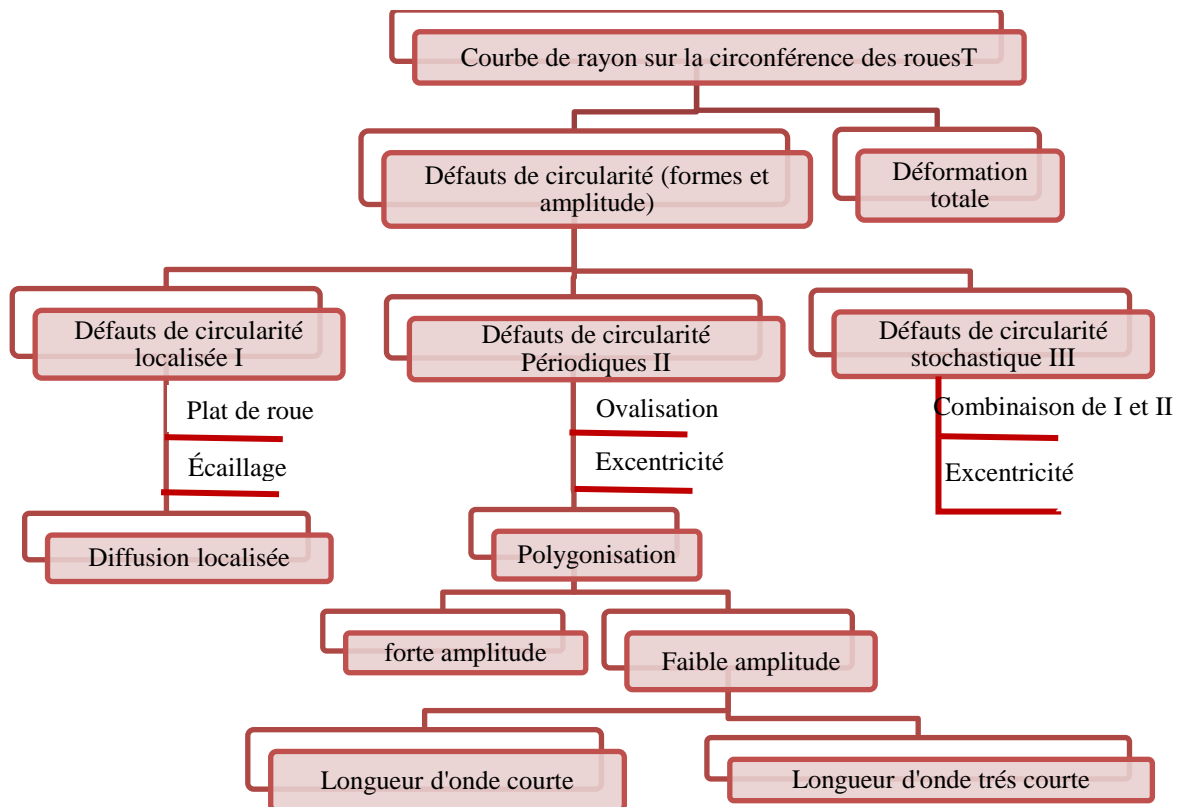


Figure II.11: Classification des défauts roue [26]

Trois catégories de causes directes peuvent être identifiées. Chaque catégorie est liée à des défauts générés par différents types de contact mécanique avec la bande de roulement.

- Défauts dus au contact entre la roue et le rail, conduisant principalement à la détérioration par fatigue du contact roulant
- Défauts dus au contact entre la roue et le frein, principalement pour les trains équipés de systèmes de freinage, mais également pour les trains équipés de freins à disque
- Défauts dus au contact entre la meule et l'outil d'usinage lors du reprofilage (profil initial après fabrication et profil après tournage pour maintenance).

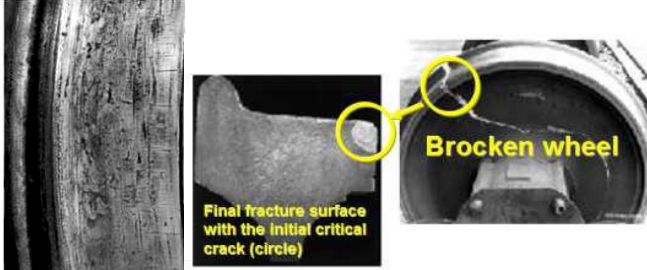

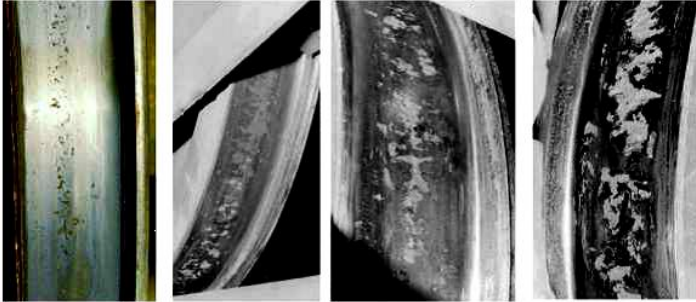

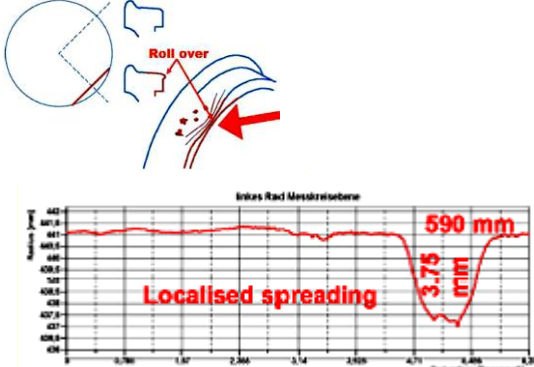
Ces trois catégories génèrent différents types de défauts de roues.

### II.4.2 Défauts localisés sur la table de roulement

Les défauts localisés de la bande de roulement sont caractérisés par des endroits de dégradation du matériau. Si un défaut de la table de roulement n'est pas corrigé dans le temps, le défaut peut évoluer et s'étendre sur la circonférence de la roue et peut se transformer à d'autres types de défauts. Le tableau 6 donne un résumé des défauts fréquemment détectés dans les ateliers de maintenance ferroviaire. Les fissures thermiques sont les défauts les plus dangereux car ils peuvent entraîner une défaillance de la roue. Alors que les méplats sont généralement le résultat de génération de force de contact et de vibrations au sol, voir [30,31], par contre l'écaillage des roues n'a pas été étudié en termes de vibration au sol. Des recherches ont montré que les défauts localisés peuvent aussi s'expliquer par un écart de dureté autour de la circonférence de la roue. la différence de dureté était due à une trempe inappropriée de la roue (le cas des roues rencontrées dans l'AMF). Le tableau 6 récapitule la liste des défauts couverts par deux revues approfondies de la littérature effectuées chez Chalmers [32,33].



Tableau II.5: Défauts fréquemment détectés [26]

Défauts de la table de roulement	Aspect visuel	Occurrences	Conséquences
Fissure thermique		Habituel avec blocage des systèmes de freinage	Rupture de roue si elle n'est pas corrigée
Plat de roue		Force de freinage excessif par rapport au frottement roue/rail	Charge d'impact élevée
Ecaillage		Combinaison des conditions suivante : mauvaise piste / vitesse excessive / freinage excessif/ roues d'une dureté suffisante	Aucune enquête sur le plan de sol vibrations structurelles
Roue avec apport de métal		Bloc de frein, débris de rail soudé sur bande de roulement de la roue en raison d'un transport lourd.	forte Force d'impact
Diffusion Localisé		Bloc de frein, débris de rail soudé à roue bande de roulement en raison de transport lourd.	Échec de trains non suspendu / charges d'impact élevée



Et comme les défauts rencontrés sur et sous la table de roulement des roues de l'autorail caractérisés par un arrachement de métal s'étendant sur toute la périphérie pendant le roulement forment des écaillages, cependant une petite description est recommandée.

### II.4.2.1 Notion d'écaillage

L'écaillage est un arrachement de matière qui apparaît sur la table de roulement suite à la combinaison de plusieurs facteurs tels qu'une mauvaise qualité de la voie, une vitesse excessive, une surcharge verticale, un freinage exagéré ou encore une dureté insuffisante dû à l'élaboration ou le procédé de fabrication. Dans ce cas, la dynamique ferroviaire et la stabilité du véhicule sont affectées [34].

Les photos suivantes montrent le cas des roues des autorails affectées par des arrachements de métal étendu en écaillage pendant le roulement.



Figure II.12 : Photo des roues endommagées de l'autorail prises à l'AMF

L'écaillage résulte de la rencontre de fissures initiées par la fatigue de contact de roulement sur la roue, ils apparaissent dans un premier temps sur une petite partie de la table de roulement, sous l'aspect de petites discontinuités (diamètre inférieur à 12 mm) représentées dans la figure II.13. Par la suite, celles-ci s'agrandissent en développant des arêtes tranchantes. Dans les cas les plus extrêmes, les écaillages s'étendent sur plus de 50% de la surface de la roue. Ils peuvent alors mesurer plus de 25 mm de diamètre et avoir une profondeur supérieure à 3 mm.

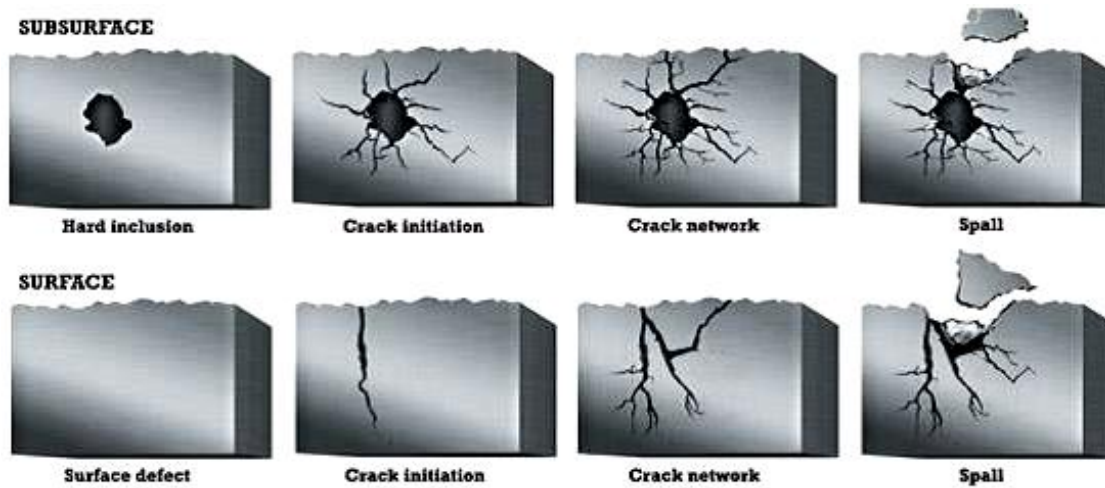


Figure II.13: Illustration du développement d'un écaillage en surface ou en sous-couche [31]

Donc un écaillage est le résultat de la propagation d'une fissure, qu'elle soit en surface ou sous-jacente, dans la matière (Figure II.13) [31].

En effet, même dans des conditions de fonctionnement optimales, les fissures s'amorcent et se propagent jusqu'à ce qu'un élément de volume se détache. Progressivement, le chemin de roulement se détériore jusqu'à la ruine de la roue.

Ces défauts peuvent varier en taille en fonction de l'âge et de la profondeur (figure II.14). Son fréquence peut atteindre le point où la table de roulement est recouverte avec les écailles au point qu'ils arrivent à se joindre, ce qui est le cas des roues de l'autorail.

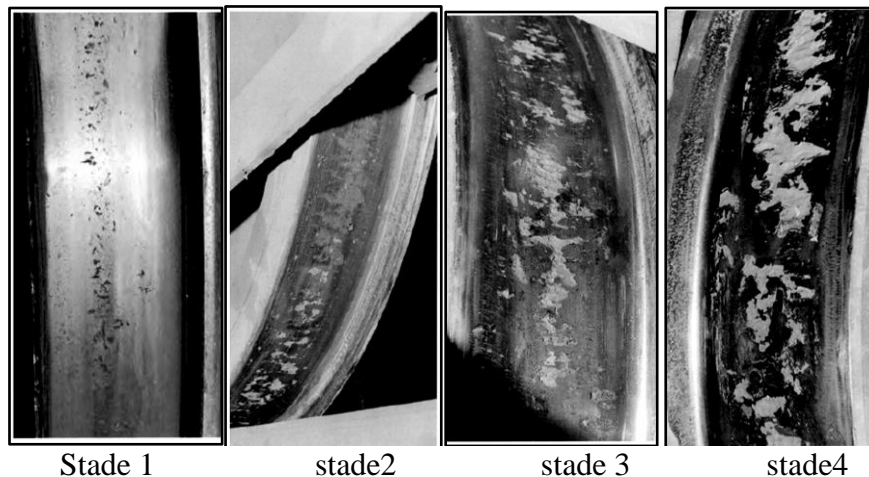


Figure II.14 :Différents stades de l'écaillage [30]

Pour mieux identifier l'origine de l'arrachement de métal sur la table de roulement de la roue ; une série de test a été effectuée sur un morceau de la matière de la jante de la roue endommagée, à savoir l'analyse chimique, profil de dureté et une analyse métallographique dans le laboratoire de métallurgie de l'entreprise ETRAG :

- L'analyse chimique a montré que le matériau est dans les normes.
- Le profil de dureté effectué à de différentes profondeurs de la table de roulement, a montré une augmentation de la dureté par rapport à la valeur normalisée qui est de 274 HB. Les valeurs obtenues allant jusqu'à une valeur très grande (580HV) et qui peut être l'origine de ces défauts.
- L'analyse métallographique a confirmé les résultats du profil de dureté.

Les résultats des tests effectués sur la roue sont cités dans l'annexe.

### II.5 Description de l'interaction roue-rail

Théoriquement le contact entre la roue et le rail est initialement ponctuel. Sous l'effet du chargement et les propriétés élastiques et géométriques des matériaux, les surfaces se déforment localement à son voisinage, créant ainsi une surface de contact elliptique. Cette surface, mesure environ un centimètre carré et est le lieu d'application de forces normale et tangentielle, due aux frottements et aux pseudos glissement. Cependant, elle est généralement divisée en zones de glissement et d'adhérence (Figure II.15).

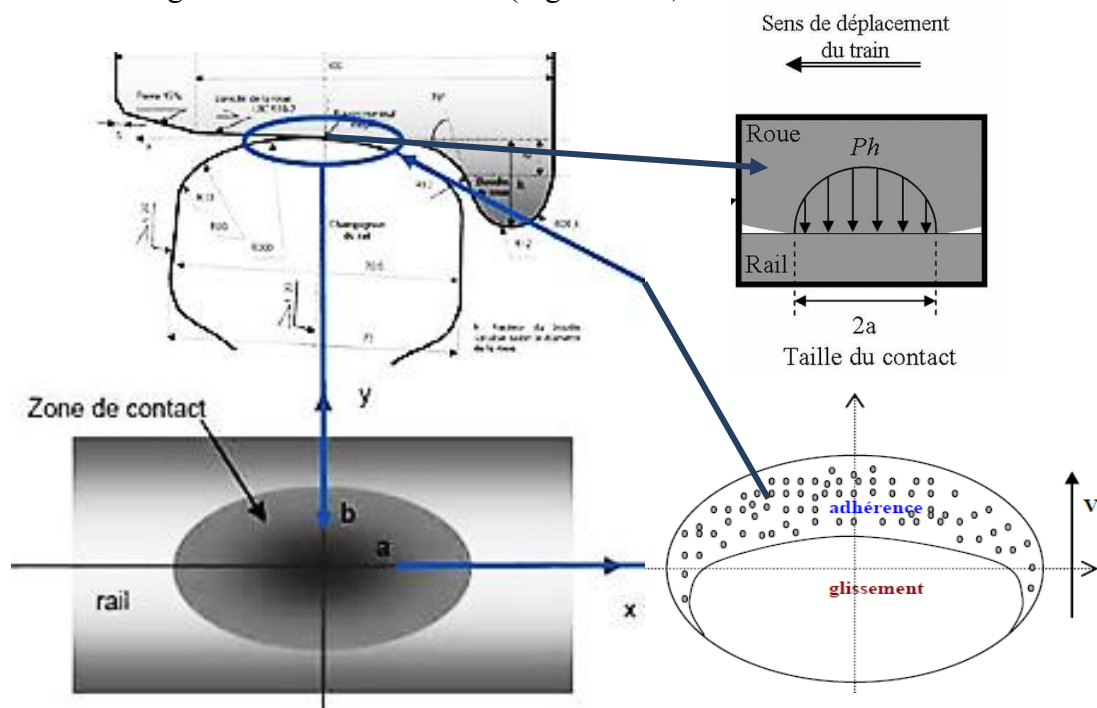


Figure II.15 : Contact roue-rail et surface de contact [35,36]

La forme et la taille de l'aire de contact peuvent varier, notamment en fonction de la position du contact sur la table de roulement. En fonction de la conicité de la roue, de l'angle d'inclinaison du rail et de la configuration de la voie (ligne droite, virage, aiguillage, . . .), le contact pourra se situer sur la bande de roulement ou sur le boudin. Dans le cas d'une roue

parfaitement conique et d'un rail neuf incliné au vingtième, le contact se situe au milieu du rail. Dans le cas de surfaces non usées, les empreintes de contact sont similaires à celles décrites dans la théorie de Hertz malgré une légère sous-estimation en fonction de la charge. Pour des surfaces usées, l'empreinte de contact est plus large et la pression maximale est plus petite car les profils sont moins rugueux et quasi-conformes car la roue a perdu sa conicité. Si les surfaces sont endommagées, la surface de contact est fragmentée et les contraintes sont localement très élevées [24]. Dans ces deux derniers cas, la théorie de Hertz ne peut être appliquée car les rayons de courbures des surfaces en contact ne sont pas constants.

### II.5.1 Efforts au contact

La dynamique ferroviaire repose classiquement sur l'hypothèse que le calcul des efforts de contact est divisé en deux parties indépendantes :

- Le problème normal statique qui étudie le champ de pression et sa distribution dans la surface de contact, les déformations et les contraintes locales suite à la charge verticale de la roue sur le rail
- Le problème tangentiel qui étudie la distribution des efforts longitudinaux et transversaux au sein de l'ellipse de contact, en tenant compte de glissements relatifs établis entre les deux corps [37].

### II.5.2. Le problème de contact normal

La caractérisation suivante ne concerne que le contact statique entre la roue et le rail. En mouvement, les phénomènes engendrés par le contact peuvent être différents [37].

Le problème normal a pour objectif de déterminer la surface de contact, la distribution de pression dans la surface de contact et la déformation élastique des matériaux. Ce problème a été résolu par la théorie d'Hertz, dont les résultats sont les suivantes :

1. La surface de contact est une ellipse dont les demi-axes  $a$  et  $b$  sont représentés sur la figure II.16.

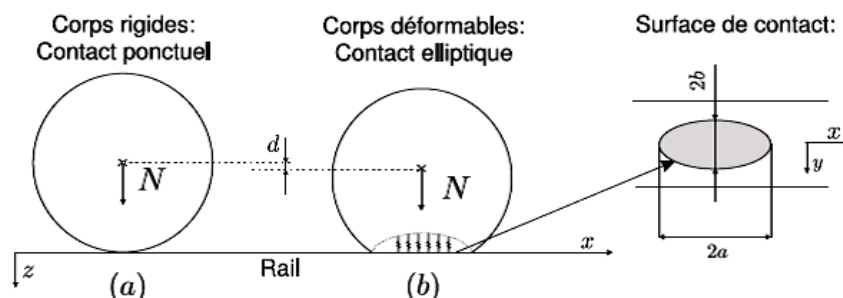


Figure II.16 : Problème de Hertz : (a) Roue indéformable sur un rail indéformable, surface de contact ponctuelle ; (b) Roue déformable sur un rail déformable, surface de contact elliptique[37].

2. La répartition de la pression normale dans le contact est semi-ellipsoïde :

$$p_z(x, y) = \frac{3N}{2\pi ab} \sqrt{1 - (x/a)^2 - (y/b)^2} \quad (\text{II.1})$$

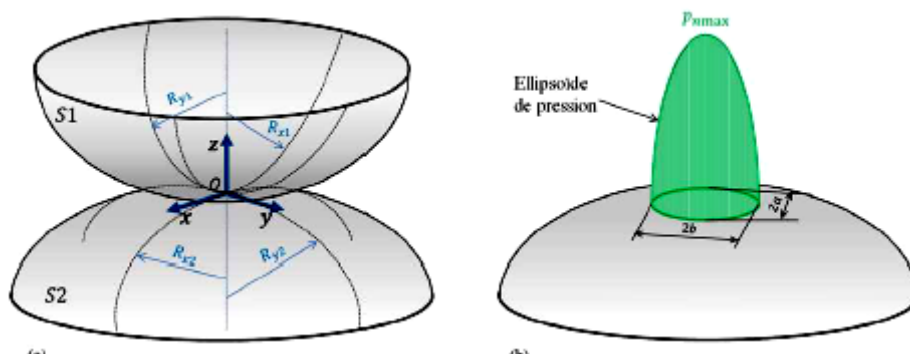


Figure II.17: (a) Rayons de courbure des corps en contact (b) Aire de contact et distribution de la pression selon la solution de Hertz [38]

Où la force normale est donnée par :

$$N = \iint_c p_z dx dy \quad (\text{II.2})$$

3. Les valeurs de  $a$ ,  $b$  ainsi que l'écrasement des solides  $d$  (rapprochement entre les centres des masses) sont respectivement donnés par :

$$\left\{ \begin{array}{l} a = m \left( \frac{3N(1-\nu^2)}{2E(A+B)} \right)^{\frac{1}{3}} \\ b = n \left( \frac{3N(1-\nu^2)}{2E(A+B)} \right)^{\frac{1}{3}} \\ d = r \left( \left( \frac{3N}{2} \frac{1-\nu^2}{E} \right)^2 (A+B) \right)^{\frac{1}{3}} \end{array} \right. \quad (\text{II.3})$$

Où  $\nu$  et  $E$  sont les modules de Young et le coefficient de Poisson et  $m, n, r, A, B$  des coefficients qui ne dépendent que des rayons de courbure principaux des deux surfaces en contact. Par conséquent, la forme de l'ellipse (le rapport ne dépend que de la position du point de contact de la roue sur le rail). La taille de l'ellipse dépend quant à elle de la force normale [37].

Cette théorie est valide dans le cas général du contact roue rail, moyennant de quelques hypothèses [39,40] :

- Chaque solide est considéré comme un demi-espace élastique, homogène et isotrope caractérisé par un module d'Young  $E$  et un coefficient de Poisson  $\nu$ ,
- Les surfaces considérées sont du second degré (courbures constantes), continues, et non-conformes,
- Les dimensions de l'ellipse de contact sont considérées comme petites devant les dimensions et les rayons de courbure des solides.
- La force appliquant les solides l'un contre l'autre s'exerce perpendiculairement au plan tangent commun aux deux solides. Cette hypothèse exclut les cas de Frottements.

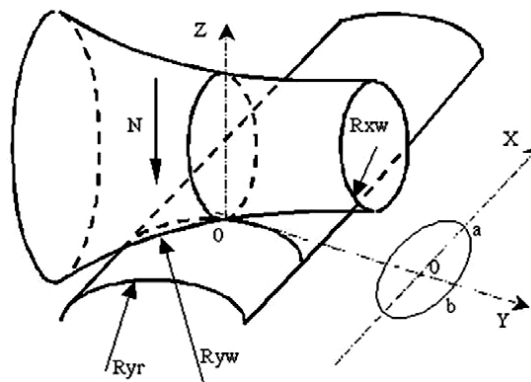


Figure II.18 : : Caractéristiques hertziennes du contact [39].

La théorie de Hertz donne la solution exacte du problème de contact dans les limites de ses hypothèses. En réalité, celles-ci ne sont jamais totalement vérifiées, par exemple dans les courbes, où les dimensions de l'aire de contact ne sont plus négligeables devant celles des rayons de courbure. De plus, le modèle de Hertz n'est pas capable de traiter la présence de défauts, et rugosité, puisqu'il suppose que les surfaces sont lisses. Par contre, il faut bien préciser que cette théorie fournit généralement une bonne approximation de la solution.

La présence de défauts sur les surfaces en contact ne peut être négligée en raison de leur impact sur les efforts dynamiques.

II.5.3 Problème de Contact tangent

La théorie d’Hertz considère un contact statique dans la direction normale à la surface de contact. Cependant, lorsque la roue roule sur le rail, des phénomènes de glissement apparaissent, dans la direction de roulement et dans la direction latérale. Le problème de contact tangent le plus complet présente des phénomènes de pseudo glissements suffisamment élevés [37], il est donc plus difficile à résoudre. En réalité, le contact roue/rail est un contact roulant avec frottements. Il se différencie d’un contact glissant avec frottement par une partie linéaire où l’effort tangentiel apparaît progressivement pour de faibles glissements relatifs entre les deux corps. Lorsque deux corps glissent l’un sur l’autre, la force de frottement qui naît à l’interface entre les deux corps est régie par la loi de Coulomb (Figure II.19):

$$F_x = -\mu N \frac{\dot{x}}{|\dot{x}|} \tag{II.4}$$

Où  $\mu$  est le coefficient de frottement et  $x$  représente la dérivée temporelle du déplacement relatif  $x$  des deux corps. Dès que la vitesse de glissement est non nulle, tous les points de la surface du bloc glissent sur le rail (Figure II.19). Donc en ce qui concerne le contact entre la roue et le rail, il s’agit d’une combinaison entre le frottement et le roulement.

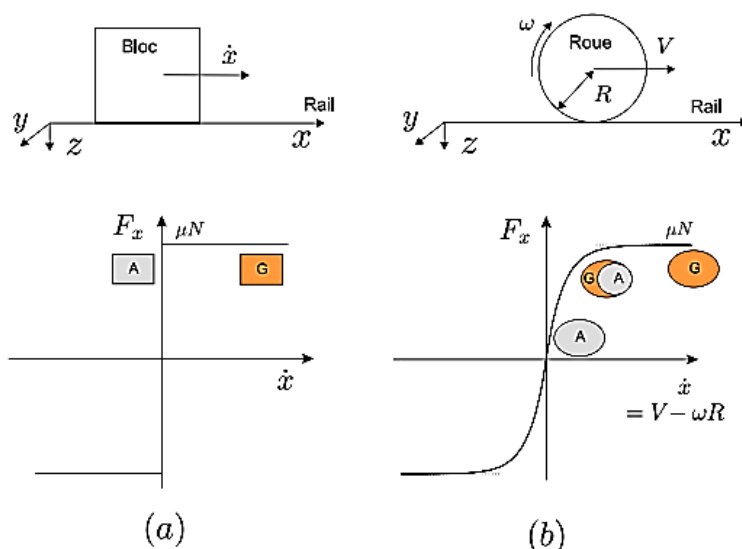


Figure II.19 : Loi de frottement : (a) Frottement sans roulement (loi de Coulomb) ;(b) Frottement avec roulement

La courbe de frottement résultant de ce mouvement (Figure II.19) est déduite de la loi de Coulomb quand la roue roule sans glisser sur le rail, tous les points de la roue se situent dans la surface de contact adhérent au rail (zone A, origine de la courbe Fig.; à mesure que le glissement augmente entre la roue et le rail, une zone de glissement (G) apparaît à l’arrière de



la surface du contact, pour recouvrir complètement le contact quand la vitesse relative devient suffisamment grande. Cette vitesse relative, divisée par la vitesse linéaire  $V$ , est appelée pseudo-glissement, ou glissement rigide. D'une manière générale, si la roue se déplace avec une vitesse horizontale  $V$  selon l'axe  $x$ , les composantes du pseudo-glissement sont : (1) le pseudo-glissement longitudinal défini comme la différence entre les composantes longitudinales des vitesses des solides en contact, divisée par la vitesse linéaire  $V$  de la roue[37]. Physiquement et d'après QUO[41], cela signifie que la déformation élastique des corps permet de maintenir une zone d'adhérence dans le contact tant que la vitesse relative des solides est suffisamment faible (Figure II.20). Ainsi lorsqu'un point  $M1$  appartenant au rail rencontre un point  $M2$  appartenant à la roue en entrant dans la zone de contact, la déformation des corps permet dans un premier temps à  $M1$  et  $M2$  de rester en vis-à-vis : c'est la zone d'adhérence.

Puis, lorsque les contraintes tangentielles atteignent une valeur seuil (elles sont dites saturées), les points se séparent, les surfaces glissent l'une sur l'autre : c'est la zone de glissement.

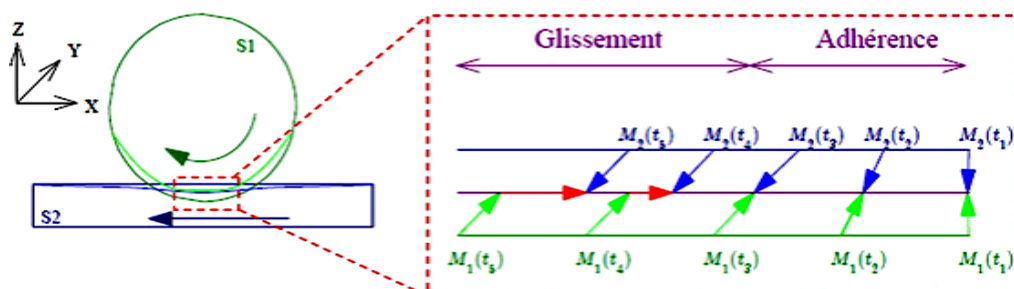


Figure II.20: Déformation élastique du couple en contact [37].

### II.6 Les différentes théories du contact roulant

Plusieurs théories permettant la résolution du problème de contact roulant existent dans la littérature. La théorie de Carter [42] développée en 1926 constitue la première solution du problème de contact roulant dans laquelle la notion du pseudo glissement a été introduite pour la première fois. La roue est approximée par un cylindre et le rail par un semi-espace infini. Cette solution est limitée à un calcul bidimensionnel. L'extension de la théorie de Carter dans le cas tridimensionnel est réalisée par Johnson en 1958 pour un contact [43,44] puis par Vermeulen et Johnson [45] pour un contact elliptique.



Parmi ces théories on trouve aussi les nombreuses contributions de Kalker qui sont spécifiquement dédiées au contact roue-rail. Les travaux de Kalker sont jusqu'à nos jours largement utilisés dans le domaine ferroviaire. La théorie linéaire [46], qui permet d'avoir directement les forces tangentielles au contact, est implémentée dans la plupart des codes de dynamique ferroviaire. Dans ce qui suit, les théories de contact roulant les plus marquants seront présentées.

### II.6.1 Théorie de Carter : répartition des contraintes

Dans sa théorie, Carter résout le contact roulant en deux dimensions en approximant la roue à un cylindre et le rail à un demi-espace infini. Le contact étant bidimensionnel, seul le pseudo-glissement longitudinal est considéré. En cherchant à trouver une relation entre ce pseudo-glissement et la force tangentielle au contact lors de l'accélération et le freinage des trains ferroviaires, il suggère que la zone de contact est divisée en zone d'adhérence qui se situe à l'entrée du contact et une zone de glissement qui se situe à la sortie du contact comme représenté sur la Figure II.21 et II.22.

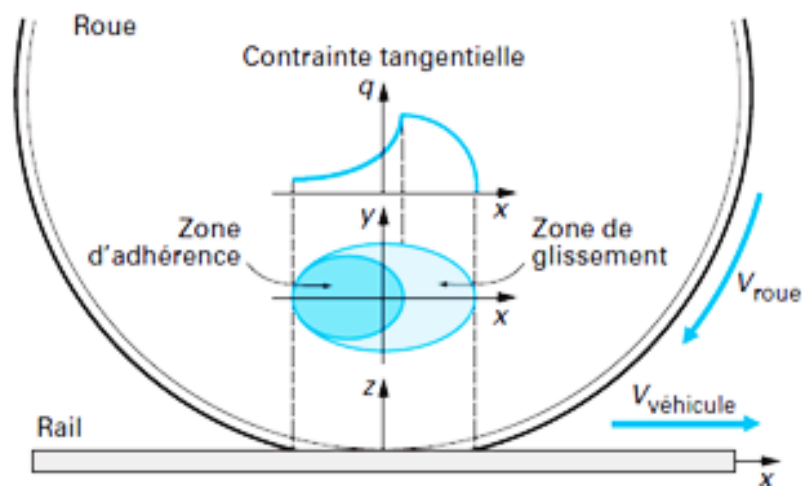


Figure II.21: Plage de contact et zones de glissement et d'adhérence [35].

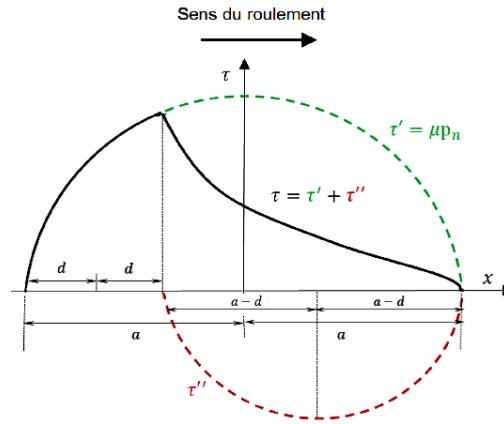


Figure II.22 : Contrainte de cisaillement selon la théorie de Carter.

En notons par  $\mu$  le coefficient de frottement, la contrainte de cisaillement dans la zone d'adhérence est donnée par :

$$\tau_x = \tau'_x + \tau''_x \quad (\text{II.5})$$

Avec :

$$-a \leq x \leq a \quad \tau'_x = \mu p_{n0} \sqrt{\left(\frac{x}{d}\right)^2} \quad (\text{II.6})$$

$$-a - 2d \leq x \leq a \quad \tau''_x = -\frac{\mu(a-d)}{a} p_{n0} \sqrt{1 - \left(\frac{x-(a-d)}{d}\right)^2} \quad (\text{II.7})$$

La contrainte de cisaillement dans la zone de glissement est donnée suivant la loi de coulomb par :

$$\tau_x = \mu p_n \quad (\text{II.8})$$

La direction de  $\tau_x$  doit s'opposer au glissement longitudinal  $w_x$  comme suit :

$$\frac{\tau_x}{|\tau_x|} = -\frac{w_x}{|w_x|} \quad (\text{II.9})$$

La loi qui relie la force tangentielle au contact  $F_x$  au pseudo-glissement est donnée par carter sous la forme suivante :

$$\frac{F_x}{\mu F_n} = \begin{cases} \frac{-4R_w}{\mu a} \varepsilon_x + 4 \left(\frac{R_w}{\mu a}\right)^2 \varepsilon_x |\varepsilon_x| & \text{Si } \frac{4R_w}{\mu a} |\varepsilon_x| \leq 2 \\ -\frac{\varepsilon_x}{|\varepsilon_w|} & \text{Si } \frac{4R_w}{\mu a} |\varepsilon_x| \geq 2 \end{cases} \quad (\text{II.10})$$

Avec  $R_w$  le rayon de la roue.

II.6.2 Théorie de Vermeulen et Johnson

Johnson [43] a étendu la théorie de Carter en 1958 au cas tridimensionnel en prenant en compte d’abord seulement les pseudo-glissements longitudinal et transversal .Son modèle découle de l’étude des forces tangentielles au contact d’une bille en roulement sur un plan. La forme de la zone de contact est, selon la théorie de Hertz, circulaire. Après, il publie un deuxième papier [44] dans lequel l’effet du spin est considéré. Il découvre que le spin a un effet sur la force transversale et présente une relation entre ces deux grandeurs.

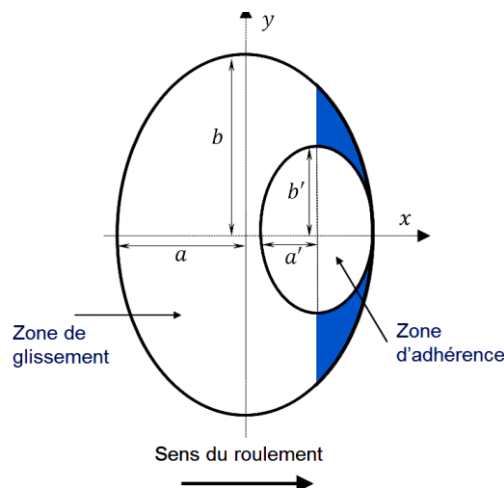


Figure II.23:Zones d’adhérence/glissement selon la théorie de Vermeulen et Johnson.

Après Vermeulen et Johnson [46] ont généralisé cette théorie pour décrire les forces tangentielles au contact dans le cas d’un contact de forme elliptique. Cette théorie présente une erreur pour la répartition d’adhérence/glissement aux points de la zone de contact au voisinage du bord d’attaque (en couleur bleu sur la Figure) car la loi de frottement n’est pas satisfaite dans cette zone. Les deux auteurs ont ensuite donné une relation entre les pseudos glissements longitudinal et transversal et la force tangentielle au contact sous forme d’une loi polynomiale. Pour valider leur approche, Vermeulen et Johnson ont réalisé des essais expérimentaux et ont comparé le résultat avec la solution donnée par leur modèle

II.6.3 Théorie linéaire de Kalker

Kalker a suivi une approche différente qui reste basée sur la théorie précédente [47], il a pu obtenir la relation linéaire suivante entre la force tangentielle au contact et le pseudo glissement :

$$\frac{F_x}{\mu F_n} = -\frac{4R_w}{\mu a} \epsilon_x \quad Si \frac{4R_w}{\mu a} |\epsilon_x| \leq 2 \tag{II.11}$$

Il a proposé une généralisation de la relation linéaire (II.10) dans le cas où les pseudo-glissements sont très faibles ou lorsque le coefficient de frottement tend vers l'infini. Dans ces conditions, le glissement disparaît et l'empreinte de contact est couverte par la zone d'adhérence. Les relations cinématiques (29) deviennent :

$$\begin{cases} \frac{\partial u_x}{\partial x} = \varepsilon_x - y\varnothing \\ \frac{\partial u_y}{\partial x} = \varepsilon_y - x\varnothing \end{cases} \quad (II.12)$$

En intégrant les relations (II.12) sur toute la zone de contact et en considérant les relations de comportement, on obtient un système d'équations dont la résolution permet de déterminer les contraintes de cisaillement au contact et par conséquent la relation entre les forces tangentielles au contact et les pseudos glissements. Selon la théorie linéaire de Kalker, cette relation s'exprime en fonction des coefficients de Kalker tabulés en fonction de l'élancement / ou / de l'ellipse de contact et en fonction du coefficient de Poisson. Les forces et moment de spin au contact sont donc données par :

$$\begin{aligned} F_x &= -Gab C_{11} \varepsilon_x \\ F_y &= -Gab C_{22} \varepsilon_y - G(ab)^{\frac{3}{2}} C_{23} \varnothing \\ M_z &= G(ab)^{\frac{3}{2}} C_{23} \varnothing - G(ab)^2 C_{33} \varnothing \end{aligned} \quad (II.13)$$

La comparaison entre la courbe de saturation donnée par la théorie de Carter et celle donnée par la théorie linéaire de Kalker dans la direction longitudinale est reportée sur la Figure II.24.

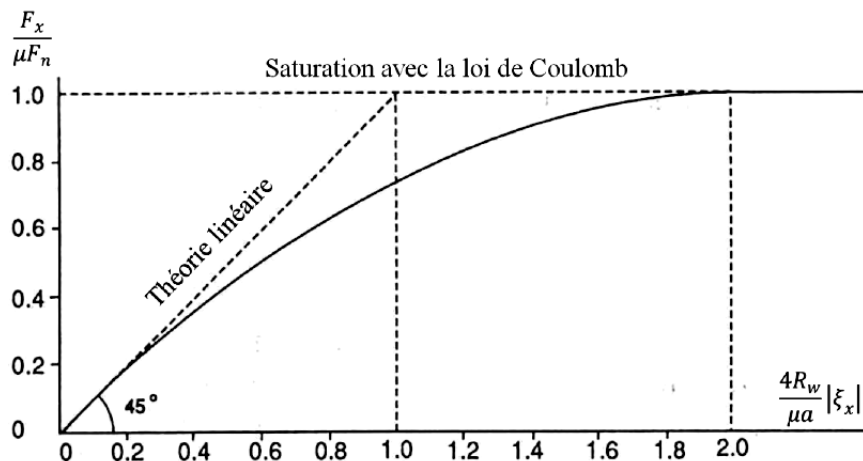


Figure II.24: Courbe de saturation dans la direction longitudinale avec la théorie de Carter et la théorie linéaire de Kalker [47]

La théorie linéaire de Kalker est implémentée dans la plupart des codes de dynamique ferroviaire pour calculer les forces tangentielles au contact dans les différentes directions.

Cependant avec la présence des pseudos glissements qui deviennent importants, une zone de glissement commence à se développer dans la surface de contact et la théorie linéaire n'est plus valide. Dans ces conditions, d'autres théories sont utilisées comme la théorie simplifiée FASTSIM et la théorie complète de Kalker. Ces théories sont présentées en détails dans les ouvrages [48,49].

### Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté une description de l'autorail ainsi que les principaux éléments du matériel roulant. Les principaux défauts rencontrés fréquemment sur la table de roulement notamment l'écaillage ont été aussi bien décrits. Ensuite, nous avons évoqué les principales théories de contact normal et tangentiel, plus précisément la théorie de hertz et de kalker. En effet, ces théories ne décrivent pas fidèlement la réalité physique du contact roue-rail car d'une part elles supposent, que les surfaces des deux corps en contact sont lisses et ne permet donc pas la prise en compte de nombreux paramètres tels que l'existence de défauts en surfaces de contact.

*Chapitre III*

*Modélisation numérique en  
statique*

## Chapitre III

## Modélisation numérique en statique

## III.1 Introduction

Ce chapitre est dédié à la simulation le comportement mécanique du couple roue rail en statique. La première étape concerne l'étude statique de la roue seule en considérant les différentes formes de défauts et avec différentes profondeurs, soumises à la charge statique qui correspond au poids totale appliqué sur la roue au niveau de la zone de contact. L'objectif étant de déterminer les zones critiques et l'influence de différentes singularités sur son comportement, caractérisé par les contraintes équivalentes de Von mises et les déformations équivalentes. La deuxième étape, concerne l'analyse statique du couple roue rail en contact tout en considérant les mêmes défauts et en comparant les résultats du contact (contraintes, déformations, pression, statut,...) dans les différentes situations de chargement et frottement statique. Plusieurs modèles par éléments finis de contact roue-rail traitent le problème du contact statique normal existent dans la littérature. Zhen Yang et al [50] ont étudié la modélisation numérique du contact de roulement frottant roue rail, en commençant par l'analyse statique. Leurs résultats représentés sous forme de déformation normale du rail, sur la figure III.1 sont en bon accord avec nos résultats.

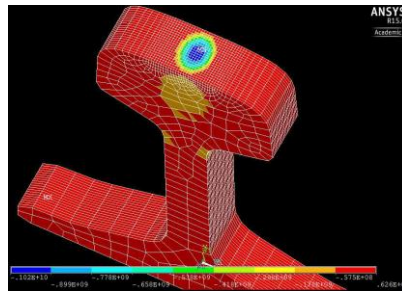


Figure III.1 :Déformation élastique normale du rail [50].

Wiest [51] a étudié les pressions de contact lors du passage d'une roue par un système d'aiguillage. En comparant la solution par éléments finis à celle donnée par Hertz et CONTACT, il a trouvé un bon accord entre les différentes méthodes en élasticité. Cette solution confirme les résultats de Yan et Fischer [52] qui avait déjà trouvé des conclusions très proches pour une étude réalisée sur un couple composé d'une roue UIC-ORE standard en roulement avec un rail UIC60 standard.

Pour discuter tous nos résultats, un modèle numérique tridimensionnel est établi sous le code de calcul ANSYS Workbench. Les différentes étapes de l'élaboration du modèle seront expliquées et discutées.

### III.2 Rappel sur les éléments finis

La méthode des éléments finis est une technique pour rapprocher les équations différentielles régissant pour un système avec un ensemble d'équations algébriques concernant un nombre limité de variables. Ces méthodes sont populaires parce qu'elles peuvent facilement être programmées. Les techniques des éléments finis ont été initialement développées pour des problèmes structurels, mais elles ont été étendues à de nombreux problèmes du terrain. Le solide est décomposé en éléments de forme géométrique simple ayant des côtés communs et dont les sommets ou nœuds sont les points d'articulation de plusieurs éléments entre eux. Ces nœuds seront les points d'application des forces intérieures ou extérieures. L'opération de décomposition est le maillage. D'habitude on choisit un maillage carré ou triangulaire mais rien n'interdit de choisir des maillages plus complexes. Il n'est pas non plus nécessaire que le maillage soit régulier et à tendance à resserrer le maillage près des endroits d'intérêts (par exemple aux endroits où l'on pense que la solution va beaucoup varier), cependant il faut veiller à avoir des éléments faiblement distordus (se rapprocher d'un polygone régulier). Plus ce maillage est resserré plus la solution que l'on obtient par la méthode des éléments finis sera précise et proche de la «vraie» solution de l'équation aux dérivés partielles [53].

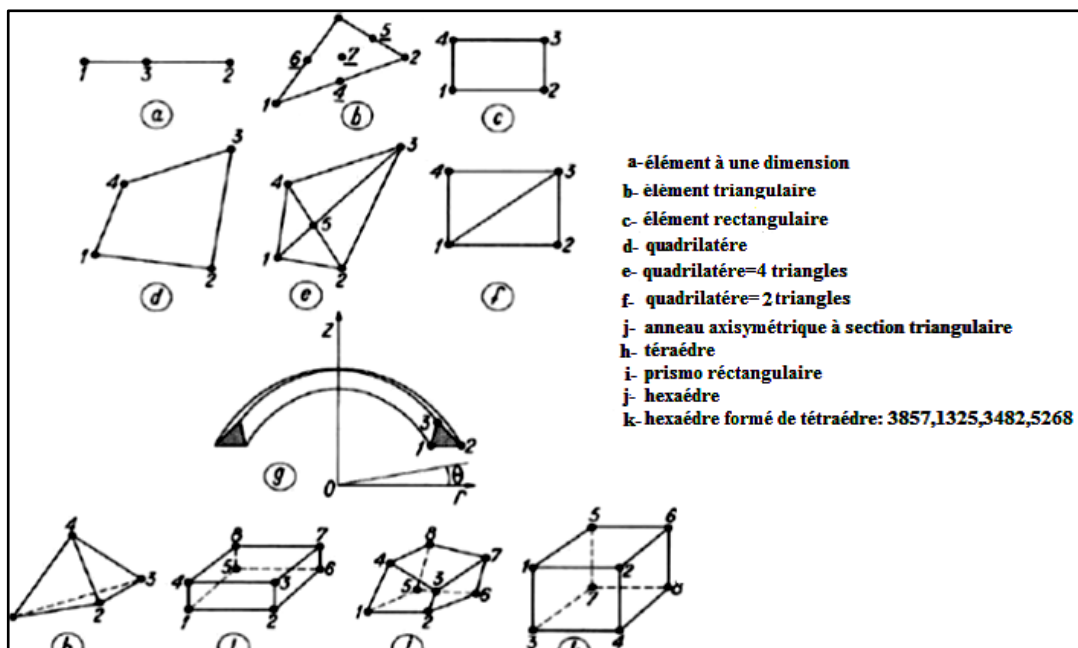


Figure III.2:Eléments les plus fréquemment utilisés [53].



## III.2.1 Choix du maillage

De ce qui précède, l'élément tétraédrique est le plus utilisé pour la modélisation des structures complexes à plusieurs singularités en trois dimensions. L'élément est défini par dix nœuds ayant trois degrés de liberté à chaque nœud. La géométrie, la position des nœuds, et le système de coordonnées pour cet élément sont indiqués dans la figure III.3.

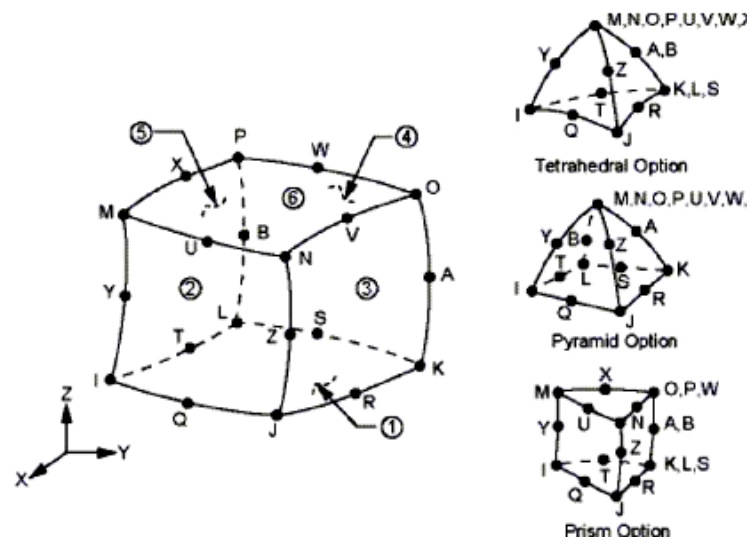


Figure III.3: Elément de maillage Tétraédrique.

Pour cela un modèle éléments finis est développé sous ANSYS Workbench. En revanche, les profils réels de roue S1002 et de rail UIC54 sont utilisés, selon les plans réels (Figure III.4). Les paramètres utilisés sont toujours les mêmes et l'ensemble du modèle est maillé avec des éléments tétraédriques solide178, implémentés dans le code de calcul ANSYS Workbench. Afin d'obtenir des résultats précis, notamment au sein de la zone de contact dont les dimensions sont de l'ordre du centimètre, un maillage au millimètre est nécessaire.

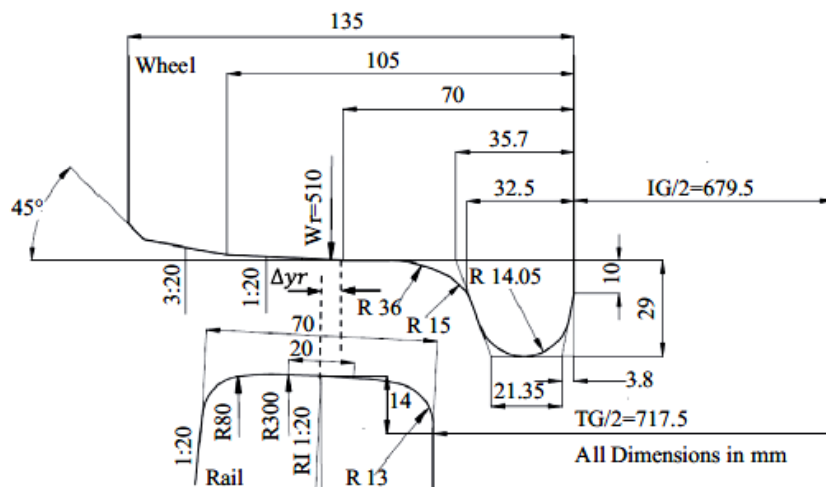


Figure III.4: Profile réel du couple roue rail étudié [54].

### III.2.2 Définition du contact dans les éléments finis

Dans la simulation du contact, pour piloter le comportement de l'assemblage roue rail, le logiciel ne considère qu'une seule surface, appelée surface maître (de la roue), à laquelle on associe un ensemble de nœuds qui forme la surface esclave (du rail). Le choix de ces surfaces doit suivre des critères relativement simples à mettre en pratique. Si l'un des solides est rigide, la surface maître correspond à la pièce rigide, si les deux pièces sont déformables, on prend la surface maître sur la pièce la plus rigide (géométriquement et du point de vue matériau), ou celle dont le maillage est le plus grossier. Ce choix se justifie par le fait que les nœuds de la surface esclave ne peuvent pas pénétrer dans la surface maître, mais l'inverse est possible.

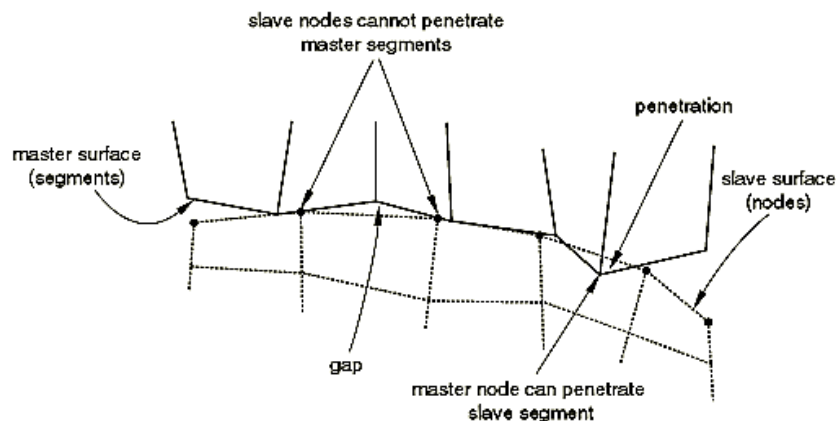


Figure III.5 : Règles de pénétration des nœuds esclaves/maîtres [55].

Les critères cités ci-dessus doivent limiter l'interpénétration des surfaces. Dans le cas où les pièces ont un maillage et un matériau identiques, le choix des surfaces n'est pas trivial. Une étude rapide sous ANSYS Workbench montre que l'on préférera affecter la surface esclave sur la pièce comportant une condition cinématique nulle et donc la surface maître sur la pièce que l'on aura chargée. Mais les résultats de simulation ne présentent pas de grandes différences. Le logiciel demande quel type de formulation l'on choisit pour ce glissement afin d'indiquer si le modèle comporte de grands déplacements des nœuds de la surface esclave par rapport à la surface maître. Dans le cadre des hypothèses de Hertz, et dans de nombreux cas en général, on écartera l'option grand déplacement au profit du petit déplacement. L'option grand déplacement indique que les pièces peuvent se mouvoir selon une grande amplitude en rotation comme en translation [55].

#### III.2.2.1 Justification du choix du maillage

La suite logique de la construction du modèle fait intervenir les conditions aux limites et le maillage. Cette partie, plus classique, comporte tout de même quelques difficultés, notamment

pour le maillage. Les conditions aux limites sont intégrées au modèle, dans lequel on inscrit les différentes contraintes de mobilité ou les efforts auxquels est soumis le modèle. Afin de ne pas surcharger les calculs, on donnera un maximum de liberté aux pièces, selon les directions d'efforts ou symétrie de la géométrie. Pour le maillage, les choses se gâtent lorsque l'on veut établir un modèle Hertzien de la roue et le rail en contact. En effet la géométrie de la roue se prête mal au maillage structurée à partir de briques qui sont préconisé pour le contact.

En revanche, diminuer la taille des éléments allonge fortement le temps de calcul, avec un gain sur la précision très faible. Il faut donc raffiner le maillage de la zone de contact exclusivement, et ceci est possible en partitionnant la surface de contact pour créer une zone de contact avec un maillage fin, mais le logiciel semble incapable de mailler la géométrie obtenue (seul le maillage à partir d'éléments triangle fonctionne) [55].

### III.2.2.2 Eléments de contact

On appelle élément de contact, des éléments d'épaisseur nulle disposent entre les maillages des deux domaines (CONTACT174 et TARGET170) .Ils disposent de deux couches de nœuds géométriquement confondues ce qui permet de modéliser les discontinuités de décollement et de glissement.

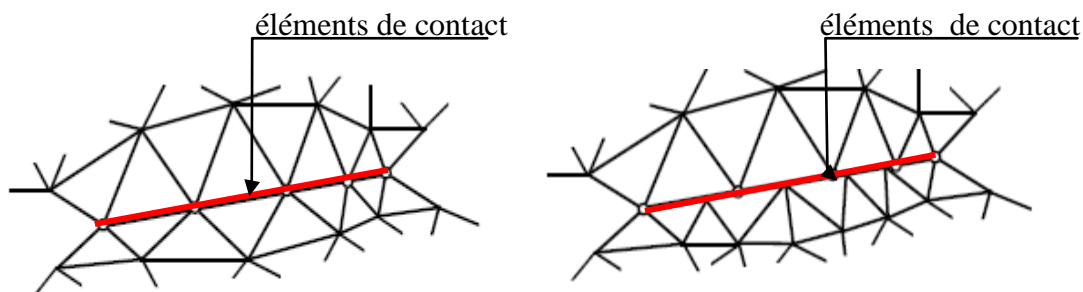


Figure III.6: a) Maillage compatible sur l'interface, b) incompatible sur l'interface [25].

#### a- CONTACT174 et TARGE170

Ils sont utilisé pour représenter différentes surfaces "cibles" 3-D pour les éléments de contact associés (CONTA173 et CONTA174); Les éléments de contact superposent les éléments solides décrivant les limites d'un corps déformable et sont potentiellement en contact avec la surface cible, définie par TARGET 170. Cette surface cible est discrétisé par un ensemble d'éléments du segment cible (TARGE170) et est associé à sa surface de contact par un ensemble réelle de constantes. Vous pouvez imposer un déplacement de translation ou de rotation sur l'élément segment cible. Vous pouvez également appliquer des forces et des moments sur les éléments de cible (Figure III.7).

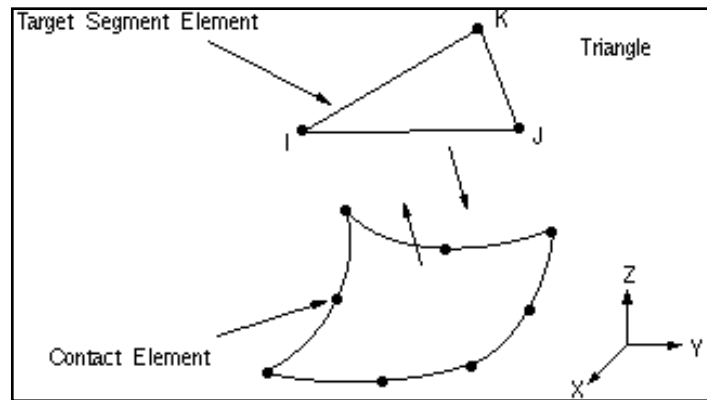


Figure III.7: L'élément cible TARGET170 et contact 174 [25].

### III.3 Analyse statique de la roue

L'objectif de cette section est de modéliser numériquement le comportement mécanique en statique de la roue avec et sans défaut sous l'effet de la charge normale, notamment pour la roue avec défauts géométriques, afin d'estimer les contraintes et déformations dans la roue en variant la profondeur du défaut et en supposant que ce dernier se situe dans la zone de contact.

#### III.3.1 Charges appliquées

Les charges appliquées sur la roue au niveau de la zone de contact sont de nombreuses sources :

- La sustentation sous l'action de la charge verticale du train appliquée au niveau du contact roue- rail.
  - Le chargement dû au guidage transversal qui a lieu au niveau du contact boudin-rail. Il est nul ou faible quand le véhicule circule en alignement et devient important dans les virages
    - La commutation lors du passage du train dans les appareils de changement de voie, elle Provoque un inversement momentané de l'effort latéral
- Le chargement provenant de la propulsion du train, ce sont les contraintes mécaniques Tangentielles qui s'exercent sur la table de roulement lors du démarrage ou du freinage et qui Génèrent un couple dans la roue.
- Les contraintes radiales dues à la force centrifuge.
- Dans le cas de la roue freinée, des contraintes thermiques et mécaniques apparaissent dans la jante et la toile. Les contraintes thermiques proviennent du frottement des sabots de frein sur la table de roulement, les contraintes mécaniques de freinage génèrent un couple dans la roue autour de son axe de rotation.

-A tout cela s'ajoute le chargement transitoire provenant des chocs et de la dynamique du train et les contraintes résiduelles résultant du processus de fabrication de la roue et qui évoluent au cours du temps.

- Le frettage de la roue sur l'essieu génère également des contraintes tangentielles, circonférentielles et radiales dans le moyeu et la toile [25,56].

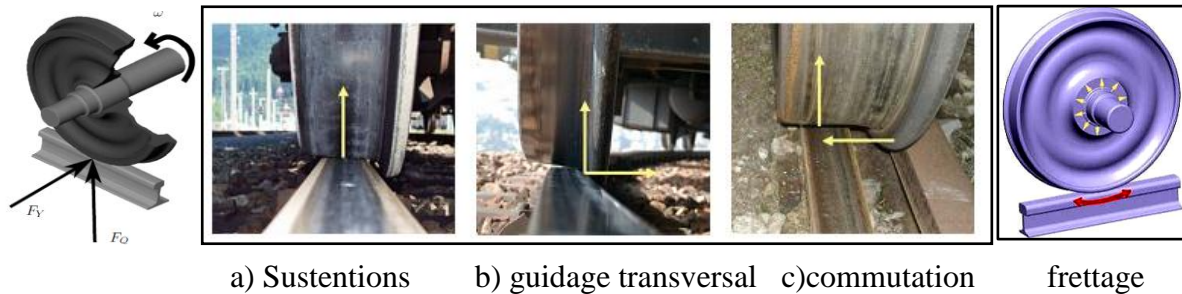


Figure III.8: Chargements appliqués [25,56].

Pour notre cas d'étude on a considéré que le chargement vertical ou la sustentation, pour un calcul quasi-statique pour, un contact roue-rail en ligne droite.

**III.3.2 Propriétés du matériau de la roue et du rail**

La roue ferroviaire et le rail sont supposés fabriqués avec le même matériau, l'acier ER8 qui a une structure perlite-ferrite. La jante de la roue est généralement durcie suivant le traitement thermique : 860 ° C / 5h / eau et 520 ° C / 5h / air. Pour pouvoir comparer les valeurs calculées des principaux paramètres, notamment les principales contraintes, avec ceux du matériau définis de la norme EN 13262 et désignés dans les tableaux suivants :

Tableau III.1:Caractéristiques mécaniques [57].

Nuance d'acier	Jante			Toile		Densité
	ReH (N/mm2) (1)	Rm (N/mm2)	A5 %	Diminution de Rm ≥ (N/mm2) (2)	A5 %	
ER8	≥ 540	860/98 0	≥ 13	≥ 120	≥ 16	7850 kg/m <sup>3</sup>

(1) Si la limite d'élasticité apparente ne peut être distinguée, la limite conventionnelle à Rp0,2 doit être déterminée.  
 (2) Diminution de la résistance à la traction par rapport à celle de la jante sur une même roue.

III.3.2 Comportement du matériau

Le matériau est considéré comme élastique avec lois à écrouissage isotrope et cinématique non linéaire. Ce modèle d'écrouissage existe dans la librairie de lois de comportement du code de calcul par éléments finis ANSYS selon la loi d'élasticité :

Soumis à une contrainte, le matériau de la roue se déforme linéairement par rapport à cette contrainte autant la déformation générée est faible. Lorsque la contrainte est supprimée, le matériel revient à son état standard réversible. En statique, l'état de contrainte sur la roue est défini par les expressions suivantes :

1. Relation déformation / déplacement

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \\ \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \\ \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \\ \gamma_{xy} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \\ \gamma_{xz} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \\ \gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \end{array} \right. \quad (III.1)$$

2. Relation entre la contrainte et de déformation

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \\ \varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \\ \varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \end{array} \right. \quad (III.2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_x = \frac{E}{1+\nu} \left[ \frac{1-\nu}{1-2\nu} \varepsilon_x + \frac{\nu}{1-2\nu} (\varepsilon_y + \varepsilon_z) \right] \\ \sigma_y = \frac{E}{1+\nu} \left[ \frac{1-\nu}{1-2\nu} \varepsilon_y + \frac{\nu}{1-2\nu} (\varepsilon_x + \varepsilon_z) \right] \\ \sigma_z = \frac{E}{1+\nu} \left[ \frac{1-\nu}{1-2\nu} \varepsilon_z + \frac{\nu}{1-2\nu} (\varepsilon_x + \varepsilon_y) \right] \end{array} \right. \quad (III.3)$$

3. La contrainte de Von Mises

Ce critère est généralement utilisé pour évaluer les performances d'un matériau donné soumis à différents types de sollicitation .Il permet aussi de se positionner par rapport à la limite d'élasticité, c'est-à-dire de savoir si un matériau soumis à une certaine sollicitation se déforme plastiquement ou s'il reste dans son domaine. Ce critère est valable seulement pour des matériaux homogène et isotrope.

$$\sigma_{vm}^2 = \sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_x\sigma_z - \sigma_y\sigma_z + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2) \quad (III.4)$$

Où : E : module d'élasticité (module de Young). Y: coefficient de Poisson .λ, μ sont les coefficients de lamé et se résument comme suit:

$$E = \frac{\mu(3\lambda+2\mu)}{\lambda+\mu} \text{ et } \nu = \frac{\lambda}{2(\lambda+\mu)} \quad \text{(III.5)}$$

4. Déformation équivalente de Von mises

Pour le calcul des déformations équivalentes, on utilise la formule suivante :

$$\epsilon_{\text{éqv}} = \frac{1}{\sqrt{2} (1+\mu)} \times \sqrt{(\epsilon_x - \epsilon_y)^2 + (\epsilon_y - \epsilon_z)^2 + (\epsilon_z - \epsilon_x)^2 + \frac{3}{2}(\gamma_{xy}^2 + \gamma_{yz}^2 + \gamma_{xz}^2)} \quad \text{(III.6)}$$

III.3.3 Approche considérée

Nous avons donc simulé le comportement mécanique de la roue (le diamètre de la roue peu usée est de 844 mm) en prenant en considération les différents défauts montrés ci-dessous. Ces défauts sont situés sur la table de roulement avec des profondeurs variant de 2 à 14 mm. La taille de La surface des défauts est la même pour les différentes formes choisies (S=201mm<sup>2</sup>), ou on a choisi un rayon de 8 mm pour le défaut circulaire, pour le défaut elliptique on a pris 4mm pour le petit rayon et 16 mm pour le grand rayon. La Figure III.9 représente la géométrie des différents cas de roue réalisés avec Solid Works.

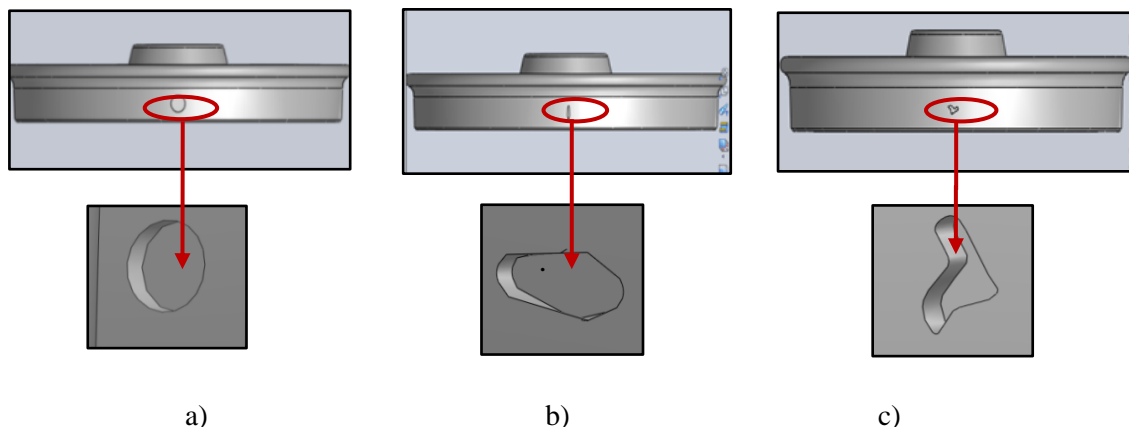


Figure III.9 : Géométries de la roue avec les défauts : a) circulaire, b) elliptique) quelconque

Le maillage choisi est solid187 dans le code de calcul Ansys Workbnch 15,0 [58]. La roue est fixée par le moyeu , ou on a considéré zéro déplacements suivants toutes les directions (Ux = Uy = Uz = 0). La force appliquée dans la zone de contact est la réaction du rail sur la roue de la charge verticale appliquée , d'une valeur de 80 kN.

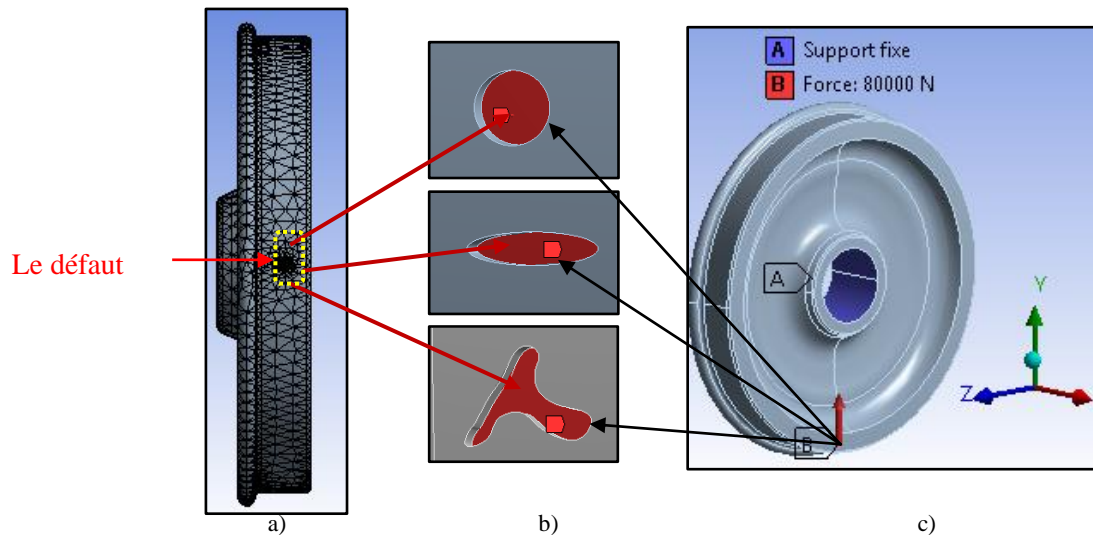


Figure III.10 :Maillage de la roue en vue de dessous, b) chargement au niveau des défauts et c) conditions aux limites et chargement .

Nous avons représenté la variation de la contrainte de Von Mises et la déformation équivalente de Von Mises pour les différents cas de roues avec défauts en variant la profondeur de ces derniers (de 2 à 14 mm) sur les courbes de la Figure III.11. On remarque que les valeurs de la contrainte de Von Mises et la déformation élastique équivalente sont maximales au voisinage des défauts. Ceci est identique pour toutes les formes géométriques des défauts considérés, et les valeurs maximales de tous les résultats (660.2 MPa et 0.00353 mm/mm) sont obtenues pour le cas de la roue avec défaut de forme quelconque de 14 mm de profondeur.

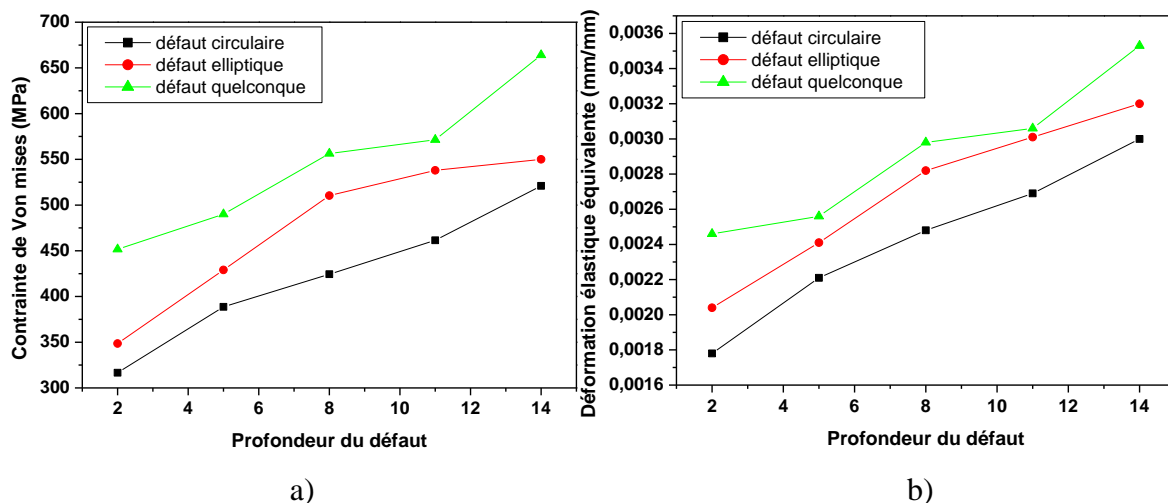


Figure III.11: Variation de la contrainte de Von Mises et de la déformation élastique équivalente en fonction de la profondeur des défauts. a) la contrainte maximale de Von mises, b) la déformation élastique équivalente maximale



Pour mettre en évidence l'influence de la profondeur du défaut et l'usure des roues, nous avons calculé, pour la même section, respectivement, la contrainte de von mises pour une roue parfaite, une roue peu usée (844mm de diamètre) avec un défaut quelconque de 14 mm de profondeur et une roue mi-usée avec le même défaut mais avec 2 mm de profondeur. Les roues sont soumises à la charge verticale de 80 kN à l'état quasi-statique. La Figure III.12 représente les conditions aux limites et chargement appliqué pour les trois cas de roue.

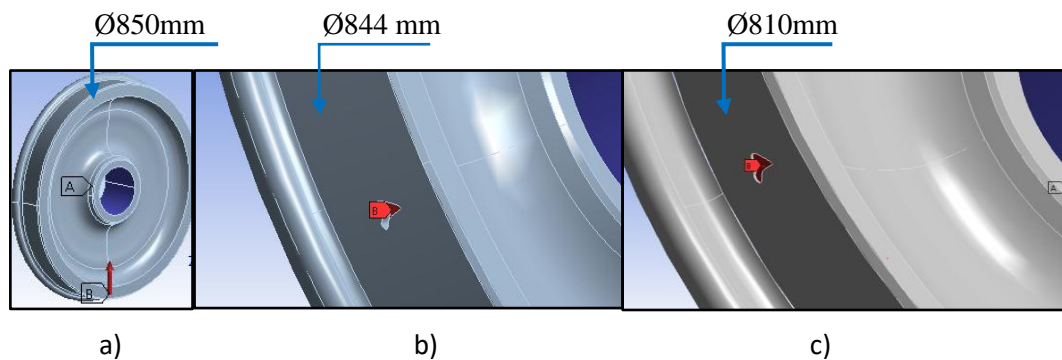


Figure III.12 : Application du chargement vertical : a) roue parfaite, b) roue neuve avec défaut, c) roue mi- usée avec défaut

La Figure III.13 montre la distribution des champs de la contrainte de Von mises dans la roue, sous l'effet du chargement statique, en supposant que le défaut se situe au niveau de la zone de contact au point d'application de la charge.

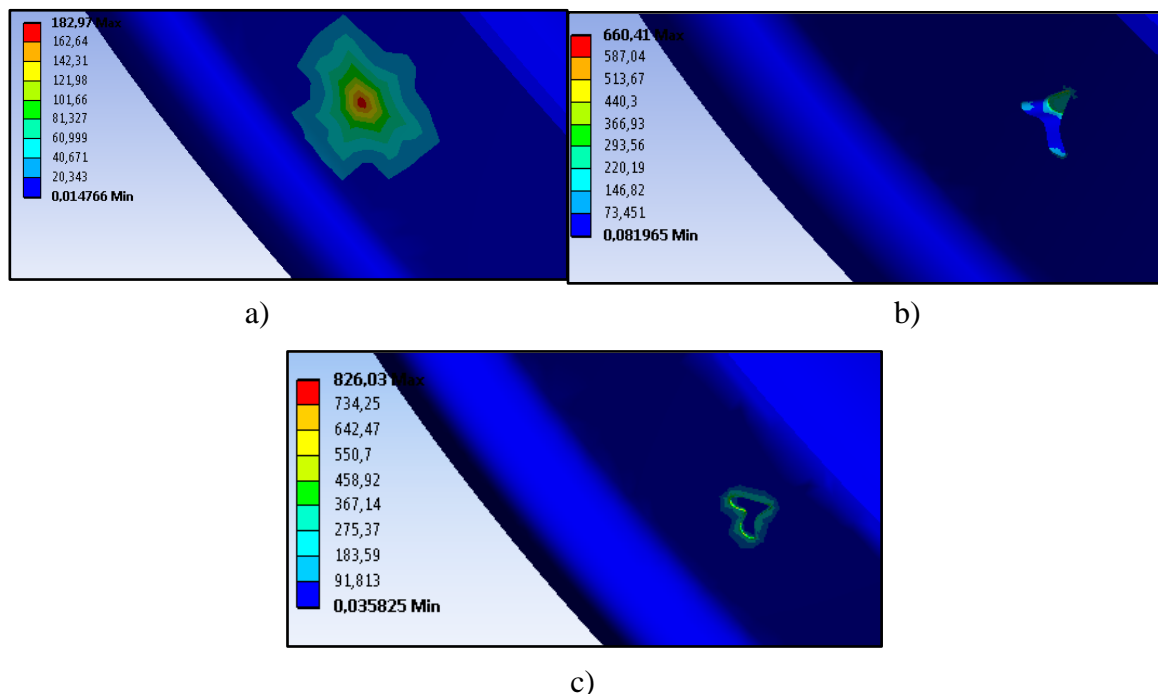


Figure III.13 : Contrainte équivalente de Von mises dans la zone de contact : a)roue parfaite; b) avec défaut (14 mm), c) roue mi- usée avec défaut (2 mm).

Suivant les résultats obtenus ; nous avons pu voir que la contrainte de Von Mises atteint la valeur maximale au défaut. Ceci est valable pour toutes les formes géométriques des défauts considérés. Nous remarquons aussi que la valeur de la contrainte la plus élevée de 826.03MPa est considérée pour le cas de la roue mi- usée avec défaut quelconque de 2mm de profondeur, ce qui confirme l'influence négative de l'usure et la présence des défauts, sur la résistance de la roue.

### **III.4 Analyse du contact roue rail**

Dans ce qui suit la solution par éléments finis du problème quasi-statique sera présentée et comparée avec la solution de Hertz et les solutions présentées dans la littérature. Afin de faciliter cette comparaison, les profils de la roue et du rail et leur disposition sont choisis de façon à pouvoir assurer une zone de contact elliptique. Les grandeurs physiques étudiées dans cette partie sont principalement la pression du contact et les dimensions de l'ellipse de contact. Cependant, une roue immobile de 844 mm de diamètre sur un rail de 1000 mm, est considérée, et sur laquelle est appliquée une force constante. Dans l'hypothèse de corps indéformables, la surface de contact entre les deux corps reste ponctuelle. En réalité, suite aux charges verticales importantes, des déformations locales de la roue et du rail existent au voisinage direct du contact. Dans ce cas, la surface de contact devient elliptique. Dans le cas d'une voie en alignement, le contact se situe au niveau du centre de la bande de roulement du rail et de la table de roulement de la roue.

#### **III.4.1 Modèle éléments finis en contact**

Le couple roue rail réalisé sous Solidworks est exporté vers ANSYS Workbench pour le calcul statique. Le maillage utilisé comme a été décrit précédemment, est l'élément volumique tétraédrique solide 187 implémenté dans la bibliothèque du logiciel ANSYS Workbench (voir figure III.15). La table de roulement de la roue est définie par Contact 174 et Target 170 pour la table de roulement du rail. Par conséquent, des éléments de différentes tailles (de 4 à 1 mm) sont utilisés pour mailler une partie des bandes de roulement (zone de contact) dans le cas d'une roue parfaite, afin d'observer l'influence de la taille des éléments sur la précision du calcul. Il a été remarqué plus la maille était fine, plus la pression serait élevée. On a remarqué que la valeur de la pression convergeait avec le maillage de 1x1mm (1121.7MPa). La différence entre les valeurs de pression de 1 à 4 mm et 1 mm était seulement 4%. Beaucoup de chercheurs ont discuté l'influence de la taille des éléments sur l'exactitude des résultats de simulation, notamment Zhao et al [59], ou ils ont choisi un maillage de

1.3x1.3 mm. Ils ont montré que ce maillage était suffisamment fin pour assurer une précision satisfaisante dans le problème du contact roue-rail. Par conséquent, nous avons choisi la génération du maillage fin (1 x 1 mm) à la surface de contact et la maille grossière pour les régions les plus éloignées de la surface de contact. Pour caractériser le contact roue-rail, le contact automatique de l'algorithme surface-surface et le frottement de Coulomb ont été appliqués pour décrire le roulement de frottement en dynamique. La formulation surface-surface est adaptée à la plupart des surfaces incurvées. Elle permet d'éviter le problème d'interpénétration entre la surface maître et la surface esclave et assure une meilleure précision des résultats liés aux contraintes et à la pression de contact. La résolution du contact est donc plus simple. Le calcul converge plus rapidement et par conséquent, le temps de calcul peut être optimal [38].

La loi de Coulomb est décrite comme suit:

Si  $U^n=0$  et  $F^n < 0$  (condition de contact) alors :

$$F^t \leq \mu F^n \Rightarrow V_{\text{gliss}} = 0 \quad (\text{adhérence})$$

$$F^t = \mu F^n \text{ alors il existe } A \geq \text{tel que } V_{\text{gliss}} = -A F^t \quad (\text{glissement})$$

Où  $\mu$  est le coefficient de frottement qui dépend des matériaux en présence et des états de surface.

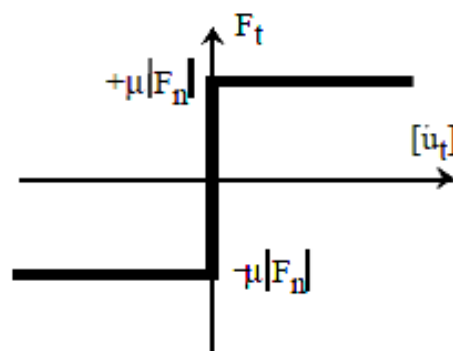


Figure III.14: Loi de coulomb

Par contre l'algorithme de contact lagrangien augmenté a été choisi et recommandé pour l'analyse des contacts statiques roue-rail, qui est intrinsèquement une série itérative de méthodes de pénalisation avec des mises à jour automatiques des valeurs de pénalité [50].

Différentes tailles d'éléments (de 4 à 1 mm) ont été choisi donc dans la zone de contact afin de valider la convergence en terme de pression. La maille de 1x1 a donné la valeur de pression la plus proche du calcul analytique avec une erreur d'environ 5%.

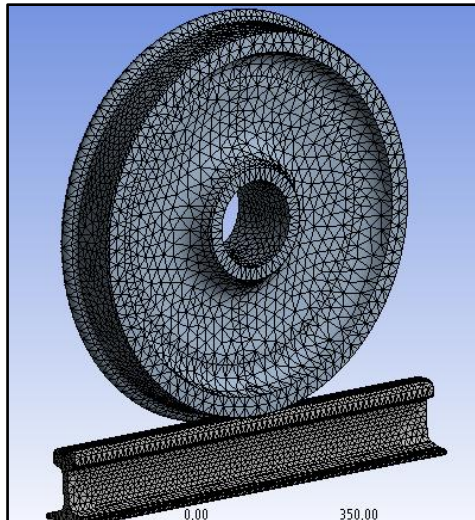


Figure III.15 : Maillage du couple roue rail.

### III.4.2 Validation du maillage

Afin de trouver le meilleur compromis entre la précision de la solution et le temps de calcul, c'est-à-dire celui qui offre une meilleure précision en un temps de calcul raisonnable, L'influence de la taille du maillage sur les grandeurs physiques, notamment la pression maximale, a été évaluée. Etant intéressé principalement par les grandeurs physiques liées au contact normal roue-rail, la taille de maillage ne sera modifiée que sur la bande de roulement. Ainsi Sept maillages différents ont été testés suivant la valeur maximale de la pression de contact. La courbe suivante (Figure III.16) montre la variation des valeurs de la pression avec la variation de la taille des éléments en contact. La courbe montre bien que la valeur de la pression maximale (1121.7 MPa) la plus proche du calcul analytique (1182.94 MPa) est obtenue avec la taille des éléments au contact de 1x1 mm.

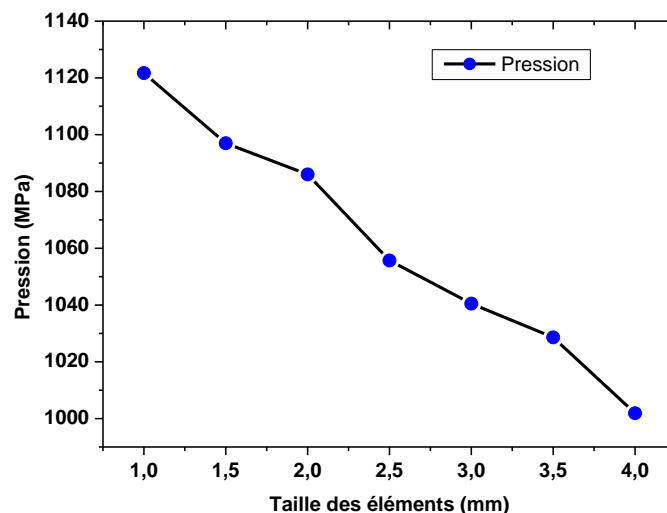


Figure III.16: Pression maximale de contact en fonction de la taille des éléments de maillage.

Comme on a déjà mentionné, le maillage choisie est solide 187 avec la taille des éléments au niveau des surfaces en contact est de 1x1mm. Par contre la figure III.17 montre le maillage de la zone de contact en présence des défauts géométriques. Le nombre total d'éléments et de nœuds dans les modèles correspondant à la taille du maillage choisi, pour tous les cas considérés, sont reportés dans le Tableau III.2.

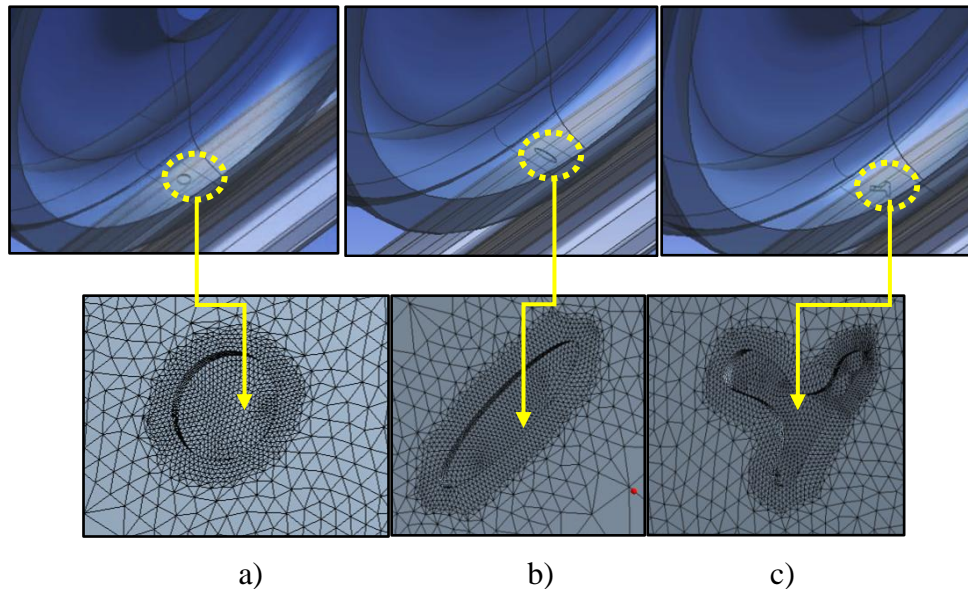


Figure III.17: Raffinement du maillage au niveau des différents défauts : a) circulaire, b) elliptique, c) quelconque.

Tableau III.2: Nombre d'éléments et de nœuds du couple roue rail pour tous les cas considérés.

Maillage	Nombre d'éléments	Nombre de nœuds
Contact parfait	71539	125964
Avec défaut circulaire	68893	179099
Avec défaut Ellipse	225751	373932
Avec défaut Quelconque	231628	383089

### III.4.3 Conditions aux limites et chargement

Les conditions aux limites appliqués sur le couple roue rail en quasi-statique sont ceux appliqués en réalité. La roue se déforme verticalement sous l'effet de la charge verticale qui correspond au poids total de l'autorail divisé par le nombre de roues, le rail est fixé complètement par la surface inférieure, et la charge verticale de 80 kN est appliquée au niveau du moyeu de la roue (Figure III.18). Au début le contact statique est supposé sans frottement ensuite, un coefficient de frottement statique constant de 0,15 a été utilisé pour les conditions de contact sec simulant la présence de rugosité sur les surfaces en contact. La roue et le rail sont supposés fabriqués avec le même matériau dont les propriétés des matériaux sont

résumées dans le Tableau III.1. Les résultats obtenus sont proches des valeurs citées dans la littérature et proches du calcul analytique basé sur la théorie de hertz.

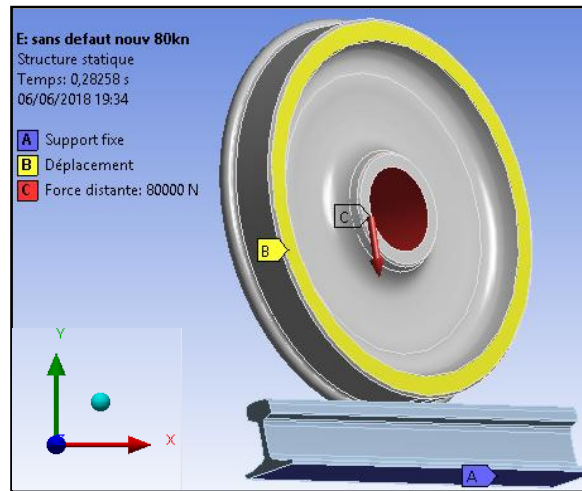


Figure III.18: Conditions aux limites et chargements.

### III.4.4 Résultats et discussions

#### a- Contraintes

La Figure III.19 montre la distribution de la contrainte de Von mises au niveau du contact roue rail pour une roue parfaite de diamètre 850 mm. La valeur maximale atteint la valeur de 749.54 MPa. Elle se situe sous les surfaces exactes de contact de quelques millimètres (sous – jacent). La contrainte maximale de Von mises dépasse la limite élastique  $\geq 540$ MPa, mais reste non dangereuse, d’après la théorie du contact hertzien où une déformation plastique sous – jacente est inévitable [60].

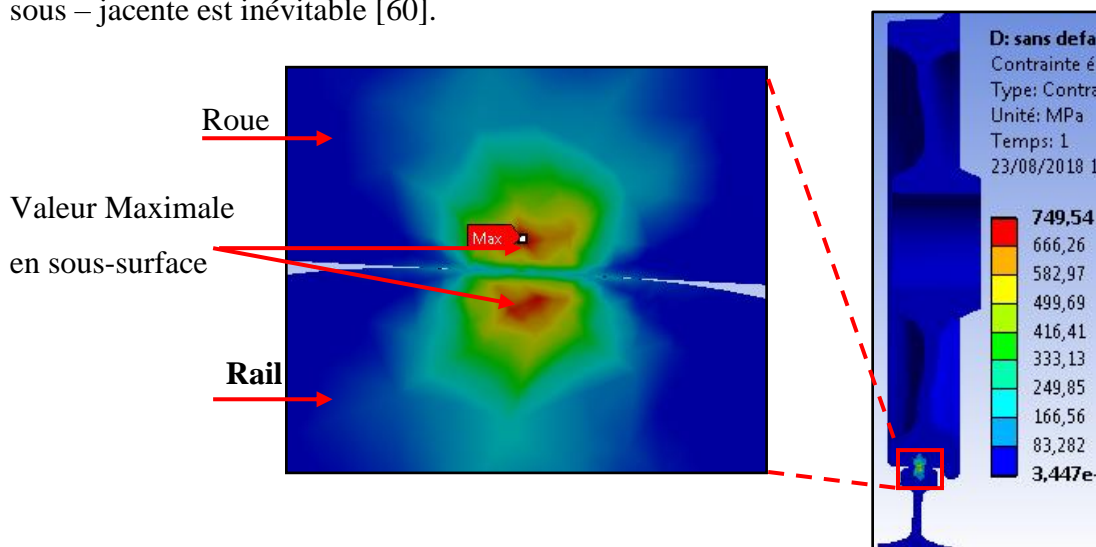


Figure III.19: Contrainte de Von mises au niveau de la zone de contact.



Par contre, la Figure III.20 montre la distribution de la contrainte de Von mises au niveau des différents défauts. On remarque clairement que les valeurs des contraintes présentent une augmentation significative au voisinage de ces endroits, et plus précisément aux bords des défauts, qui représentent une source de concentration des contraintes. De plus, nous remarquons que la valeur la plus élevée de 3155.2MPa, est obtenue au défaut de forme quelconque. La valeur dépasse de loin la limite élastique et la contrainte ultime du matériau 860-980MPa. Ce qui explique qu'une déformation plastique localisée est inévitable sous l'effet de la charge verticale.

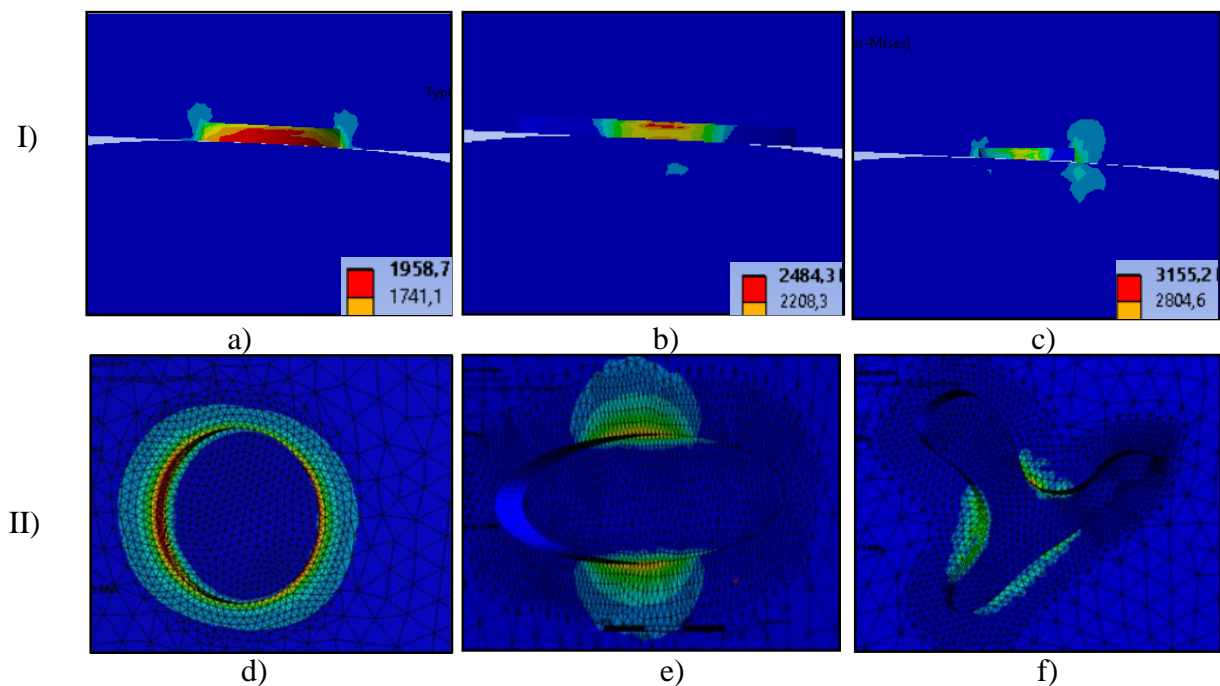


Figure III.20: Contrainte équivalente de Von mises du contact roue rail pour la roue avec défauts :I) : zone de contact roue rail, II) vue de dessous de la roue.

La courbe de la Figure III.21 représente la variation de la contrainte de Von mises dans la zone de contact, ou les valeurs sont maximales aux bords des défauts comme on a déjà mentionné. On voit clairement, également que la valeur la plus élevée est au bord du défaut de forme quelconque, et la plus basse, celle d'une roue parfaite.

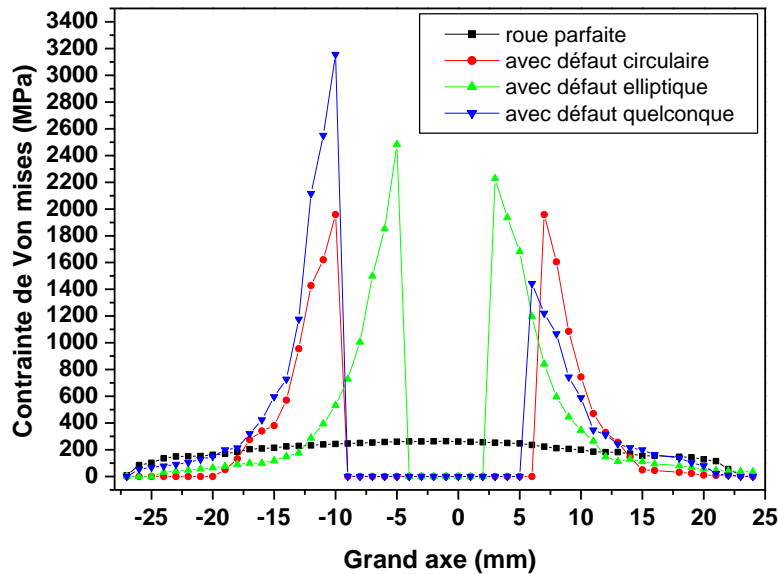


Figure III.21 : Répartition de la contrainte de Von mises en surface de contact pour tous les cas de roue suivant la direction longitudinale.

La Figure III.22, montre la distribution de la contrainte de cisaillement dans la zone de contact, avec un coefficient de frottement statique de 0.15, en supposant que les surfaces en contact sont légèrement rugueuses. Nous remarquons que la valeur de la contrainte augmente avec la présence des défauts. La valeur maximale atteinte est toujours pour le cas du défaut de forme quelconque, avec une valeur maximale de 857.27 MPa.

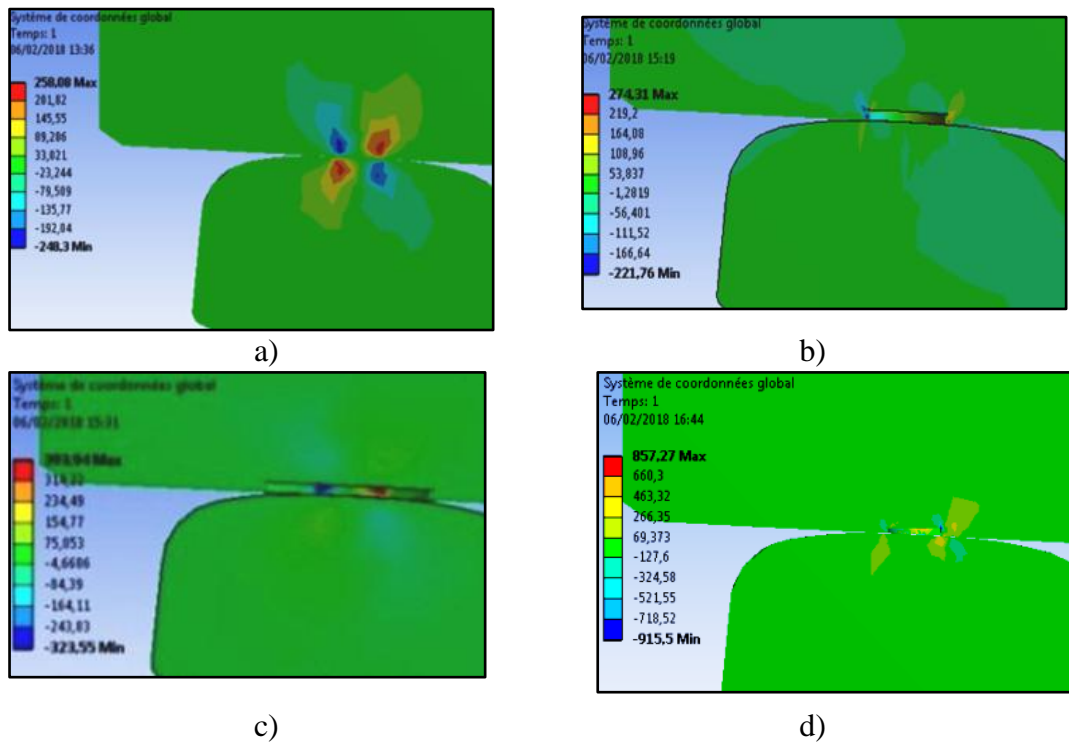


Figure III.22 : Contrainte de cisaillement dans le cas de roues avec et sans défauts : a) contact parfait, b) avec défaut circulaire, c) avec défaut elliptique, d) avec défaut quelconque.



## b- Statut et pression de contact

Le statut du contact est bien représenté sur les Figures III.23, dans les différents cas. On remarque clairement, que la taille de la zone de contact est très petite par rapport aux dimensions de la roue et du rail. Cependant, cette surface est totalement recouverte par une zone d'adhérence pour le contact parfait, pour le cas du contact est quasi-statique. Par contre la surface d'adhérence est fragmentée et diminue dans les autres cas, en vue de la présence de l'arrachement de matière dans la surface de contact de la roue. Cela indique qu'il n'y a pas un contact adhérent total dans ces endroits, donc une séparation de contact. Cette séparation, peut être une source de génération de vibration et d'instabilité pendant le roulement.

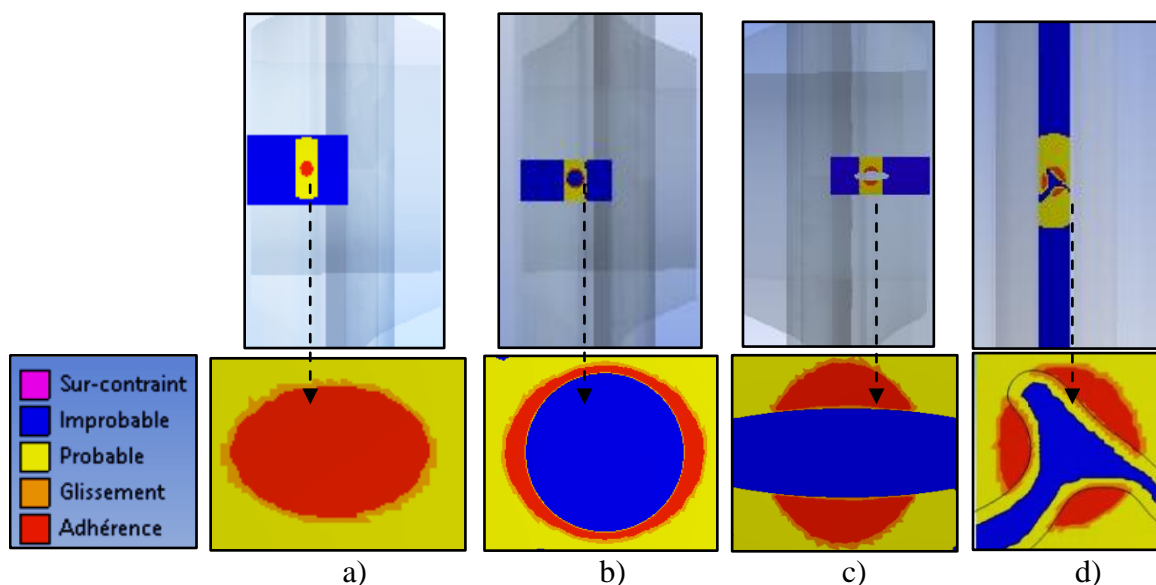


Figure III.23 : Statut de contact pour les différents cas de roues : a) roue parfaite, b) défaut circulaire c), défaut elliptique et d) défaut quelconque.

La distribution de la pression de Hertz dans le cas d'une roue parfaite, est bien illustrée sous la forme elliptique prévue, par la théorie de contact de hertz et considéré par la majorité des travaux de recherche tel que celui de el Sayed [54] et de Taek-Young Kim [61] (Figure III.24) .La valeur maximale obtenue 1121.7 MPa se situe au centre de l'ellipse, est concordante avec la littérature (numérique et analytique).La différence dans la valeur maximale de pression et les demi-axes de l'ellipse réside dans la différence des dimensions des corps en contact et au chargement normal. Les Dimensions des demi-axes de l'ellipse de contact sont aussi proches des valeurs obtenues analytiquement.

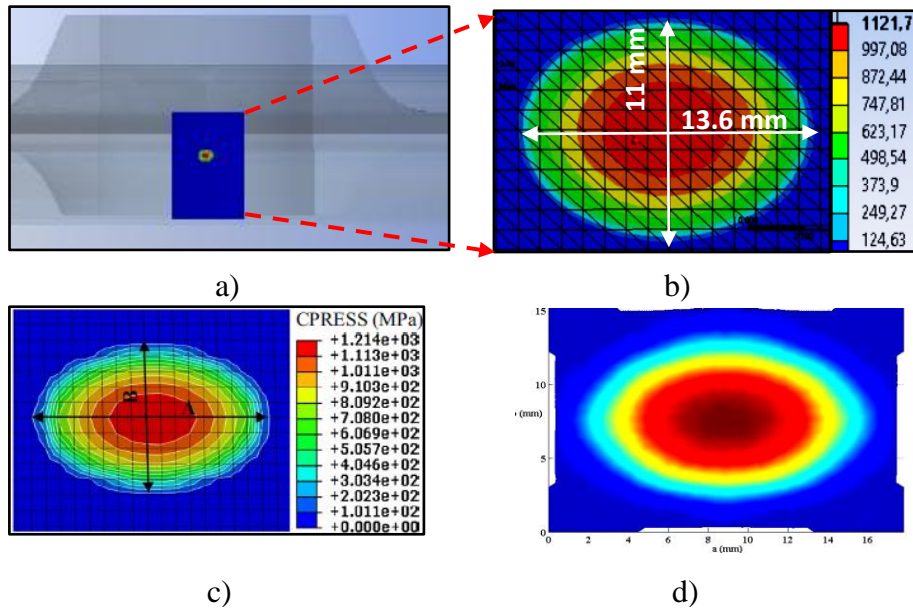


Figure III.24: Champs de la pression de contact : a) dans une roue parfaite, b) modèle de [54] et c) résultat de [61].

La courbe ci- dessous (Figure III. 25) montre clairement la distribution de la pression normale dans la zone de contact. La distribution de la pression de contact obtenue à partir du modèle EF est sous la forme ellipsoïdale et correspond bien à la prédiction hertzienne ainsi que les résultats de beaucoup de chercheurs tel que el Sayed et al [54] et Taek-Young Kim et al [61] (Figure III. 25). La courbe représente la variation de la pression par un calcul élément fini et analytique, ou on remarque une légère différence (environ 5%).

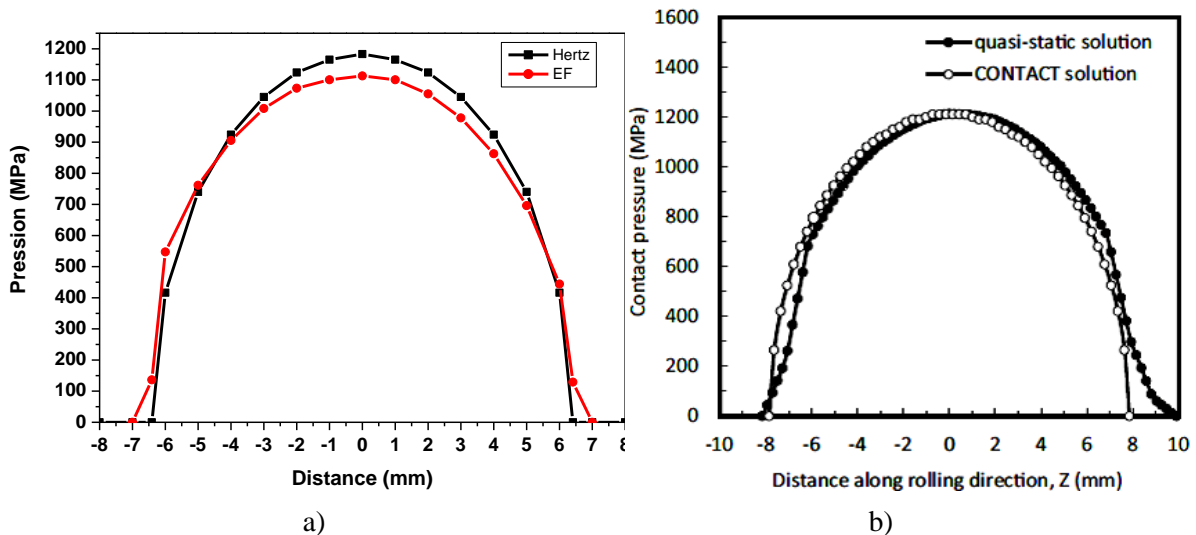


Figure III.25 : a) Distribution de la pression de hertz suivant le grand axe, b) Résultat de [54].

Afin de mieux estimer l'impact du chargement appliqué au contact sur les dimensions de l'aire de contact, la pression et la contrainte équivalente de Von mises, Au tableau III.3 sont récapitulées les différentes valeurs de ces dernières, en fonction de la variation du chargement, dans le cas d'une roue parfaite et avec un coefficient de frottement nul.

Tableau III .3 :Pression, Contraintes de Von mises , demi-axes de l'ellipse en fonction du chargement (roue parfaite ,  $\mu_s=0$ ).

Chargement (kN)	Pression (Mpa)	Von mises (Mpa)	Demi-axe a (mm)	Demi-axe b (mm)
40	873.54	585.27	5.9	5
50	947.67	638.9	6	5.1
60	1011.9	682.88	6.75	5.5
70	1069.3	720.37	7,125	5.75
80	1121.6	747	7.5	6
90	1169.8	782.39	7.5	6.25
100	1214.5	808.68	8	6.5

On remarque que les valeurs des pressions et des contraintes ainsi que les dimensions des demi-axes de l'ellipse augmentent avec l'augmentation de la charge verticale, ce qui confirme l'hypothèse de hertz, qui indique que la taille de l'ellipse change avec le chargement vertical appliqué. Ce résultat indique que plus le chargement est important plus la déformation locale au niveau du contact augmente. Cette conclusion nous mène à prendre les mesures de précaution pendant le chargement, notamment quand il s'agit des roues endommagées. Les valeurs des différentes pressions et contraintes de Von mises sont représentées dans le graphe de la Figure III.26, et la variation des dimensions des demi-axes de l'ellipse est représentée dans la courbe de la Figure III. 27.

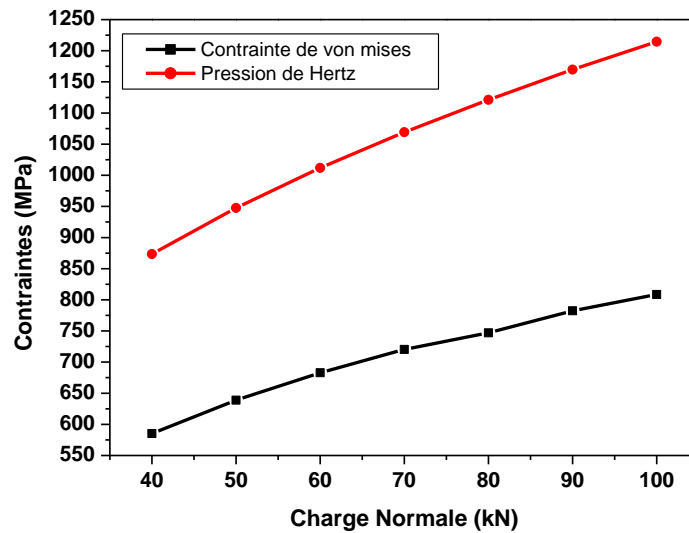


Figure III.26 : Variation de la pression maximale et de la contrainte de Von mises en fonction du chargement.

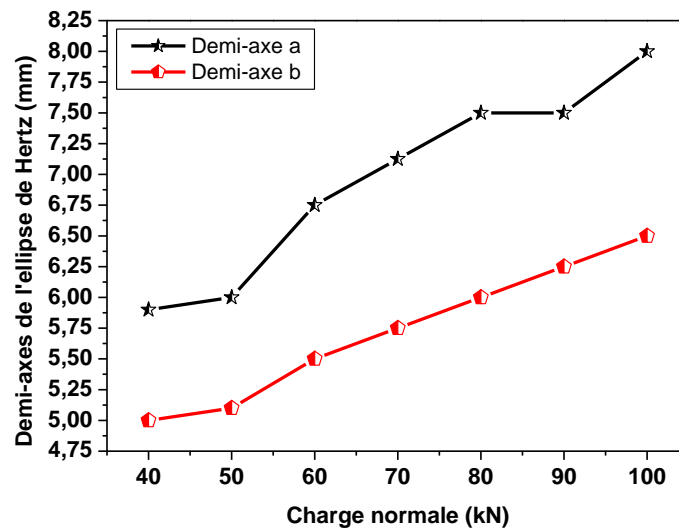


Figure III.27 : Variation des demi-axes de l'ellipse de contact en fonction du chargement normal.

Par contre la Figure III.28 montre, clairement l'influence du chargement sur les valeurs de la pression normale et surtout sur les dimensions des demi-axes de l'ellipse de contact. On voit que plus le chargement est important plus les dimensions de l'aire de contact sont grandes (cas de la charge de 100 kN), où ils atteignent les valeurs de 8x6.5 mm, avec une pression maximale de 1214.5 MPa.

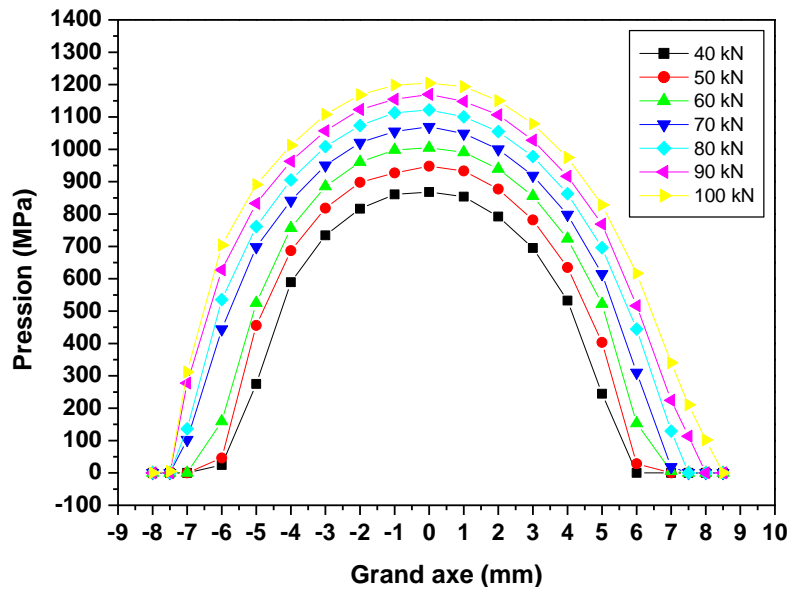


Figure III.28 : Pression normale en fonction du chargement

Quant à la Figure III.29 montre également, la distribution de la pression de contact, mais au niveau des défauts. En comparant la distribution des champs de pression de contact dans les quatre cas (roue avec et sans défauts), pour une charge constante, on observe que la distribution de la charge est décentrée en présence de défauts avec une valeur élevée aux bords des défauts, ceci rejoint les observations de [34]. D'après les résultats obtenus, On remarque que la valeur maximale de toutes les pressions est remarqué, toujours pour le cas d'un défaut de forme quelconque avec une valeur de 3060.6 MPa.

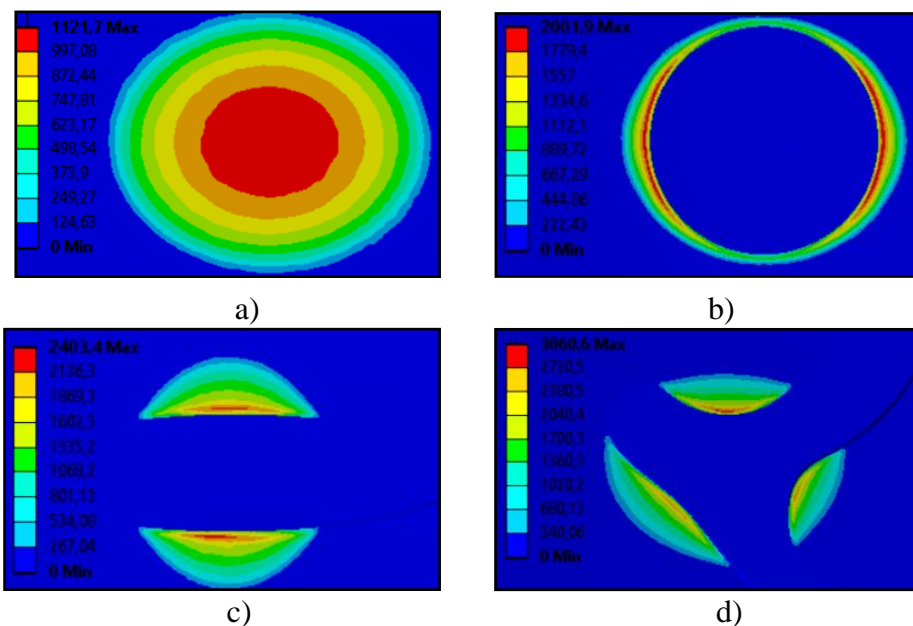


Figure III. 29 : Champs de pression de contact au niveau de la zone de contact, dans les 4 cas de roues : a) : parfaite, avec défaut :b) circulaire, c) : elliptique d) : quelconque.

Le graphe suivant (Figure III.30) représente la variation de la pression normale dans la zone de contact des différents cas, dans la direction longitudinale. On voit clairement que la valeur maximale de la pression se situe au niveau du défaut de forme quelconque ; suivi par le défaut elliptique et ensuite par le défaut circulaire. La tendance des courbes est presque la même dans tous les cas de roue avec défaut, ou la pression maximale se trouve aux bords des défauts et elle descend à zéro dans la partie vide à des distances différentes.

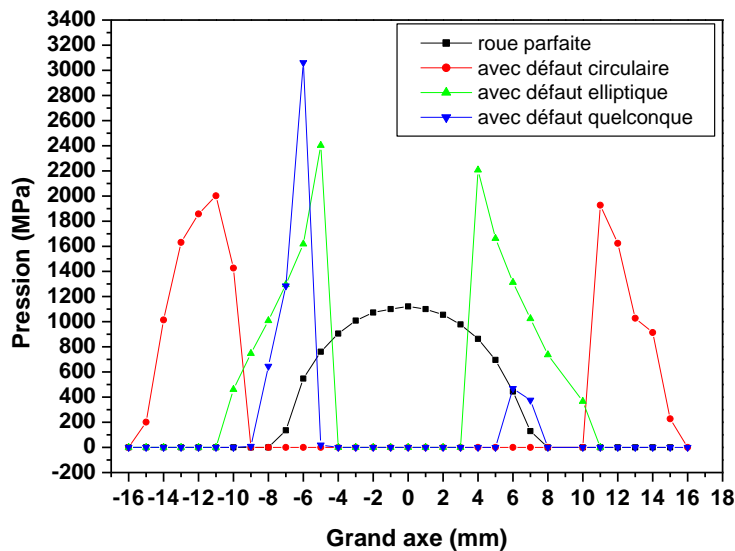


Figure III.30: Distribution de la pression de contact dans la direction longitudinale (grand axe) pour une roue avec et sans défaut.

Les principales valeurs calculées analytiquement et par éléments finis sont récapitulées dans le Tableau III.4.

Tableau III.4:Résumé des valeurs calculées

Solution	Calcul analytique		Erreur %	Calcul EF		
	parfaite	parfaite		Défaut circulaire	Défaut elliptique	Défaut quelconque
Contrainte maximale de Von Mises (Mpa)	790,95	749.29	5	1958.7	2484.31	3155.2
Pression maximale (Mpa)	1182.94	1121.7	5,17	2001.9	2403.4	3060.6
Pénétration (mm)	0.0104	0.00966	4.9	0.0148	0.021	0.0313
Contact area (mm <sup>2</sup> )	101,44	117,436	13	/	/	/
a	6.41	6.8	5.73	/	/	/
b	5.04	5.5	8.36	/	/	/

c- Déformation élastique normale de la roue et déplacement vertical du rail.

La Figure III.31 Montre la déformation élastique normale de la roue dans la zone du contact. On remarque clairement, que la roue est soumise à la compression plus que la traction sous l'effet du chargement normal. On remarque toujours que la valeur maximale (sens négatif) est située aux alentours des bords des défauts, ou elle atteint - 0.0206mm/mm pour une roue avec défaut de forme quelconque. Dans le cas d'une roue parfaite, la valeur maximale de 0.000348 mm/mm en traction, et en compression se situe au centre de l'ellipse avec la valeur de -0.0033 mm/mm. La courbe de la Figure III.32 illustre clairement ce résultat, qui confirme encore une fois l'influence négative des défauts en surface sur la déformation des roues, ce qui peut accélérer l'endommagement local ensuite général de celles-ci.

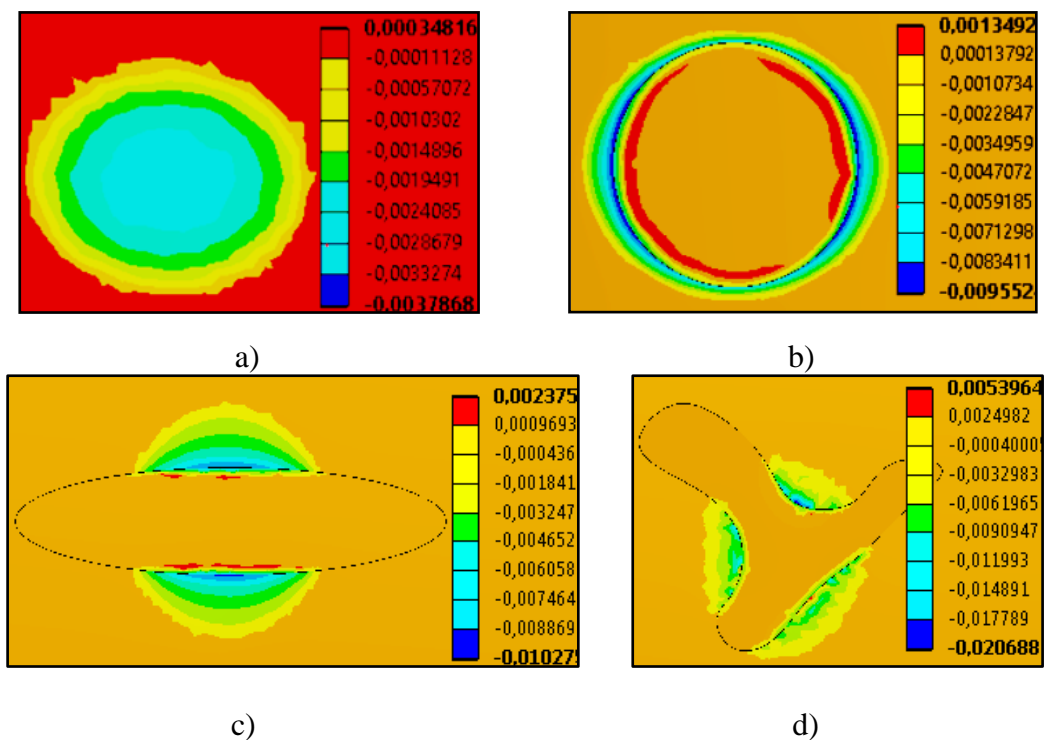


Figure III.31 : Champs de déformations normales de la roue au niveau de la surface de contact : a) contact parfait, roue avec défaut : b) circulaire, c) elliptique, d) quelconque

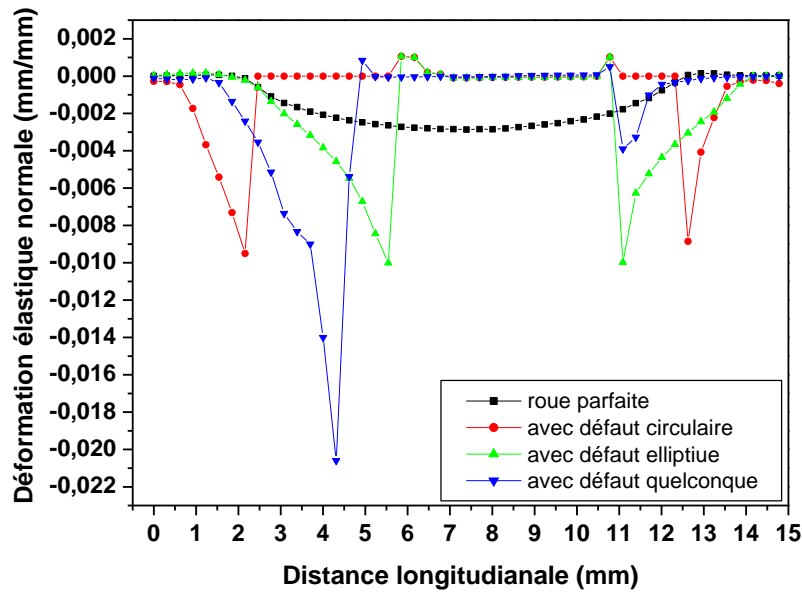


Figure III.32 :Répartition de la déformation élastique normale de la roue dans la zone de contact suivant la direction longitudinale des différents cas de roues (avec et sans défauts).

Par contre la Figure III.33 montre la déflexion ou le déplacement normal du rail sous l'effet de la charge verticale de 80 kN. La flexion maximale au centre de la surface de contact est remarquée pour le contact parfait. Par contre elle est décentrée pour les autres cas, à cause de la charge verticale qui est concentrée aux bords du défaut, ce qui signifie que les défauts de roues agissent directement sur le rail, ou sa déformation se transmet vers le rail.

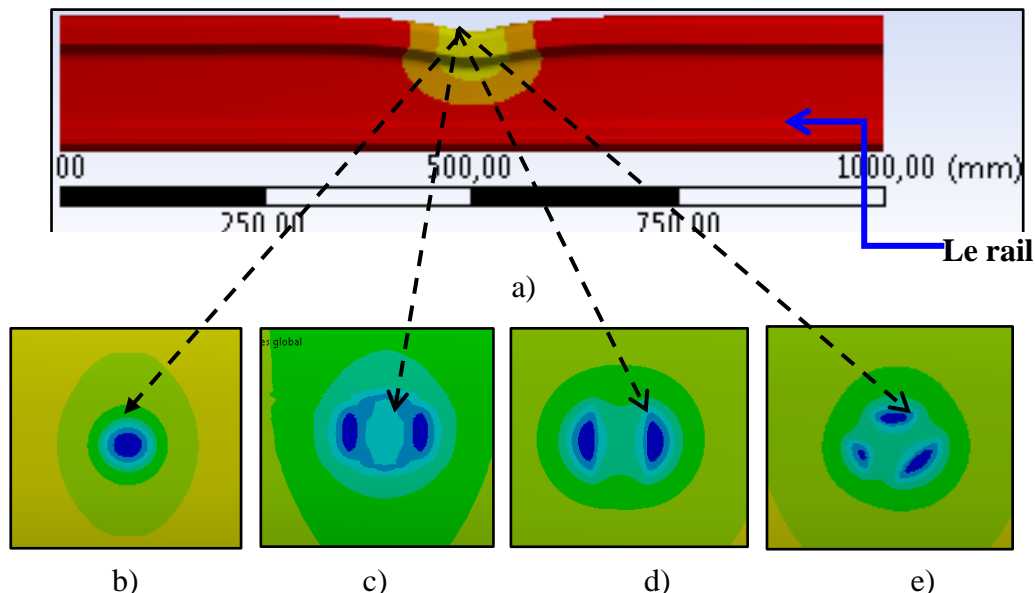


Figure III.33: Déplacement vertical du rail en contact avec une roue parfaite et avec défauts:  
 a) vue de droite et b) vue de dessus avec roue parfaite c) vue de dessus roue avec défaut circulaire, d) avec défaut elliptique, e) avec défaut quelconque.



La courbe de la Figure III.34 illustre le déplacement ou la déflexion du rail dans les différentes situations de contact roue-rail (roue avec et sans défaut). La roue est située au milieu du rail, donc le déplacement maximal est situé au milieu de celui-ci et au centre de la zone de contact. On voit clairement que le déplacement maximal est considéré pour une roue sans défaut, à l'endroit d'application de la charge verticale où elle est concentrée au milieu du rail, d'une valeur de  $-0.0546$  mm, suivi par la roue avec le défaut de forme quelconque ensuite elliptique et circulaire. La valeur maximale du déplacement dans le cas d'un contact avec défaut, est concentrée au bord des défauts, ou on voit que la zone de la déflexion est plus large que la roue parfaite, ce qui indique que la zone déformée est plus importante dans le cas d'une roue avec défauts, notamment la forme quelconque d'une valeur de  $0.0319$  mm. Les résultats obtenus pour un contact parfait, sont en concordance avec la majorité des travaux de recherches, notamment avec Taek-Young Kim et al [61] et LIU, Duo [62].

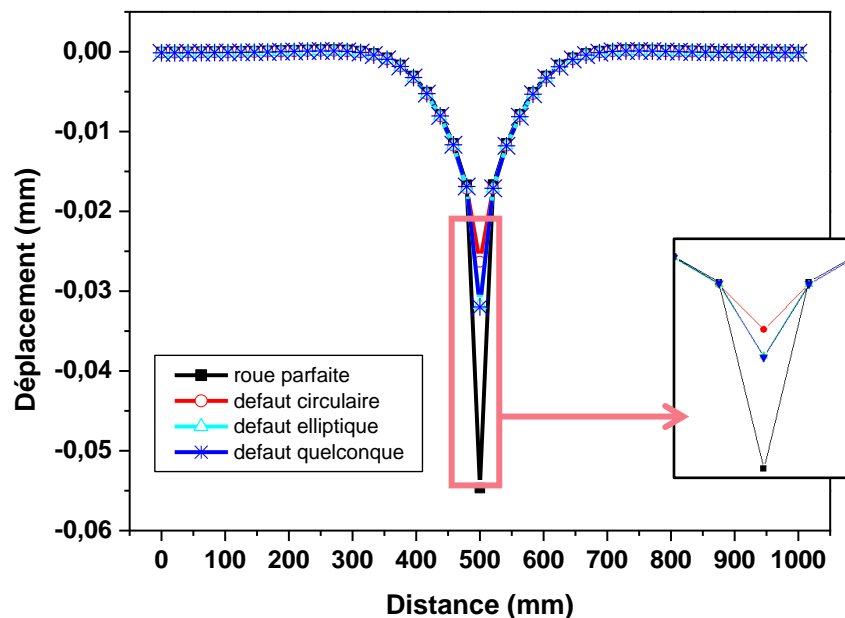


Figure III.34 : Déplacement normal du rail pour quatre cas de roue : parfaite ; avec défaut circulaire, elliptique et de forme quelconque.

## Conclusion

Dans ce chapitre, un modèle par éléments finis 3D est développé pour étudier le couple roue-rail en statique en élasticité dans les deux cas (roue avec et sans défauts). La solution élastique du contact roue-rail est basée sur la théorie de Hertz avec le logiciel Ansys Workbench, où le problème du contact normal a été étudié. Les résultats obtenus (contrainte de von Mises, pression, les demi-axes de l'ellipse de contact, la pénétration) sont en bon accord avec la littérature et avec le calcul analytique du contact selon la théorie de Hertz.

## *Chapitre IV*

# *Modélisation numérique du couple roue rail en dynamique*

## **Chapitre IV**

### **Modélisation numérique du couple roue rail en dynamique**

#### **IV.1 Introduction**

Ce chapitre est dédié à l'étude du contact roue-rail roulant à l'aide de la méthode des éléments Finis sous le code de calcul ANSYS Workbench. Les modèles présentés sont limités à la résolution du problème de contact entre la roue et le rail comme des corps élastiques. Pour en tenir compte de tous les effets dynamiques, plusieurs auteurs ont résolu leurs problème en utilisant la simulation numérique, ou des théories du contact roulant sont implémentées dans la plus part des codes de calculs par éléments finis. Cependant, leurs modèles sont parfois limités à l'étude d'une couche élastique [63] ou encore au contact linéique [64]. La méthode des éléments finis s'impose comme une alternative qui permet de surmonter les difficultés de la plupart des modèles de contact roulant, par sa facilité à introduire le comportement du matériau et sa capacité à résoudre les problèmes non-linéaires. Par conséquent, l'étude du contact roue-rail roulant sera abordée dans ce chapitre en élasticité linéaire et vérifier la cohérence des résultats avec les résultats présentés dans la littérature. L'un des objectifs de la présente étude consiste à étudier l'influence des défauts sous forme d'arrachement de matière sur le comportement dynamique de la roue et du couple roue rail, en particulier le contact de roulement d'une roue de l'autorail. Dans le même contexte beaucoup de recherches concernant la roue, la voie, le couple roue rail directement liés au comportement dynamique du véhicule ferroviaire notamment le contact roulant roue rail ont été largement discuté.

Zhen Yang et al [65] ont présenté dans leur article une analyse transitoire du contact roue-rail qui se caractérise par un frottement de roulement, calculées par un modèle éléments finis explicite, de l'interaction dynamique de la roue isotherme (IRJ). Dans leur étude, ils ont adopté une géométrie du champignon de rail normalisé et un modèle de matériau élastique, afin d'offrir une compréhension globale du comportement de contact transitoire et l'impact de la roue-IRJ. Pour chaque simulation, ils ont calculé l'évolution de la zone de point de contact, la contrainte et le déplacement, la distribution du micro-glissement et de la vitesse de vibration nodale du champignon du rail au voisinage du joint de rail, en tenant en compte les impacts de la roue-IRJ. Ils ont déduit également, les Modèles d'ondes régulières qui indiquent la réflexion, la propagation et la génération d'ondes; par simulations. Ils disent que ceci a rarement été rapporté dans des recherches antérieures. Les ondulations simulées (voir figure

IV.1) représentent les vibrations continues excitées par le contact roulant avec frottement roue-rail.

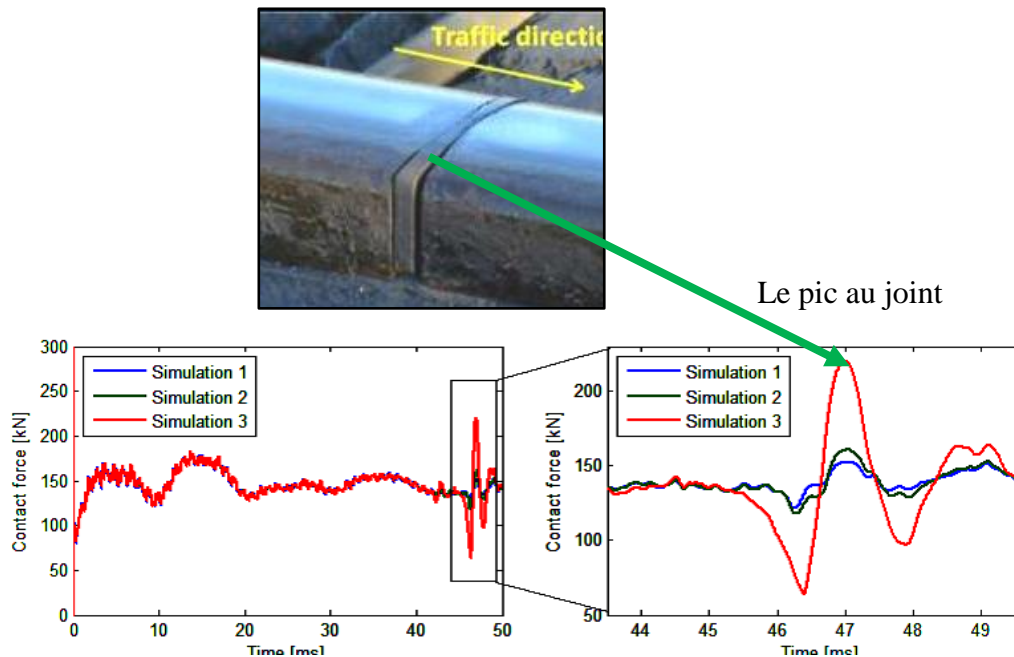


Figure IV.1 : Ondulations simulées excitées par le contact roulant avec frottement roue-rail

Yuewei Maa et al [66] ont vérifié leur modèle par la méthode éléments finis explicite avec des profils réels de roue et rail sur le code CONTACT en comparant la contrainte de cisaillement, zone de glissement et adhérence, etc., obtenus à partir de deux modèles. Ils ont réalisé par une série de simulation par éléments finis, des études qui vérifient l'influence des divers modèles opérationnels (tels que différents frottements, traction, etc.) sur les réponses tribologiques d'interaction roue-rail en surface et en sous surface. Ils ont conclu, que les résultats obtenus par la plupart des simulations par éléments finis explicites, sont en bon accord avec ceux de CONTACT. En outre, l'augmentation de la friction et la traction peut engendrer la concentration de contraintes de la sous-surface vers l'extérieur de la surface.

Quant à Moncef Toumi [38] a traité la Modélisation numérique du contact roue-rail tout en étudiant les paramètres influençant les coefficients de Kalker. Son objectif était d'abord l'identification des véritables causes de la dispersion constatée entre les différentes mesures, attribuée à la contamination de la surface, puis il a développé un modèle numérique capable d'en tenir compte. Il a proposé deux volets de calcul numérique, une méthode itérative directe par éléments de frontière basée sur les intégrales de surface de Boussinesq-Cerruti qui est réécrite pour l'étude du contact normal et glissant entre deux corps élastiques, puis étendue pour la résolution du problème de contact roulant, et la résolution du problème du contact

roue-rail élastique en utilisant les méthodes des éléments finis explicite et implicite. Il a pris en compte dans son modèle éléments finis 3D, le comportement élasto-plastique également et l'existence d'une couche de troisième corps sur l'interface du contact roue-rail, ou il a estimé une correction aux coefficients de Kalker à partir d'un modèle réel du contact roue-rail. Afin d'évaluer l'influence de cette correction sur la vitesse critique du véhicule ferroviaire, il a réalisé une étude de stabilité avec le code de dynamique ferroviaire VOCO dans lequel des facteurs de réduction des coefficients de Kalker ont été appliqués.

Yalçın Özdemir et al [67] ont établi dans leur travail une comparaison de différents paramètres du matériau élastique. L'idée principale de leur étude est de développer une meilleure évaluation de l'influence des matériaux utilisés dans les études de contact. Ils ont considéré non seulement les propriétés du matériau élastique mais aussi les propriétés élasto-plastiques. Son évaluation consiste en la répartition de la pression, la contrainte de Von mises (voir la figure IV.2), les dimensions de la zone de contact et les valeurs maximales de pression. Ils ont défini le contact normal avec ABAQUSTM. Par contre ils n'ont pas introduit le coefficient de frottement dans leur calcul, car ils n'ont pas pris en considération le contact tangentiel dans les propriétés d'interaction.

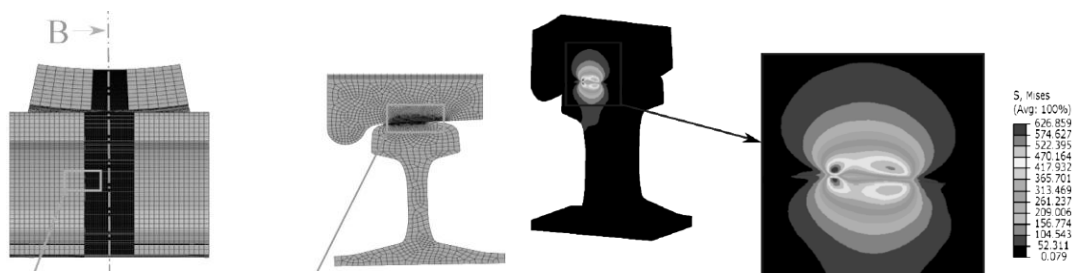


Figure IV.2: Distribution des contraintes dans la vue en coupe de la roue et le rail pour cas [67].

Ils ont conclu pour tous les cas étudiés (contact sans frottement avec une pression élastique maximale d'environ 1100 MPa), que la déformation plastique n'atteint pas la pression de contact maximale, par contre elle est seulement un peu inférieure à celle de la surface élastique linéaire.

Dans le même contexte Xin Zhao and Zili Li [68] ont développé une approche numérique pour résoudre le problème de contact de roulement transitoire, en considérant le frottement dépendant de la vitesse. En développant un modèle EF transitoire tridimensionnel en élasticité par la méthode explicite des éléments finis, Ils ont comparé les solutions de contact avec une loi de friction dépendante de la vitesse en détail, à ceux avec la loi de frottement de Coulomb.

Ils ont confirmé la négligeable influence des solutions EF concernant le contact normal. Dans ce travail ils ont supposé que la surface de contact de la roue est cylindrique, le rayon du profil du rail au contact est de 300 mm et les surfaces de contact sont supposées lisses. Cela signifie qu'un contact Hertzien concentré se produit au milieu du sommet du rail contre la table de roulement de la roue. La figure IV. 3 présente l'ellipse de contact et la distribution de la pression et la contrainte de cisaillement dans la zone de contact, suivant l'axe longitudinal.

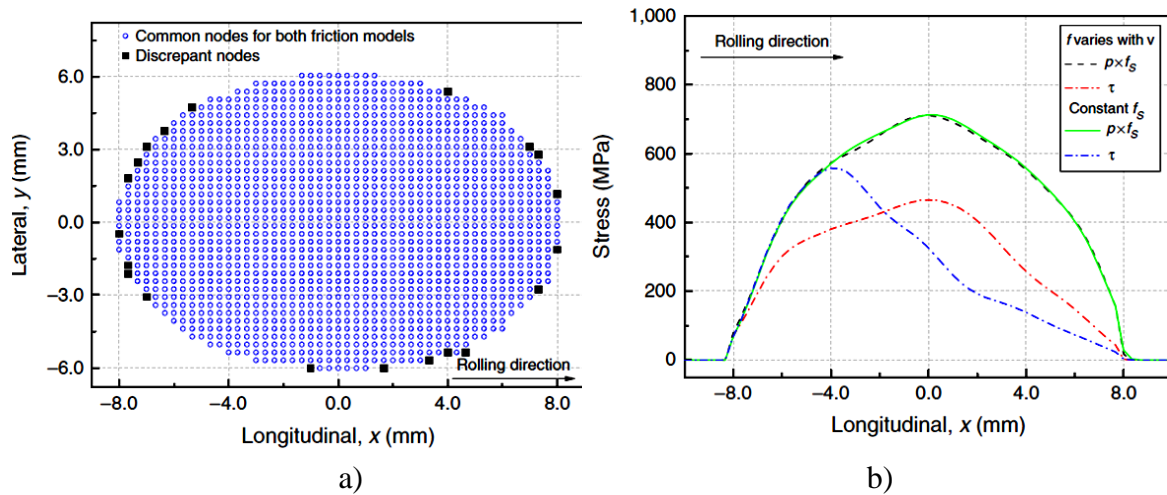


Figure IV. 3: a) Nœuds en contact avec application de différents modèles de frottement , b) distribution de Pression et de la contrainte de cisaillement surfacique suivant l'axe longitudinal avec application de différents modèles de frottement [68].

Les auteurs ont tiré les conclusions suivantes des simulations élastiques :

Des oscillations à très haute fréquence sont remarquées dans le plan tangentiel. Ils se produisent dans la partie arrière de la surface de contact où un pseudo-glisserment existe. Par conséquent, La distribution du pseudo-glisserment varie considérablement avec le temps. Cependant, la répartition de la contrainte de cisaillement de surface reste stable.

Sichani et al [69] ont réalisé une étude comparative sur les modèles de contact non elliptiques représentés par les modèles STRIPES, Kik-Piotrowski et Linder. La comparaison de la distribution de pression des différents modèles est illustrée dans la figure IV.4.

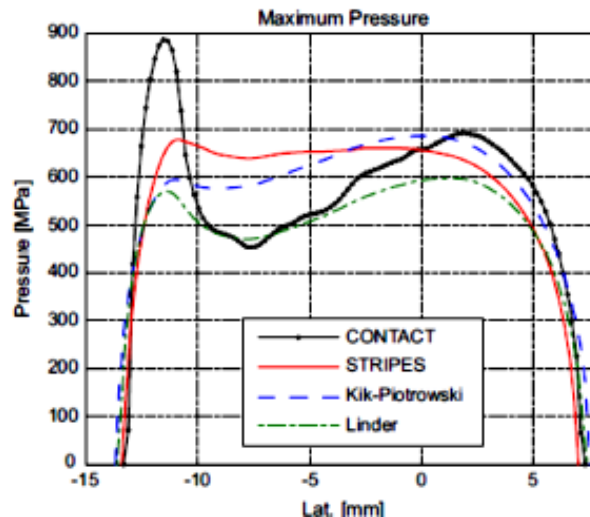


Figure IV. 4: Distribution de la pression des trois modèles suivant l'axe latéral [69].

Quand à Nico BURGELMAN [70], il a fait une approche hors ligne pour déterminer l'endroit du point de contact et les forces de contact tangentielles. La méthode de calcul de l'emplacement de contact longitudinal qu'il a utilisé a été validée. Les simulations ont montré que l'influence de la position longitudinale du contact sur la simulation de véhicule est négligeable. Par conséquent, il a étudié seulement l'influence des forces de traction. Il a conclu que les modèles de l'interpénétration de Kik-Piotrowski et Linder, prédisent un comportement mieux en lignes courbées avec creepages (lignes de fuites) plus faibles que le modèle elliptique FastSim.

İsmail ESEN et al [71] ont étudié dans leur papier, l'analyse du contact 3D entre une roue UIC515 (l'Union Internationale de Chemins de fer) et un rail UIC 60, qui sont utilisés dans le transport de fret. Ils ont réalisé des analyses en modélisant toutes les parties nécessaires du système ferroviaire comme le rail, la roue, l'axe, la protection (le bloc), les dormeurs, etc. Ils ont déterminé également, les déformations plastiques permanentes dans la roue et le rail, en analysant les contraintes élasto-plastiques. De différentes analyses ont été exécutées pour le chargement statique et dynamique en se basant sur : la charge de roue de 100 kN, selon deux situations, la roue alignée sur le dormeur et la roue positionnée au milieu de deux dormeurs. Ils ont comparé, les contraintes de contact, les contraintes élastiques et plastiques, la distribution de pression superficielle de contact et les statuts de contact, dans les deux cas. D'après leur analyse dynamique, ils ont montré que les valeurs de la contrainte ont fluctué, à cause de la vibration du rail quand la roue est en mouvement.

Virginie DELAUDAUD [72] a construit un outil de simulation transitoire, de l'interaction verticale entre la roue et le rail, pour prédire le bruit de roulement. Il a d'abord formulé les

données d'entrée du modèle d'interaction, le modèle de contact roue/rail et le modèle vibratoire de la roue. Son modèle de contact non linéaire choisie, autorisant des pertes de contact, est basé sur la théorie de Hertz. La figure IV.5 présente un de leur résultats obtenus (la contrainte de Von mises du couple roue –rail).

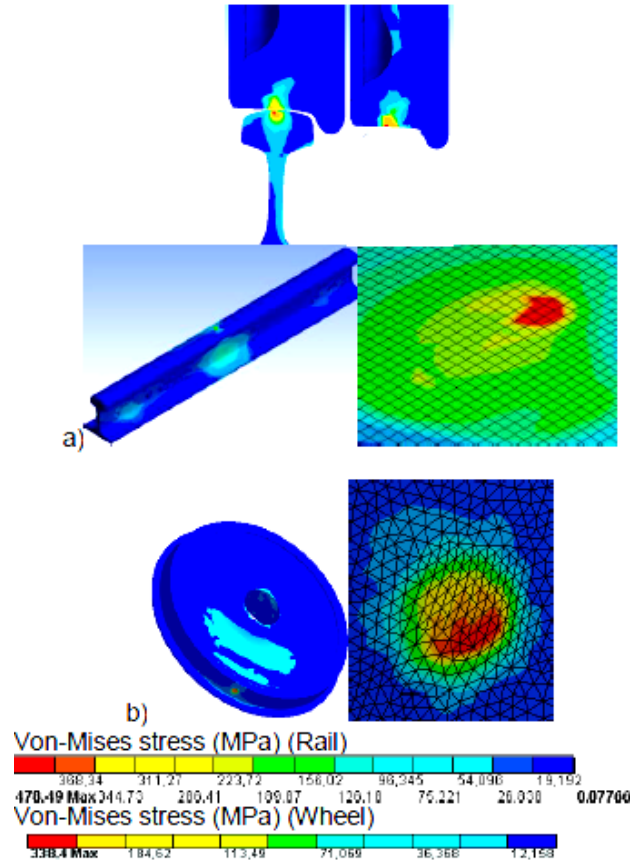


Figure IV. 5 : Contrainte équivalente de Von mises du rail et de la roue dans la zone de contact quand la roue se trouve en dehors des deux dormeurs [72].

Il a choisi dans leur présente étude, la méthode des différences finies pour résoudre le problème complet d'interaction roue / rail. Ensuite ils ont effectué une comparaison entre les résultats de simulation et ceux des mesures. En plus il a confirmé que l'utilisation de l'approche Hertzienne pour le contact roue/rail, qui considère des rayons de courbure constants sur toute la surface des structures, ne tient pas correctement compte de la présence des défauts de roue. Cela signifie que lorsque la roue présente un défaut de surface important, la prise en compte de la trajectoire du centre de celle-ci est une alternative à la considération de la variation des rayons de courbure à la surface de la roue.

Comme déjà vu dans le premier chapitre, Modar Taraf [13] a proposé une étude par éléments finis pour estimer la tenue en Fatigue de Contact de Roulement (FCR) d'une roue ferroviaire. La première partie de son travail porte sur la modélisation bidimensionnelle d'une roue



ferroviaire, comportant un défaut circulaire, et soumise à une pression de contact hertzien en mouvement. L'endommagement est quantifié par un paramètre de fatigue basé sur la densité d'énergie et la notion de plan critique. Dans la deuxième partie, il a proposé une étude paramétrique de l'influence sur la durée de vie, du niveau de chargement, de la profondeur, de la nature et de la taille des défauts. Il a montré l'effet bénéfique d'une surcharge sur la durée de vie à l'amorçage de fissure. Il a mis en évidence aussi, l'incidence néfaste du coefficient de frottement sur la durée de vie dans le cas d'une roue avec et sans défaut. Il a conclu que la durée de vie est surestimée dans le cas statique et diminue en dynamique avec la vitesse de roulement et le niveau de chargement. Il a montré également que la présence de défaut de porosité et de manque de fusion se situant à la surface ou légèrement sous-jacent, provoque la transmission de défauts du rail vers la table de roulement de la roue, où il en résulte une excitation de structure par l'apparition d'ondes adhérence-glissement-décollement.

XIN ZHAO et al [73] ont présenté dans leur article, un modèle tri dimensionnel dynamique par éléments finis. Leur modèle a été créé pour étudier l'état de contrainte dynamique de la surface du rail et l'influence de la force de contact tangentielle. Leur modèle est composé de la suspension principale du véhicule, des roues, d'un rail, de garnitures de rail et de ballast. Ils ont modélisé les roues du train et le rail, à l'aide d'un élément solide de contrainte constante. Dans ce cas, ils ont utilisé un matériau élasto-plastique bilinéaire isotrope, dans la surface du contact du rail, ainsi qu'une méthode d'intégration explicite, pour résoudre leur problème dans le domaine temporel. Leurs résultats montrent que les effets dynamiques sont importants, même dans le cas d'une surface de contact lisse du rail, et la force tangentielle peut augmenter considérablement le niveau de contrainte du cisaillement de la surface du rail et réduire les oscillations de la contrainte de contact. Par conséquent, ils ont employé la loi de friction de Coulomb, avec un coefficient de frottement constant de 0,3. La vitesse de la roue qu'ils ont choisi, est l'une des vitesses typiques du réseau ferroviaire hollandais:  $v = 140 \text{ km / h}$ . Afin de simuler différentes forces tangentielles entre la roue et le rail, ils ont appliqué différentes charges d'entraînement à l'arbre de roue. La figure IV.6 montre la répartition de la contrainte de Von mises à l'endroit du contact pour deux coefficients de frottement  $\mu=0.15$  et  $\mu=0.3$ .

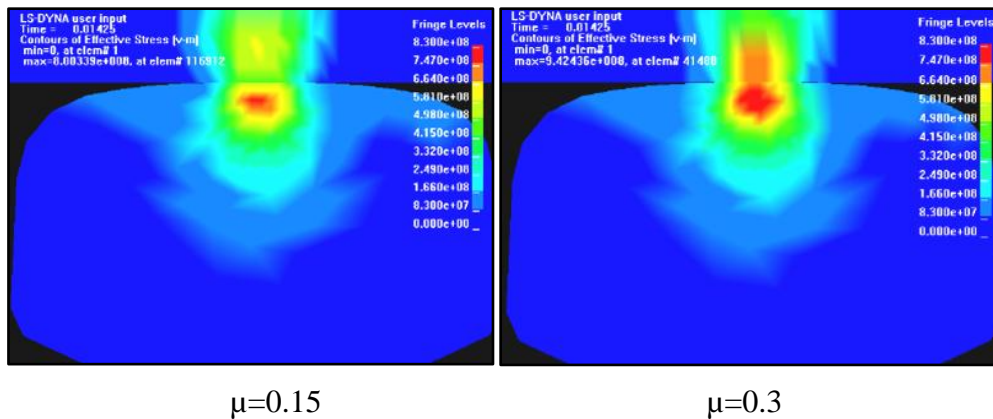


Figure IV. 6: Contrainte de Von Mises du contact roue rail [66].

Ils ont étudié aussi les états de contraintes dynamiques de la surface du rail du contact roulant en roulement / roulement. Dans leur présent travail, ils ont validé la taille prévue de la zone de contact et la distribution de la pression sont à l'état quasi-statique selon la solution de Hertz. Sur la base de leurs résultats, ils ont pu tirer les conclusions suivantes:

- 1) La force tangentielle a une grande influence sur l'état de contrainte de la surface du rail, et son augmentation déplace la contrainte de cisaillement maximale de la sous-surface vers la surface. Cela a une importance considérable pour la fatigue des contacts roulants initiée par la surface.
- 2) La force tangentielle a des effets négligeables sur la répartition normale de la contrainte, mais elle peut modifier considérablement la répartition de la contrainte de cisaillement.
- 3) Même avec une surface de rail lisse, les oscillations de la force de contact et de la contrainte sont encore importantes, et l'oscillation de la contrainte diminue avec l'augmentation de la force tangentielle.

Yong ming Liu et al [74] ont développé une méthodologie d'analyse de fatigue générale des dommages pour les composants mécaniques complexes, appliquée au problème de la fatigue de contact roulant roue-rail. Ils ont utilisé un modèle éléments finis 3-D élasto-plastique, pour analyser les différentes contraintes (Figure IV.9). Une technique de sous-modélisation (Figure IV.7) a été utilisée pour obtenir une efficacité computationnelle ainsi que la précision des calculs. Ils ont également évalué numériquement, les dommages de la fatigue dans la roue, en utilisant l'historique des contraintes pendant une révolution complète de la rotation de la roue. L'influence du diamètre de la roue, les charges verticales, la dureté du matériau et les propriétés de fatigue des matériaux sur la résistance à la fatigue et l'initiation de fissure ont été aussi étudiés à l'aide de leur modèle proposé.

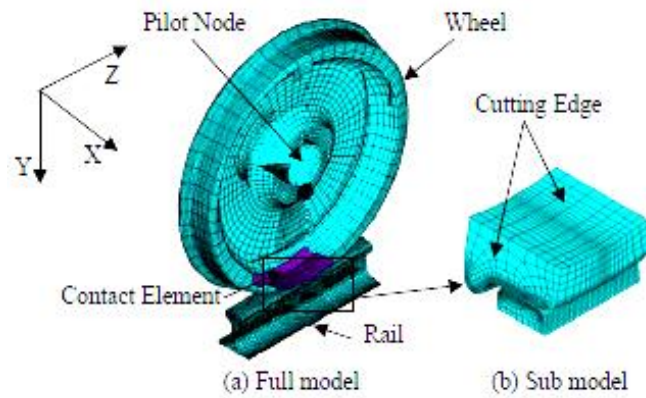


Figure IV.7 : Modélisation éléments finis du contact roue rail : a) modèle complet b) sous – modèle [74].

Ensuite, ils ont appliqué un nouveau modèle de fatigue multiaxiale pour la prédiction de la durée de vie du problème contact roue/rail (Figure IV.8), ou un exemple numérique est mis en œuvre en face d'un modèle sur terrain, en observant le mode de défaillance.

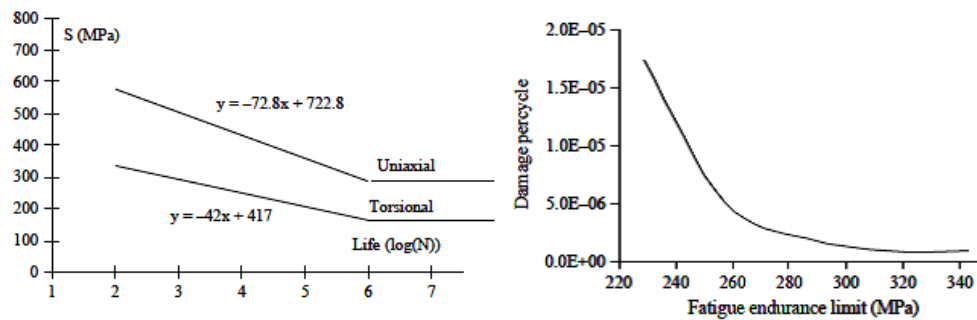


Figure IV. 8: Courbe S-N pour un chargement uniaxial et torsionnel[74].

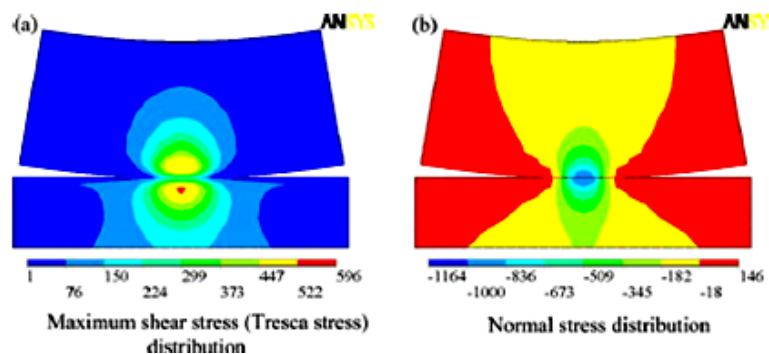


Figure IV. 9: Contrainte de Tresca et la distribution de la contrainte normale du contact roue rail [74].

Sladkowski et al [75] ont étudié l'influence des profils de l'interaction roue-rail sur la distribution du contact, réparti en zones et efforts. dans leur présent travail, ils ont également proposé l'étude de l'influence des forces de contact sur la déformation des roues et des rails de roulement de charge d'un wagon, et l'influence de cette déformation sur la redistribution des efforts de contact . La méthode éléments finis de quasi-Hertz a été incluse comme base de leur simulation mathématique. Avec ces outils, ils ont définis les distributions des zones de contact des différents essieux. Ils ont résolu leur problème en trois-dimensions, par une technique de contact offerte, afin de d'améliorer les roues en fonctionnement. Ils ont impliqué les déformations en plastique, et l'usure des surfaces. Cependant, les questions les plus importantes qu'ils ont traitées, sont liées au choix des profils de roue et de rail. Ils ont conclu, qu'il est tout à fait évident que ces profils devraient correspondre entre eux, et qu'un changement de l'un d'entre eux ne devrait pas se produire sans changement de l'autre.

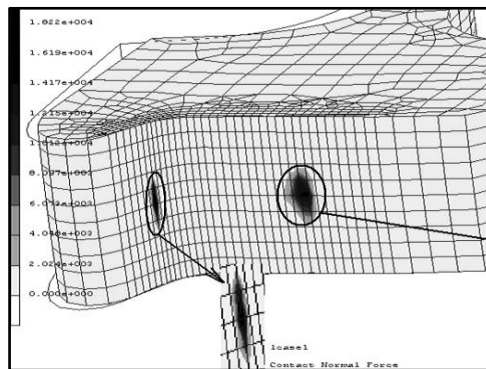


Figure IV.10: Pression de contact en alignement et en courbe [75].

Quant à Brahim Soua [20], il a fait une étude de l'usure et de l'endommagement du roulement ferroviaire avec des modèles d'essieux non- rigides. Il a présenté dans son mémoire trois types de dégradation de profils des roues et des rails en service. Dans un premier temps, il s'est intéressé à une modélisation de l'usure régulière des profils des roues et des rails qui influe particulièrement sur la stabilité des véhicules, par conséquent le confort et la sécurité. Après, il a abordé le phénomène d'usure irrégulière longitudinale des roues à grande vitesse. Ensuite il a consacré la dernière partie de sa thèse à la fatigue des rails soumis au contact roulant. Par conséquent, il a étudié initialement les efforts de contact dus au comportement en courbe de certains véhicules ferroviaires, ensuite les conditions d'amorçage des fissures par deux approches ; le critère de Dang van et la mécanique de l'endommagement ont été traité. Au niveau de la fatigue des rails :

- Un calcul des contraintes en élasto-plastique avec un modèle type éléments finis.

- La sensibilité des résultats a un autre modèle d'endommagement tel que le modèle auto cohérent.
- La prise en compte de l'écroûissage cinématique et isotrope au niveau du volume élémentaire représentatif (VER).

### IV.2 Analyse dynamique du couple roue rail en contact

La résolution du problème de contact roue-rail roulant avec la méthode des éléments finis a plusieurs avantages par rapport aux autres techniques de résolution numériques. D'abord, cette méthode permet de s'affranchir de l'hypothèse des demi-espaces infinis, et la vraie géométrie 3D des corps en contact peut être modélisée. De plus, la méthode des éléments finis rend possible l'introduction de différentes lois de comportement non linéaires pour les corps en contact. D'autre part, afin de mieux décrire la réalité physique du contact frottant, les différents codes par éléments finis proposent en général des lois de frottement. [38].

#### IV.2.1 Calcul du contact tangentiel roue-rail

Le calcul tangentiel de contact permet de déterminer les efforts tangentiels au contact. Il permet d'étudier le glissement relatif entre la roue et le rail. Néanmoins, le contact dynamique entre la roue et le rail est très difficile à mesurer en situation de roulement. Les hypothèses suivantes sont donc généralement admises :

- Les profils de surface de la roue et du rail sont non-conformes, dans la plupart des cas, du fait de leur géométrie. A la surface de deux structures, les rayons de courbure sont constants. Les profils deviennent conformes lorsque ces derniers sont usés (mais pas forcément endommagés).
- A chaque instant  $t$ , le contact se produit sur une petite région elliptique. Les longueurs d'onde de rugosité, plus petites que la taille du contact dans la direction de roulement, ont une influence atténuée sur l'excitation globale du système, du fait de la nature finie de celle-ci.
- Le contact entre la roue et le rail entraîne seulement des déformations élastiques à l'interface. La rugosité ne produit pas de déformation plastique. Enfin, certaines hypothèses peuvent s'avérer fausses en présence de défauts de surface sur la roue et/ou sur le rail, en particulier les hypothèses sur les rayons de courbure constants à l'interface des structures [38].

### IV.2.1.1 Approche considérée

Afin de prédire la relation entre différents paramètres sur le comportement dynamique du contact roulant roue-rail dans les conditions décrites ultérieurement, le logiciel ANSYS et le modèle EF proposé, ont été utilisés pour réaliser l'analyse dynamique longitudinale. Les régions de contact sur la roue et le rail étaient considérées comme des demi-espaces élastiques, ce qui est habituellement utilisé dans la plupart des équations de véhicules ferroviaires [11].

Considérant la roue et le rail en contact dans différents cas de roue (sans défaut, avec défaut quelconque en surface et sous-jacent), en comparant les différents états de contact de la surface de contact (adhérence, glissement et écrasement). Le modèle est créé avec Solid Works, ensuite il est exporté vers ANSYS Workbench, où il a été maillé avec un maillage volumique tétraédrique solide 187, conçu pour les géométries complexes tel que la roue du train. Un raffinement très petit du maillage est nécessaire au niveau des surfaces en contact seulement, afin d'obtenir des résultats précis, tout en conservant un temps de calcul raisonnable. Les simulations par éléments finis sont effectuées à l'aide du logiciel ANSYS Workbench ; ce code de calcul dispose d'un préprocesseur et d'un post-processeur (ANSYS viewer) facilitant le maillage des structures et la visualisation des résultats. Nous avons choisi les éléments Solid 187 en supposant un état de déformations élastique 3D et un contact roue/rail avec différents coefficients de frottement, différents chargements et différentes vitesses. La roue avec défaut utilisée est peu usée de diamètre 844 mm. L'acier utilisé pour le couple roue -rail acier ER8 comme on a déjà mentionné dans le chapitre III. Cet acier est couramment utilisé pour la fabrication des roues du train, ou tous les paramètres du modèle sont présentés dans le Tableau IV.1.

Tableau IV.1: Paramètres du modèle roue-rail

Paramètre	Valeur
Charge par roue	80kN
Vitesse de roulement	80km/h
Module d'Young E	210 GPa
Coefficient de poisson $\nu$	0.3
Densité $\rho$	7850 kg/m <sup>3</sup>
Limité d'élasticité	540MPa
Coefficient de frottement	0.3, 0.5
Diamètre de la roue	850 mm
Diamètre de la roue peu usée	844 mm
Masse de la roue parfaite	370 kg
Conicité de la roue	1/40
Inclinaison du rail	1/40
Longueur du rail	1000 mm

### IV.2.1.2 Paramètres d'entrée

Le couple roue rail, est simulée comme deux corps flexibles initialement. La roue roulait aux vitesses suivantes : 40 km/h, 80 km / h, et 130 km/h et différentes charges (80kN, 40kN et 100kN) à l'essieu ont été appliquées dans le moyeu de la roue. La charge verticale exercée sur la roue devrait être modifiée autour d'une valeur moyenne en raison des effets de la vibration des composants du véhicule et de la voie. Cependant le diamètre choisi de la roue avec défaut est celui d'une roue peu usée (844 mm) et 850 mm pour une roue parfaite, et la longueur de la piste modélisée dans cette étude était de 1000 mm, ce qui a conduit à un court temps de déplacement de la roue. Par conséquent, la charge à l'essieu est supposée constante pendant cette courte période. Le contact roue-rail est un contact frottant, en supposant deux coefficients de frottement 0.3 et 0.5. Par contre un pas de temps très petit de  $1 \times 10^{-5}$  s a été choisi dans cette simulation, nécessaire pour la convergence du calcul et afin de capter le maximum de résultats de la structure. Cependant ce pas de temps était la cause principale de la consommation très élevée en temps de calcul et qui était le problème majeur pour notre étude. La Figure IV.11 présente les dimensions du modèle de contact roulant parfait.

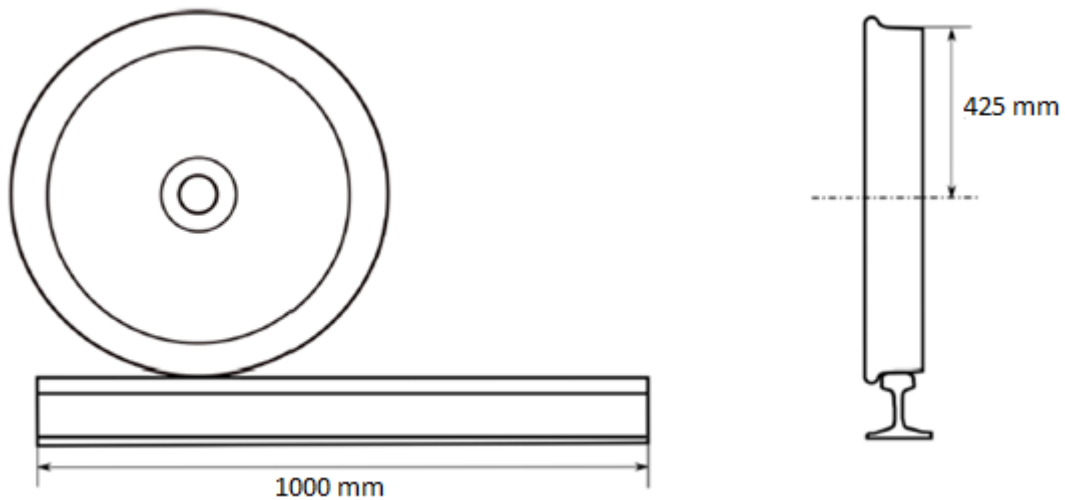


Figure IV.11 : Dimensions du couple roue rail parfait.

### IV.2.2 Résultats et discussion

#### IV.2.2.1 Couple roue rail

Dans le calcul du contact roulant tangentiel, on a considéré deux cas de couple roue rail ; contact parfait et contact avec défaut (roue avec défaut de forme quelconque). Ce choix est justifié dans le chapitre III, où on a constaté que le défaut le plus pénalisant, qui crée des contraintes très élevées est le défaut de forme quelconque.



### a- Géométrie du couple roue rail, conditions aux limites et chargements

La Figure IV.12 présente la géométrie et le maillage de l'ensemble roue rail en contact, dans le cas d'une roue avec et sans défaut. Le défaut est orienté de  $60^\circ$  par rapport à la zone de contact initiale, pendant le roulement, ou elle se trouve initialement à la position indiquée sur la Figure IV. 12, à une distance de 480 mm du défaut. Cette distance est choisie pour minimiser les influences des conditions initiales. Le maillage choisi est tét10 Solide 187. La taille des éléments au niveau des surfaces en contact est  $2 \times 1$  mm, et un raffinement de maillage de deux fois a été choisi dans la surface de contact, pour atteindre une taille de 1 mm au niveau du défaut. La méthode choisie pour le contact est surface – surface, comme il a été justifié précédemment, et les éléments en contact sont contact 174 pour la surface de contact de la roue et Target 170 pour la surface de contact du rail. Le Tableau IV.2 résume le nombre des éléments et le nombre de nœuds considérés pour les deux cas choisie (roue parfaite et avec défaut quelconque).

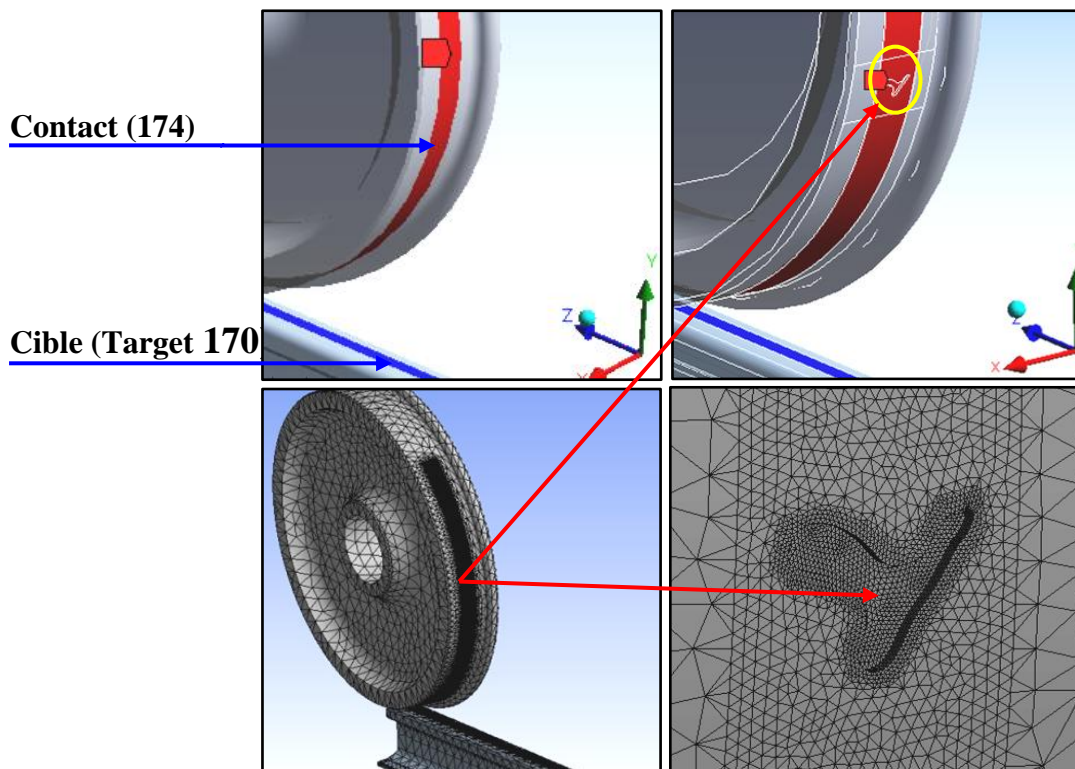


Figure IV.12 : Géométrie du couple roue rail avec maillage : (roue avec et sans défaut).

Tableau IV.1: nombre d'éléments et de nœuds du couple roue rail.

maillage	Nombre d'éléments	Nombre de nœuds
Contact parfait	299369	492536
Avec défaut quelconque	253718	424807



Par contre la Figure IV.13 montre l'ensemble couple roue rail en contact avec les conditions aux limites et chargements appliqués selon les conditions réelles de roulement du train. Cependant, le rail est fixé par la face inférieure en le considérant le corps fixe, la roue est mise en mouvement en appliquant en son centre une rotation de  $134.81^\circ$ , qui correspond au trajet parcouru de 1000 mm (longueur choisie de la portion du rail). La vitesse linéaire choisie initialement est l'une des vitesses typiques du réseau ferroviaire algérien  $V=22222.22$  mm/s (vitesse de circulation 80km/h), avec un chargement constant de 80 kN initialement appliqué.

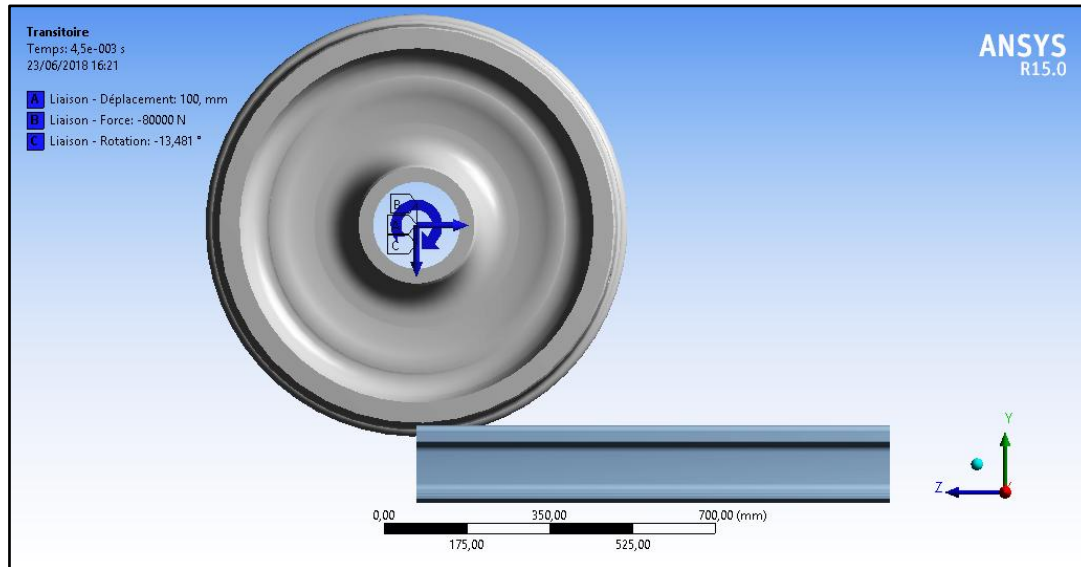


Figure IV.13: Conditions aux limites et chargements .

Le problème dynamique transitoire, est résolu avec frottement par la méthode de pénalisation ("Hard" contact) avec grand déplacement et un schéma d'intégration temporelle implicite de Newton Raphson, sous le code de calcul ANSYS Workbench .

### IV.2.2.1.1 L'influence du coefficient de frottement

Dans cette partie on a considéré la charge verticale de 80 kN et la vitesse de 80 km/h. l'objectif est d'estimer l'influence du coefficient de frottement sur les différentes grandeurs physiques propres au calcul du contact.les effets de l'inertie sont pris en considération.

#### b- Statut et pression de contact

Le statut de contact est un résultat qui décrit l'état réel du contact à un instant donné. Cependant le statut de contact dans différents instants pour deux valeurs de coefficients de frottement 0.3 et 0.5 sont montré dans la Figure IV.14. On remarque bien que le statut de contact varie selon la position de la roue sur le rail et que la surface de contact est divisée en

deux zones (adhérence et- glissement) au démarrage et vers la fin du mouvement. Au début du mouvement la zone d'adhérence est la prédominante et en fin de mouvement la zone de glissement est la prédominante, alors que tout le reste pendant le roulement l'ellipse de contact est recouverte d'une seule zone de glissement. Tous ces résultats confirment la théorie du contact roulant, le fait que dès l'application d'un effort par la roue sur le rail, un glissement apparaît, ce glissement est en réalité un « pseudo-glissement ». En l'absence de transmission d'effort, la zone de contact entre la roue et le rail est approximativement elliptique, L'adhérence est totale sur cette surface (voir le chapitre précédent) .Lors de l'application de l'effort par la roue sur le rail, une zone de glissement relatif va progressivement apparaître, à l'intérieur de la zone de contact. Cette zone de glissement se situe à l'entrée de la table de roulement dans le contact en traction et à la sortie en freinage [35,76].Lorsque le pseudo glissement augmente, la zone d'adhérence diminue davantage et la zone de glissement augmente jusqu'à ce que le contact entre les deux corps soit en glissement pur. La force tangentielle sature alors et atteint la limite selon la loi de Coulomb. Par contre on remarque que la zone d'adhérence est plus importante avec le coefficient de frottement de 0.5 que ce soit au début ou en fin de roulement.

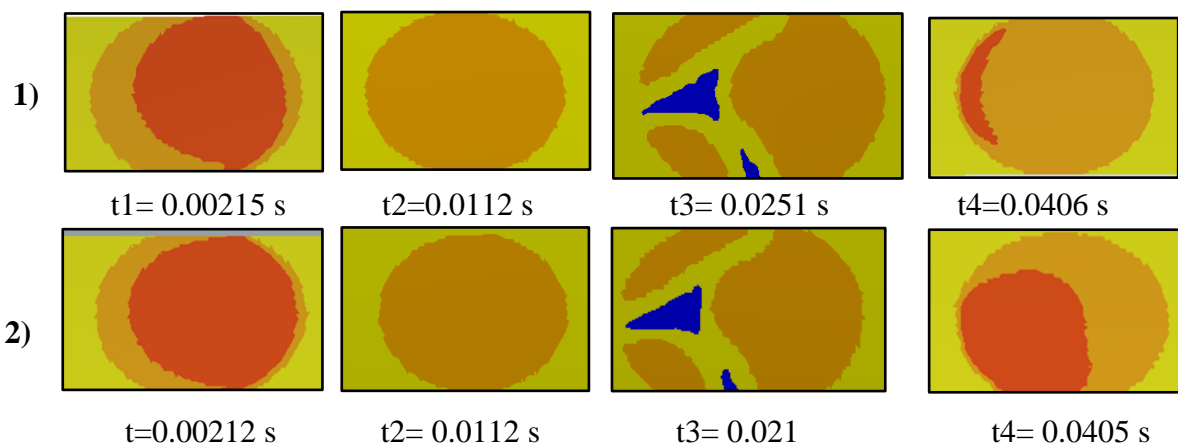


Figure IV.14: Statut du contact (1 :  $\mu = 0.3$ , 2 :  $\mu = 0.5$ ).

Le statut de contact trouvé dans les cas  $\mu = 0.3$  et  $\mu = 0.5$  est en bon accord avec la plus part des travaux de recherche, notamment celui de X.Zhao et al [59] montré sur la figure IV.15 et dans la théorie. La différence entre les deux résultats caractérisés par un contour moins régulier réside dans le type de maillage et son raffinement.

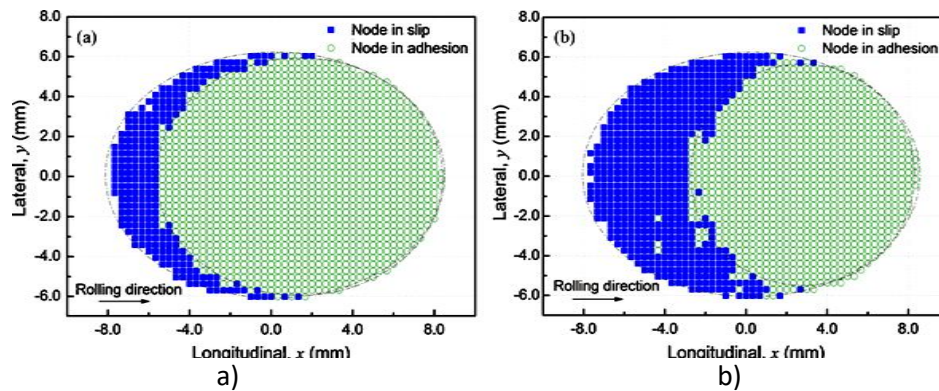


Figure IV.15: Répartition de la surface de glissement en bleu à partir des simulations EF transitoires. Les lignes pointillées représentent la zone d'adhésion. (a) = 0,15, (b) = 0,3[59].

La courbe de la Figure IV.16 représente la variation de la pression de contact dans le temps, en observant l'influence du coefficient de frottement sur ses valeurs. Pour cela deux valeurs de coefficient de frottement ont été introduit dans le calcul à savoir 0.3 et 0.5, pour une roue parfaite et avec défaut. On remarque que le coefficient de frottement a peu d'influence sur la pression normale. Ce résultat confirme la théorie du contact normal, ou le frottement agit surtout sur la contrainte de cisaillement ainsi que beaucoup résultats obtenus par la plus part des travaux de recherches sur le contact roue rail, notamment [68].

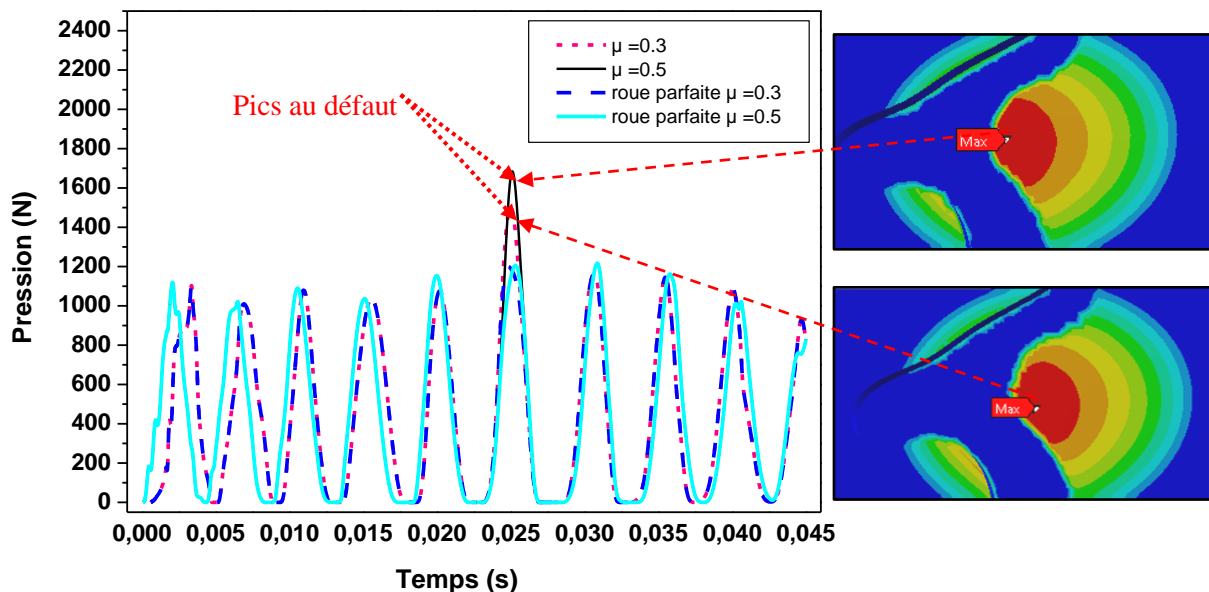


Figure IV.16 : Pression normale : roue parfaite avec  $\mu=0.3$ et  $\mu=0.5$ , roue avec défaut,  $\mu=0.3$ et  $\mu=0.5$ .

On remarque aussi que la variation de la pression prend la forme périodique, ce qui signifie que le contact roulant roue rail est accompagné de vibration, où elle augmente à des valeurs élevées, ensuite elle diminue à des valeurs très petites arrivant à zéro dans des durées très courtes. Ces vibrations sont dues aux forces d'impact entre la roue et le rail lié aux conditions

## Chapitre IV Modélisation numérique du couple roue rail en dynamique

initiales de chargement choisis (Voir plus d'explication dans le résultat efforts au contact). Par contre, on remarque sur la Figure IV.17 et d'après la courbe précédente que la pression normale change de valeur le long du trajet, elle augmente dans des endroits et diminue dans autres, suite à la variation des rayons de courbures de la roue et du rail au point de contact pendant le roulement. La figure montre que la valeur de la pression maximale se situe au défaut avec les valeurs de 1674.9 MPa pour  $\mu=0.3$  et 1978.3 MPa pour  $\mu=0.5$ . Par contre pour une roue parfaite la pression maximale ne dépasse pas la valeur de 1206 MPa pour  $\mu=0.3$  et 1293.6 MPa pour  $\mu=0.5$ . Ces deux valeurs plus élevées par rapport à la pression dans l'état statique (1121.7 MPa), ce qui explique l'augmentation des dimensions de l'ellipse de contact ( $a=13\text{mm}$  et  $b=10.5\text{ mm}$ ) pour les pressions maximales discutées.

D'après ces résultats, on peut conclure qu'une déformation au niveau du contact a augmenté, notamment en présence de défauts géométriques, où la pression est très élevée, et qui augmente avec les conditions sévères de circulation. La courbe de la Figure IV.18, illustre clairement ces résultats, qui sont en bon accord avec beaucoup de travaux de recherches cités dans la littérature el Sayed [54].

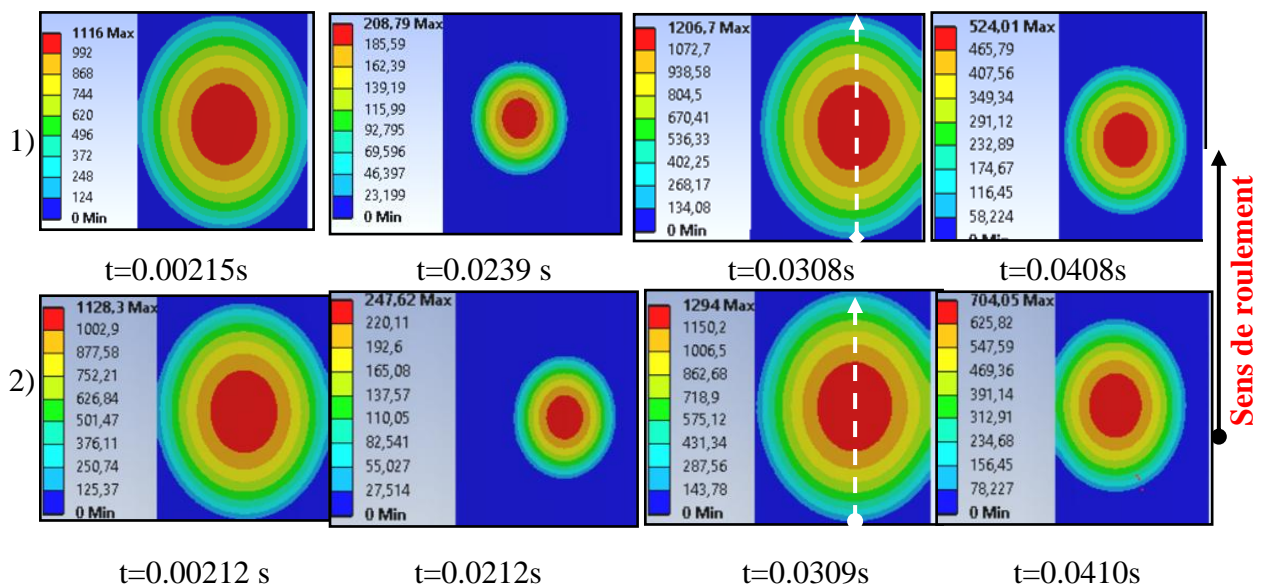


Figure IV.17 : Contour de la pression dans différentes distances ;1)  $\mu=0.3$ , 2)  $\mu=0.5$

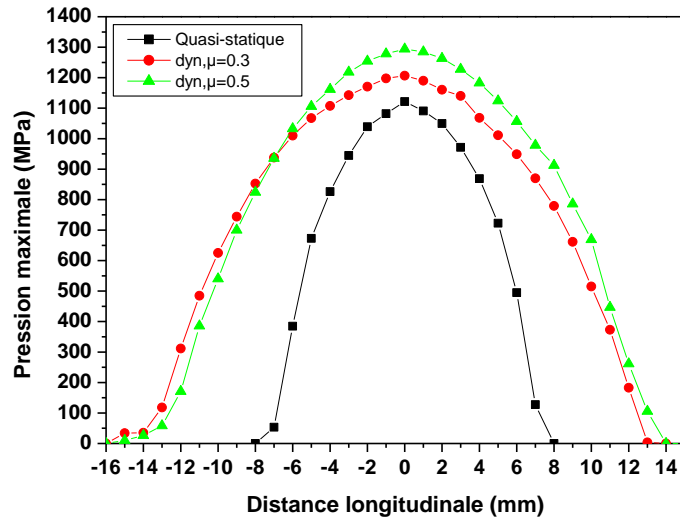


Figure IV.18 : Variation de la pression maximale de contact dans la zone parfaite pour différents cas : quasi-statique, dynamiques avec  $\mu=0.3$  et  $\mu=0.5$  à l’instant 0.0308s.

La Figure IV.19 montre la répartition et le contour de la pression de contact dans le défaut. on remarque bien la répartition non symétrique de la pression dans les deux directions latérales et longitudinale, dû au manque de la matière.

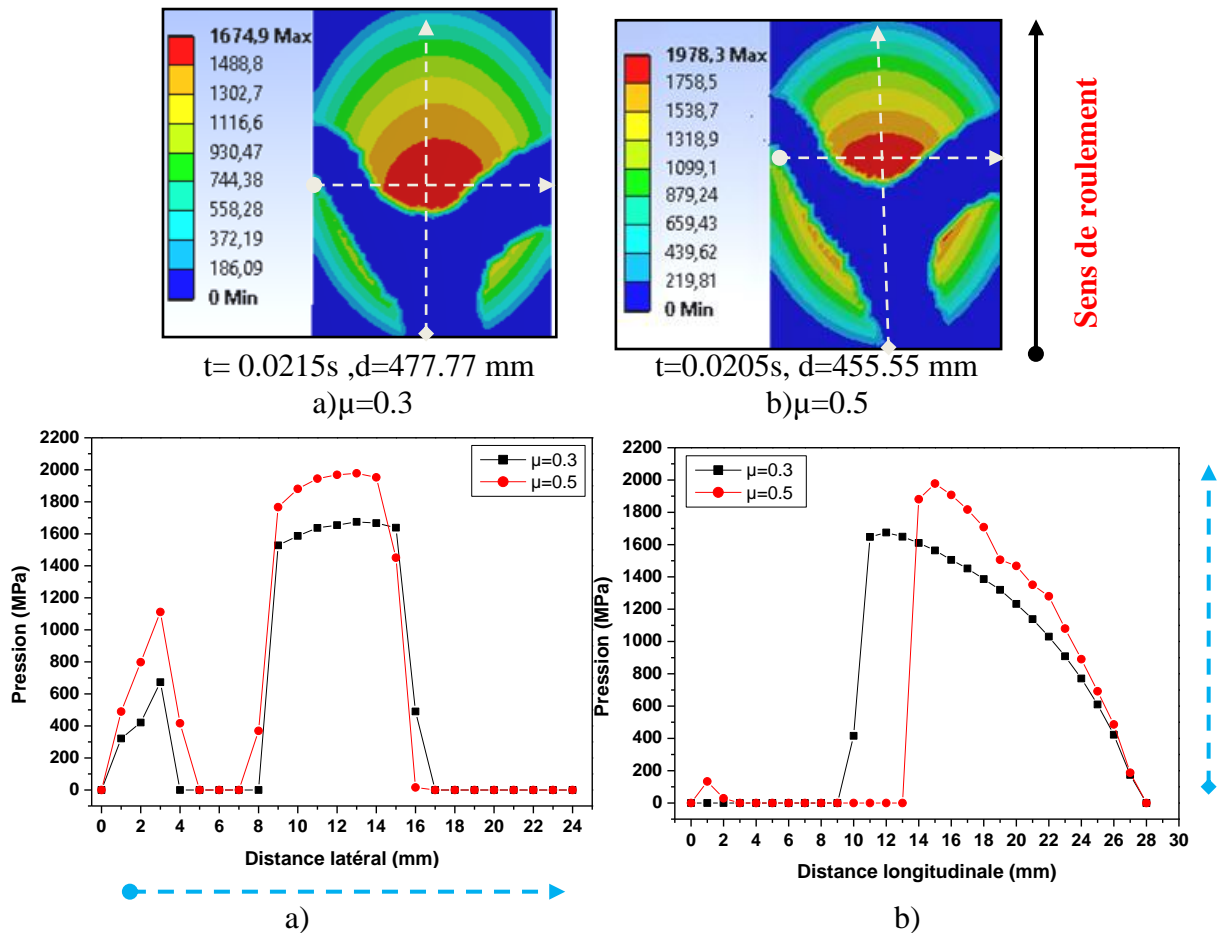


Figure IV.19 : Répartition de la pression de contact au défaut : a,b) contour de pression avec  $\mu=0.3$ ,  $\mu=0.5$ ,c) direction latérale, d) direction longitudinale.

### c- La contrainte équivalente de Von Mises

Par contre la Figure IV.20 montre la variation de la contrainte de Von mises, d'un contact frottant avec les mêmes coefficients de frottement 0.3 et 0.5. On remarque que la contrainte de Von mises, varie aussi d'une position une autre, comme on a vu pour la pression. On constate l'augmentation de cette contrainte par rapport au contact quasi-statique. par conséquent, pour le coefficient de frottement de 0.3, elle atteint la valeur de 833.56 MPa à l'instant 0.0308s sur la surface parfaite, et atteint son maximum au niveau du défaut avec la valeur de 4661.8 MPa à l'instant 0.0251s. Par contre pour le coefficient de frottement de 0.5, elle atteint 1079.7MPa à l'instant 0.036s et la valeur maximale de 5454 MPa toujours à l'instant 0.0251s et au niveau du défaut. Ces résultats sont en bon accord avec les résultats de XIN ZHAO et al [73], la différence réside dans les conditions de chargement et les dimensions du couple roue-rail.

Comme on a déjà mentionné, les contrainte ont augmenté considérablement aux alentours du défaut, avec des valeurs qui dépassent de loin la limite élastique et la limite ultime de l'acier de la roue et du rail, donc l'endommagement local est inévitable, causé par la formation d'une zone plastique. Par contre pour un contact parfait ,on remarque que la zone plastique formée en sous- surface se déplace vers les surfaces en contact, et elle augmente de plus en plus en augmentant le coefficient de frottement (voir la Figure IV.20), cela confirme bien la loi de contact et rejoint l'interprétation donnée par [38] qui a dit que quand le roulement entre la roue et le rail s'établi , des efforts tangentiels qui sont dus au frottement entre les deux corps en contact s'ajoutent à l'effort normal conduisant ainsi à une distribution des contraintes de Von mises différente de celle observée pour le contact normal. Il a dit encore que la contrainte maximale de Von Mises qui augmente légèrement sous l'effet de ces efforts tangentiels, se localise cette fois-ci en surface et l'écoulement plastique se produit tout d'abord en surface à proximité du bord d'attaque et du bord de fuite de la zone de contact comme le montre les Figures IV.20,21 , puis en sous surface sous forme d'un arc , en plus si les efforts sont assez élevés une plastification se produit au centre de la surface de contact , et que cette plastification augmente avec l'augmentation du coefficient de frottement .



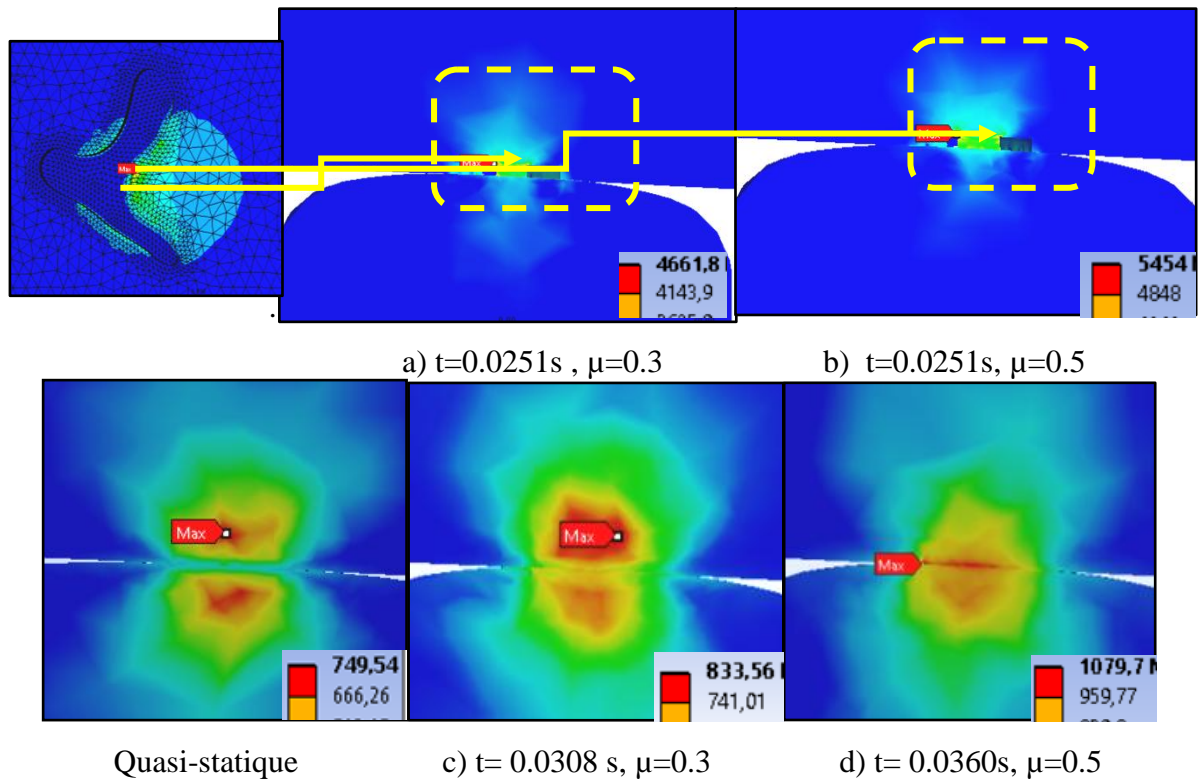


Figure IV.20: Contrainte de Von mises au contact en statique et dynamique avec et sans défaut : a et c)  $\mu=0.3$ , b et d)  $\mu= 0.5$ ,  $V=80$  km/h.

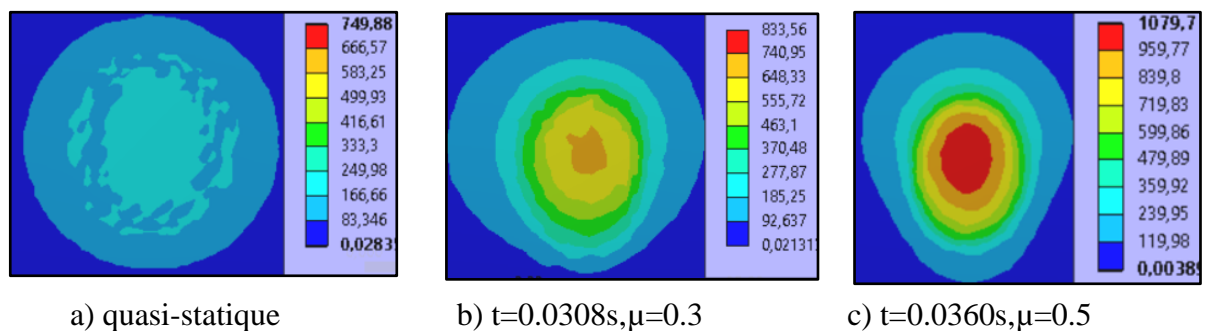


Figure IV.21 : Contour de la contrainte de Von mises en surface parfaite : a) quasi-statique, b) dyn  $\mu=0.3$ , c) dyn  $\mu=0.5$

#### d- La contrainte de cisaillement au contact

L'estimation précise des contraintes et des efforts de cisaillement est d'une extrême importance dans la modélisation du contact frottant, puisque l'ampleur de la force tangentielle de frottement en surface, peut déterminer la trajectoire d'initiation et de propagation d'une fissure, ainsi que le développement de l'usure, notamment dans la présence de défauts géométriques en surface de contact. Pour cela on a déterminé les contraintes de cisaillement au niveau de contact suivant le plan xy. La Figure IV.22 représente la contrainte de cisaillement pour les deux coefficients de frottement dynamique 0.3 et 0.5. On remarque

toujours que les valeurs maximales sont atteintes au niveau du défaut. On constate aussi la significative influence du frottement sur les valeurs de cette contrainte, d'où elle atteint une valeur maximale de 1040.9 MPa pour le coefficient de frottement de 0.3 et la valeur de 1268.3MPa pour le coefficient de 0.5, au défaut. Par contre, on voit clairement que les valeurs ont augmenté aussi dans les surfaces parfaites, avec l'augmentation du coefficient de frottement (339.59 MPa pour  $\mu=0.3$  et 353.59 MPa pour  $\mu=0.5$ ), par rapport à la valeur trouvée en calcul quasi statique 258.08 MPa pour un coefficient statique de 0.15 (voir le chapitre précédent). Les valeurs et contours obtenus sont en bon accord avec la littérature.

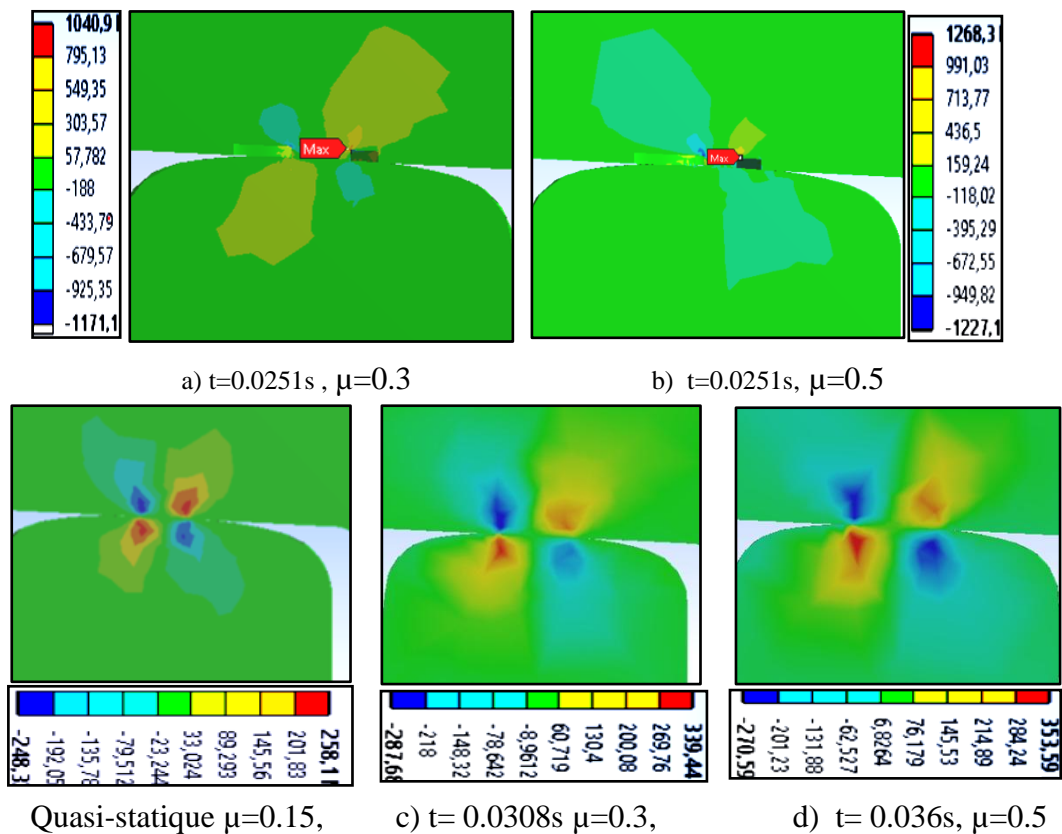
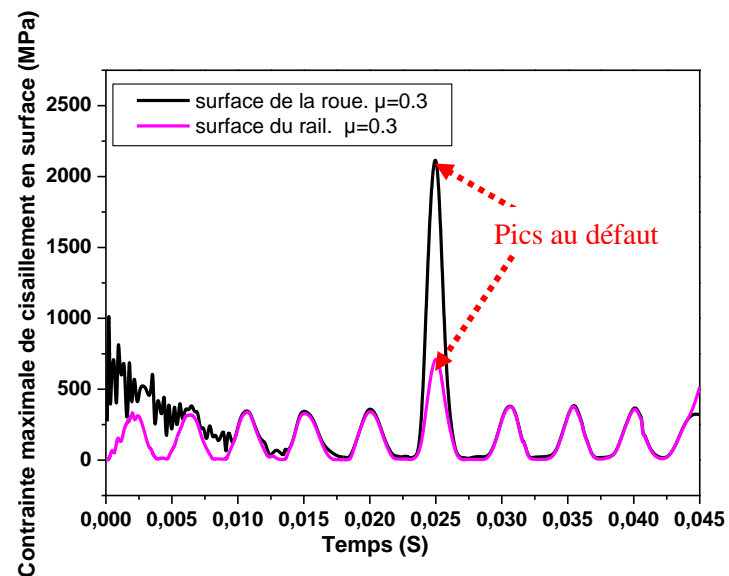


Figure IV.22: Contrainte de cisaillement au contact en statique et dynamique avec et sans défaut : quasi – statique avec  $\mu$  statique =0.15, a et c)  $\mu=0.3$ , b et d)  $\mu=0.5$ .

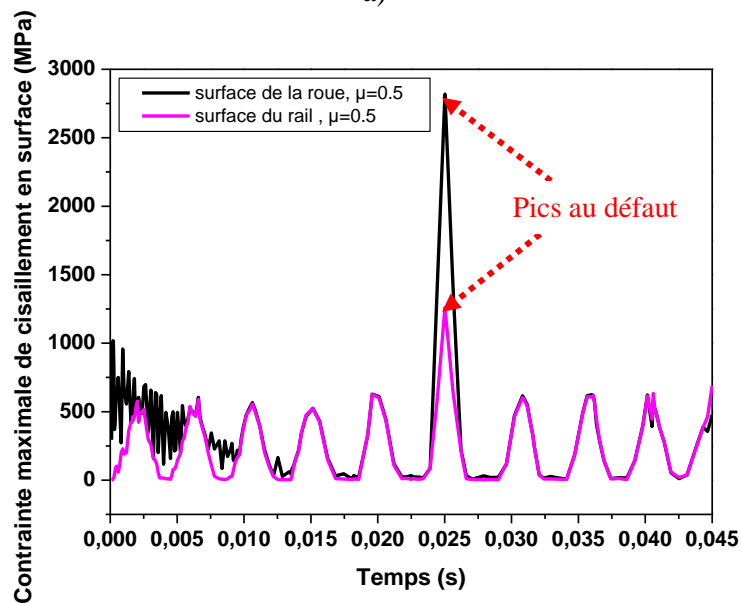
Les deux courbes de la Figure IV.23 représentent la variation de la contrainte maximale de cisaillement sur les surfaces de contact de la roue et du rail. On remarque que la valeur maximale des deux contraintes se situe dans la zone où se trouve le défaut. La valeur maximale sur la roue atteint la valeur de 2456.6 MPa et celle sur le rail 822.3 MPa pour le coefficient de frottement  $\mu=0.3$ . Pour le coefficient de frottement  $\mu=0.5$  les valeurs maximales au défaut sur la surface de la roue et du rail atteignent 2818.4 MPa et 1259.6 MPa respectivement. Ces valeurs très élevées accélèrent l'endommagement de la roue et le rail localement et totalement en présence d'un amas de défauts sur la table de roulement de la



roue, notamment avec l'augmentation du coefficient de frottement. Des valeurs un peu élevées et instables ont été observé au début du mouvement sur la surface de la roue. Ils représentent les effets dynamiques au démarrage de la roue comme on l'a déjà indiqué auparavant. La variation et les valeurs obtenues de la contraintes de cisaillement aux différentes positions du contact, sont en bon accord avec la plus part des travaux de recherches sur le contact roulant roue rail dans la littérature, à savoir [38].



a)



b)

Figure IV. 23: Contrainte maximale de cisaillement en surface : —surface de la roue, — la surface du rail : a) $\mu=0.3$ et b) $\mu=0.5$

Les Figures IV.24,25,26, représentent la répartition et le contour de la contrainte maximale de cisaillement en surface de la table de roulement de la roue, dans différents instants et

## Chapitre IV Modélisation numérique du couple roue rail en dynamique

différentes positions : au début du mouvement, au niveau du défaut et vers la fin du mouvement. Les courbes des Figures IV.24,25,26 montrent la variation de cette contrainte aux différentes positions de la table de roulement, qui correspondent aux instants  $t=0.005s$ ,  $t=0.0215s$  et  $t=0.0407s$  pour le coefficient de frottement 0.3 et 0.5, suivant la direction de roulement. On remarque que la distribution est en bon accord avec la théorie du contact roulant frottant et avec la littérature tel que [68,69], d'où la présence de deux parties, glissement avec les valeurs maximales et adhérence avec les valeurs minimales. On remarque toujours l'influence du coefficient de frottement sur la répartition et l'intensité de la contrainte de cisaillement. La répartition de cette dernière au niveau du défaut est différente. Elle augmente à une valeur élevée maximale, ensuite elle descend subitement à des valeurs très petites (selon la trajectoire choisie) justifiée par l'enlèvement de la matière. Les courbes expliquent clairement la distribution de la contrainte de cisaillement maximale en surface de la table de roulement de la roue dans les différentes positions.

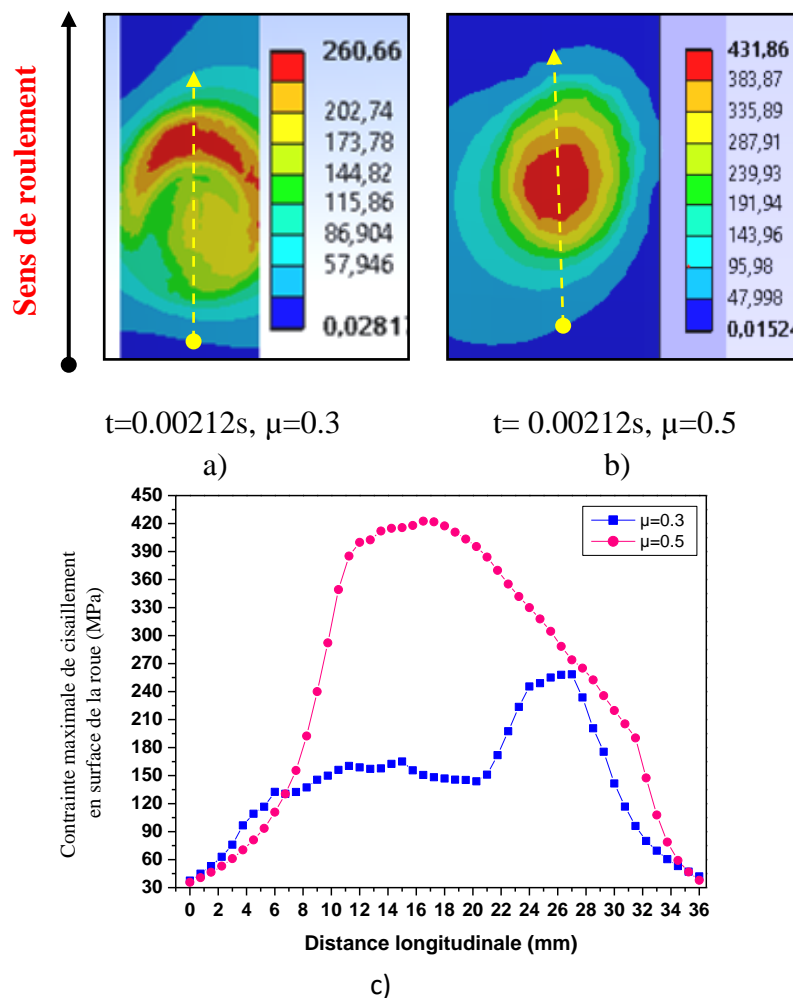


Figure IV. 24 : Répartition de la contrainte maximale de cisaillement surfacique dans le sens de roulement au démarrage : a,b) Contour de la contrainte, c) courbe représentative.

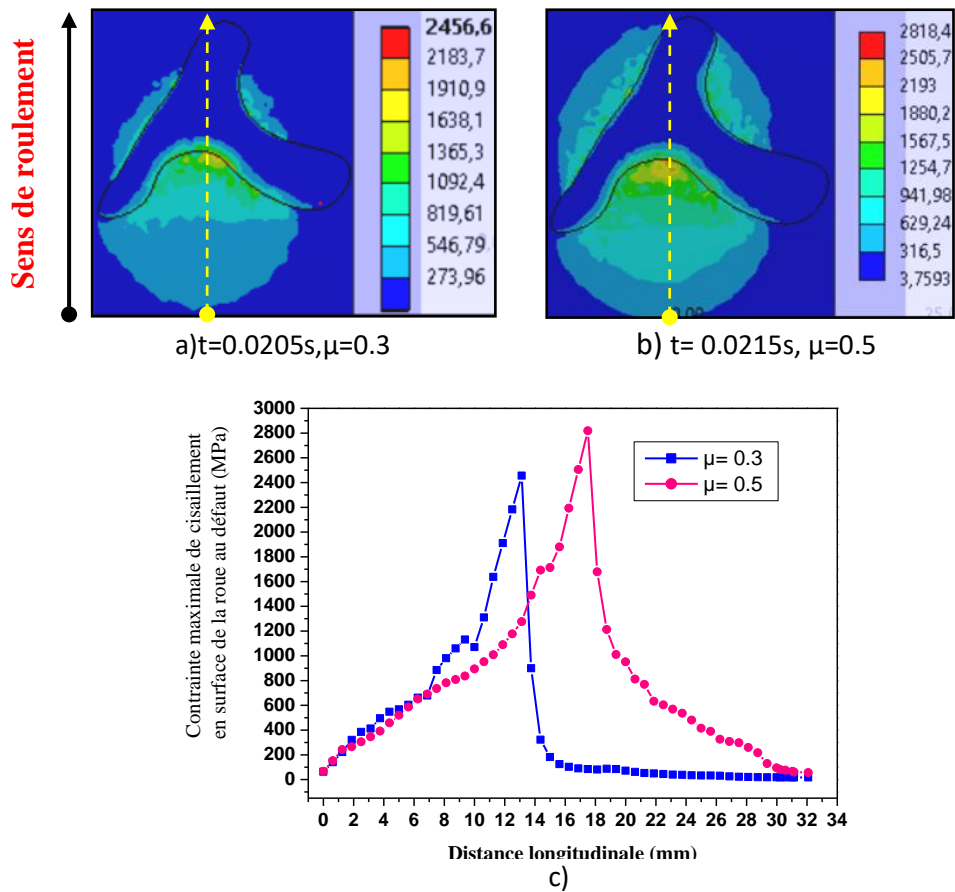


Figure IV. 25 : Variation de la contrainte de cisaillement dans la direction longitudinale au défaut :a,b) Contour de la contrainte) courbe représentative.

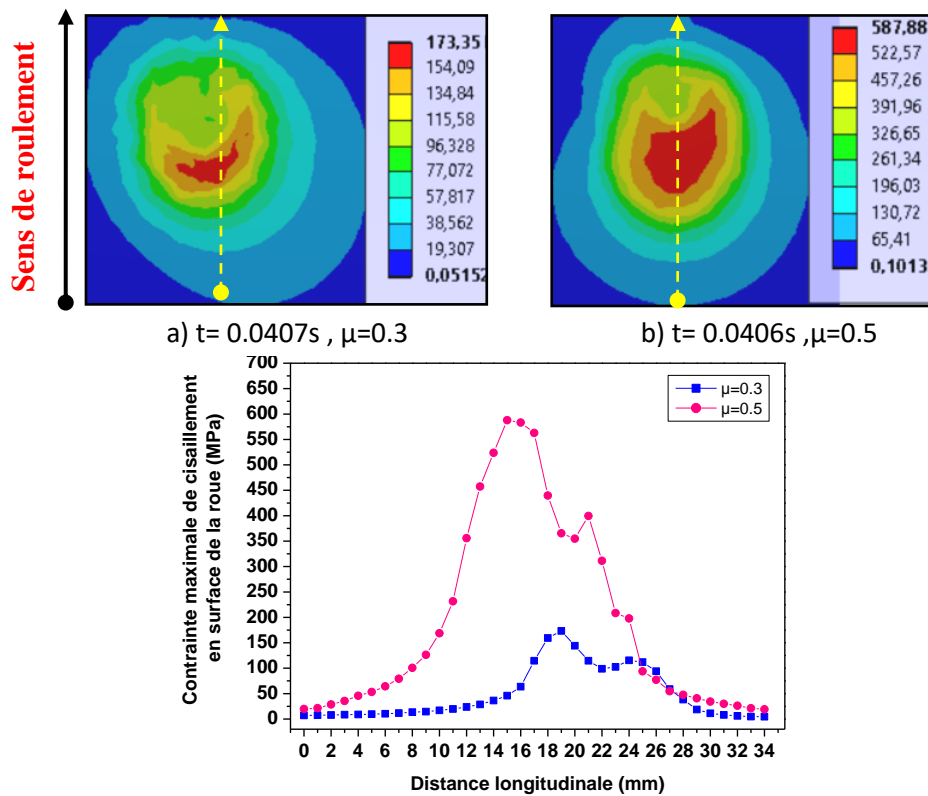


Figure IV. 26 : Variation et contour de la contrainte maximale de cisaillement dans le sens du roulement en phase de décélération :a,b) $\mu=0.3$  et  $\mu=0.5$  , c) courbe représentative.

La Figure IV.27 résume bien la variation de tous les résultats des contraintes obtenus à savoir, la contrainte de Von mises, la contrainte maximale de cisaillement et la pression au contact , dans le temps avec les deux coefficients de frottement 0.3 et 0.5. On voit clairement que le contact roue rail engendre des vibrations plus au moins intenses, due non seulement aux irrégularités des deux corps en contact mais aussi au mouvement de roulement sinusoïdale présenté par des ondulations. Une zone d'instabilité est remarquée également, au début des mouvements, dus aux effets dynamiques du démarrage, où les valeurs des contraintes sont très élevées et qui se stabilisent avec le temps à des valeurs nettement inférieures. On remarque aussi des fluctuations à des valeurs maximales au défaut, comme on a déjà mentionné ultérieurement, et que la contrainte de Von mises est la plus élevée de toutes les autres. Ce résultat reflète la réalité de la théorie de la loi de comportement des corps élastiques, où l'influence des singularités (sources de concentrations de contraintes) sur la contrainte de Von mises est très significative.

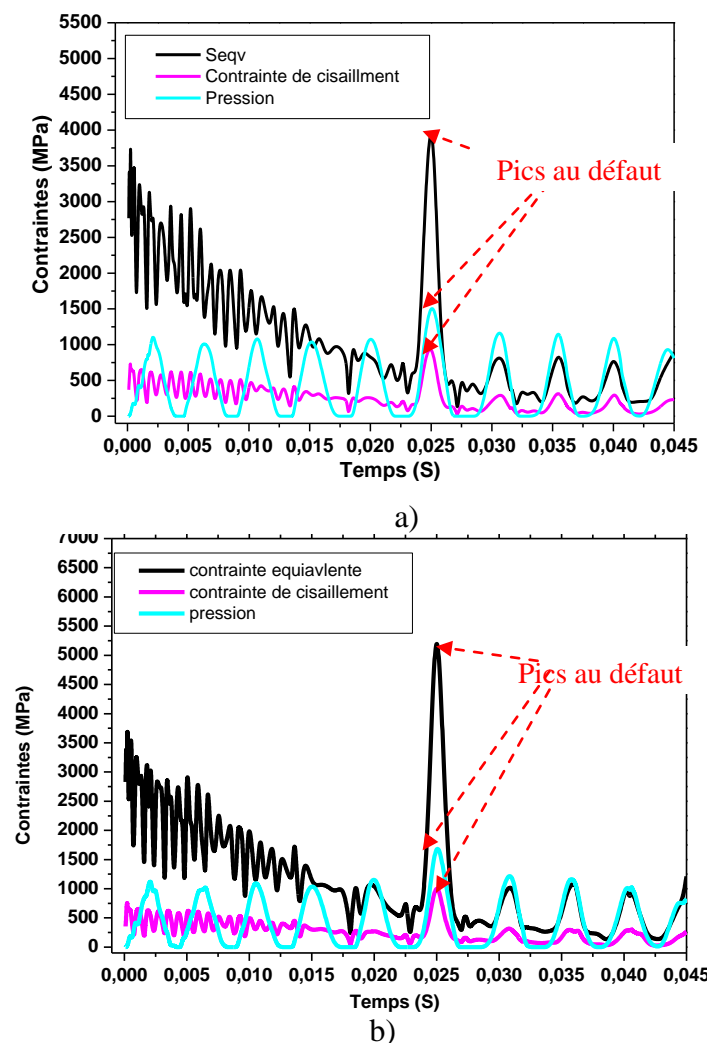


Figure IV.27: Pression, contrainte de Von Mises et la contrainte de cisaillement pour un coefficient de frottement : a)  $\mu = 0.3$  et b)  $\mu = 0.5$ ,  $V = 80 \text{ km/h}$ .

On a constaté que l'allure de la variation des différentes contraintes dans le temps est en bonne concordance avec [77] représentée dans figure IV.28. La différence réside principalement aux conditions initiales et de chargement ainsi que le type de défaut. Leur courbe représente la variation de la contrainte de Von mises et la contrainte maximale de cisaillement en surface d'une roue plate à quelques millimètres du point de contact initial, ou on voit clairement des fluctuations très importantes au niveau de ce plat.

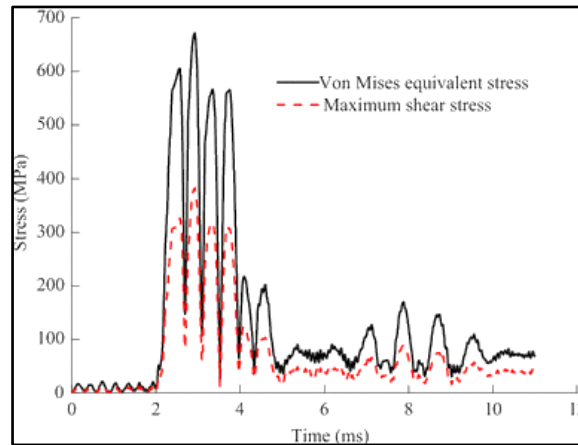


Figure IV.28: Von Mises stress and maximum shear stress history curves [77].

### d- Déformation élastique normale de la roue et du rail

La Figure IV.29 présente la déformation normale du couple roue rail en contact. On remarque toujours que la déformation normale est importante au niveau du défaut avec les valeurs de 0.07898 mm/mm, pour le coefficient de frottement 0.5 et 0.05907 mm/mm, pour le coefficient de frottement de 0.3. On remarque toujours la présence d'une zone de perturbation au démarrage ou les déformations sont plus au moins importantes. Par contre, Après la fluctuation maximale au défaut, la déformation normale descend rapidement à des valeurs très petites, vu que le reste des zones de contact roue et rail est parfait.

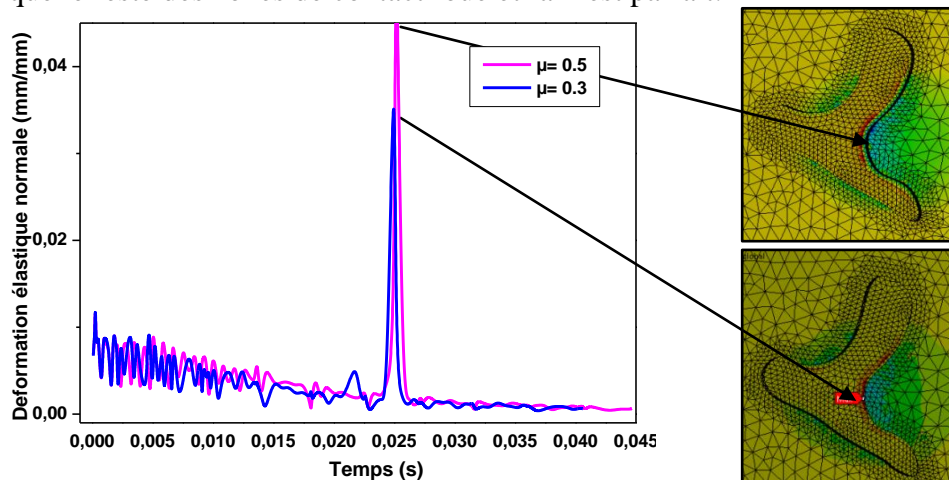


Figure IV. 29: Déformation élastique normale du contact roue rail avec deux coefficients de frottement  $\mu = 0.3$  et  $\mu = 0.5$ .

Pour mettre en évidence l'influence de la présence des défauts sur la table roulement de la roue sur le rail, on représente sur les Figures IV.30, la déformation normale de la roue et du rail séparément, toujours pour les deux coefficients de frottement 0.3 et 0.5. Les résultats montrent que la déformation de la roue est plus importante que celle du rail dans le sens positif, pendant le processus du roulement transitoire. Les valeurs de la déformation normale sur la roue augmentent significativement à des valeurs élevées au niveau du défaut comme on a déjà indiqué précédemment. Par contre, la déformation reste négligeable pour le rail par rapport à la roue, malgré qu'une légère augmentation est observée toujours au niveau du défaut.

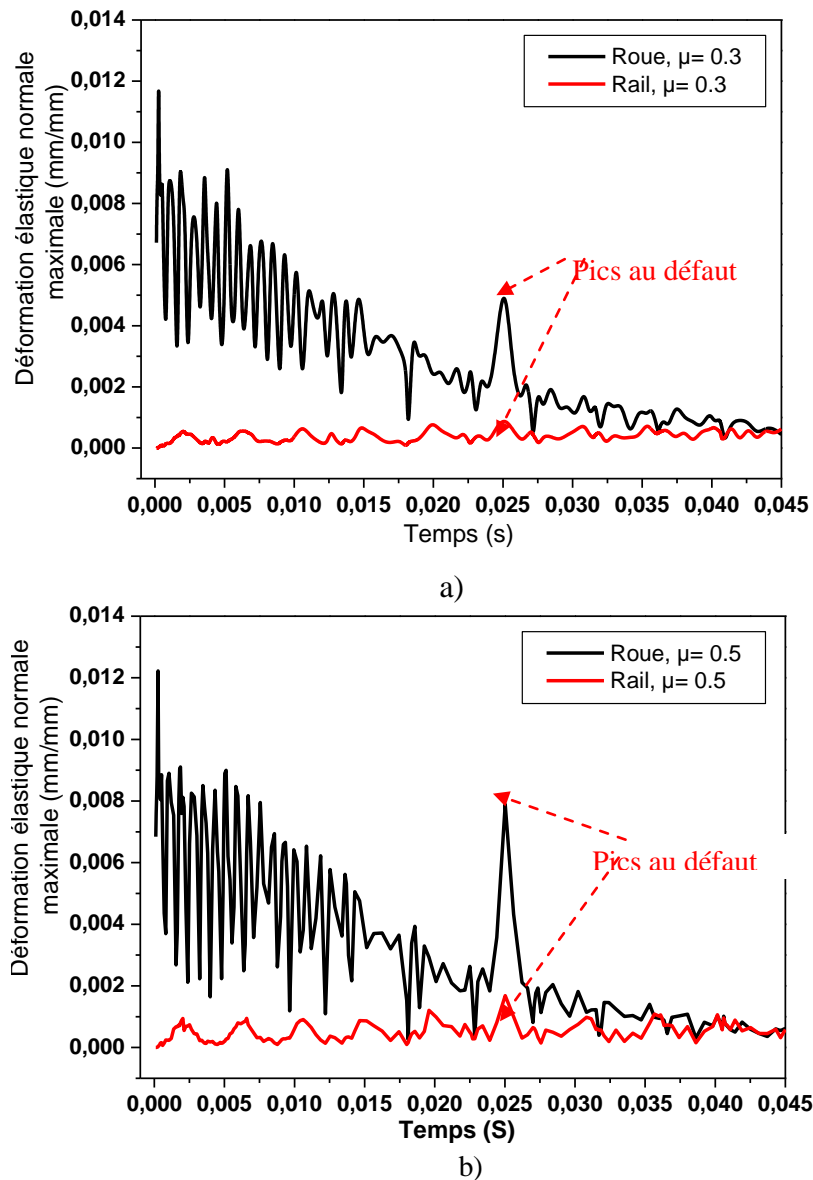


Figure IV 30: Déformation élastique normale maximale en traction de la roue et du rail,

a)  $\mu=0.3$  , b)  $\mu=0.5$ .

D'après les résultats obtenus en simulation, on a constaté que la roue est soumise à la compression plus que la traction, sous l'effet de la charge mobile normale. La figure IV.31 montre clairement ce résultat, ou elle représente la déformation élastique normale maximale en compression des différents cas de roues (avec et sans défaut), et pour les deux coefficients de frottement 0.3 et 0.5. On voit clairement que les valeurs sont plus importantes qu'en traction par rapport aux figures précédentes, ou elles atteignent, pour une roue parfaite, les valeurs ;  $-0.00462$  mm/mm pour  $\mu = 0.5$  et  $-0.00423$  mm/mm pour  $\mu = 0.3$ . Par contre, on voit toujours que les valeurs maximales sont au niveau du défaut avec les valeurs,  $-0.0118$  mm/mm pour  $\mu = 0.3$  et  $-0.0164$  mm/mm pour  $\mu = 0.5$ . Les valeurs obtenues pour les deux coefficients de frottement sont légèrement différentes, cela indique que le coefficient de frottement a peu d'influence sur les valeurs de la déformation normale également.

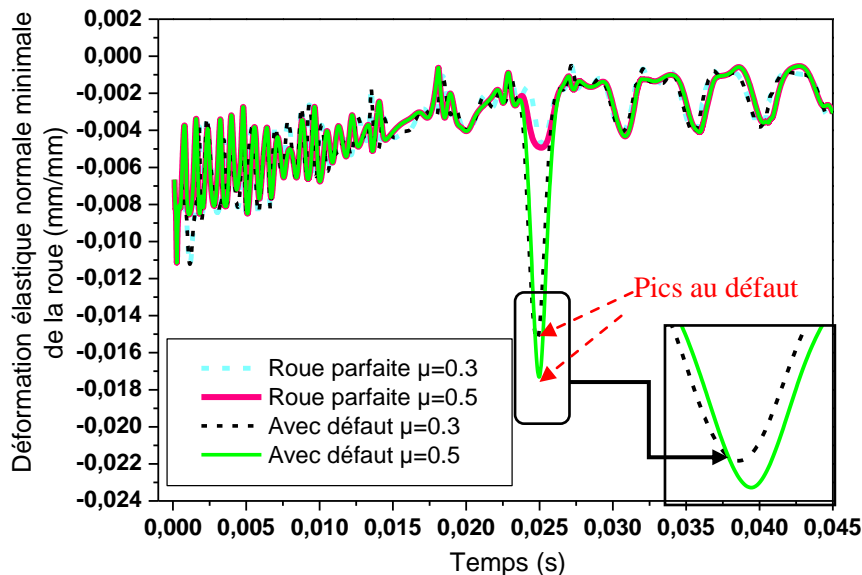


Figure IV.31 : Déformation élastique normale de la roue en compression .

Par contre la Figure IV.32 montre les déformations élastiques normales maximales du rail. le rail se déforme principalement dans le sens négatif, car il est soumis beaucoup plus à la compression et plus précisément à la flexion sous l'effet du chargement vertical. On remarque clairement que la déformation maximale est toujours au niveau du défaut et que la présence des défauts sur la table de roulement de la roue agit direction sur la déformation et la déflexion de celui-ci avec des valeurs élevées. Cependant on constate que le frottement a toujours peu d'influence sur la déformation normale du rail aussi, ou on voit clairement une légère différence dans les valeurs ( $0.00657$  pour  $\mu = 0.3$  et  $0.00699$  pour  $\mu = 0.5$ ).

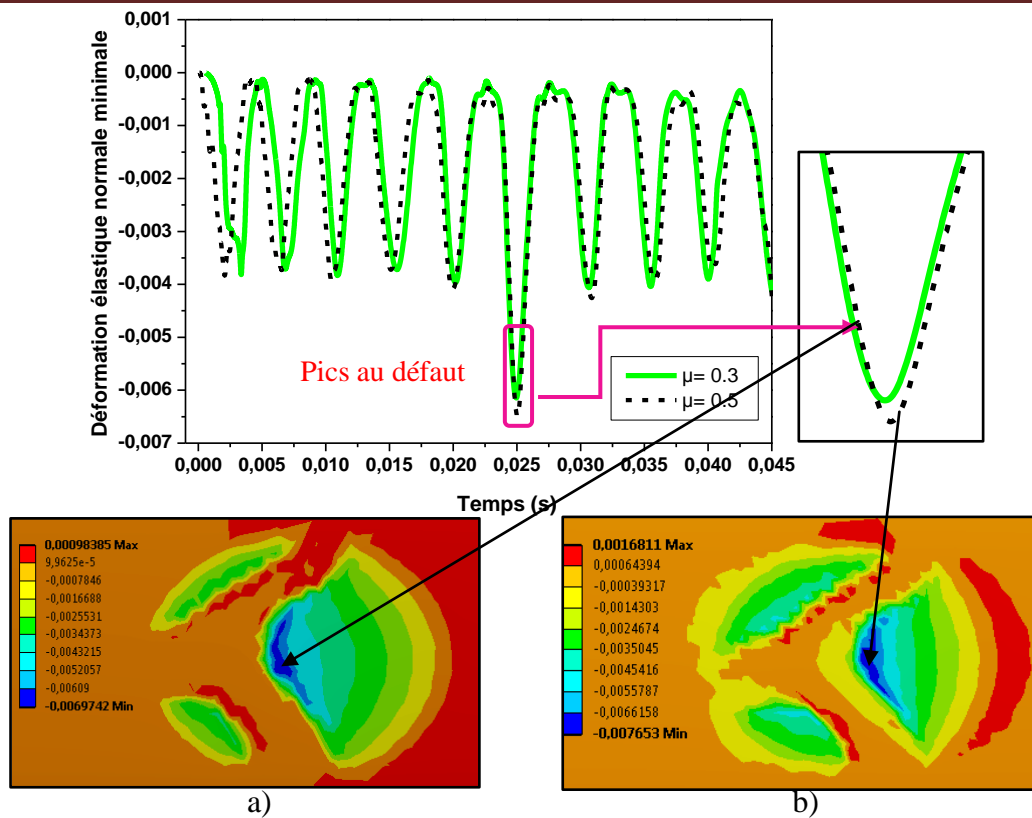


Figure IV.32 : Déformation élastique normale maximale du rail en compression : a)  $\mu = 0.3$ , b)  $\mu = 0.5$ .

e- déplacements

La Figure IV.33 montre le déplacement de la roue sur le rail suivant la direction longitudinale dans différents instants.

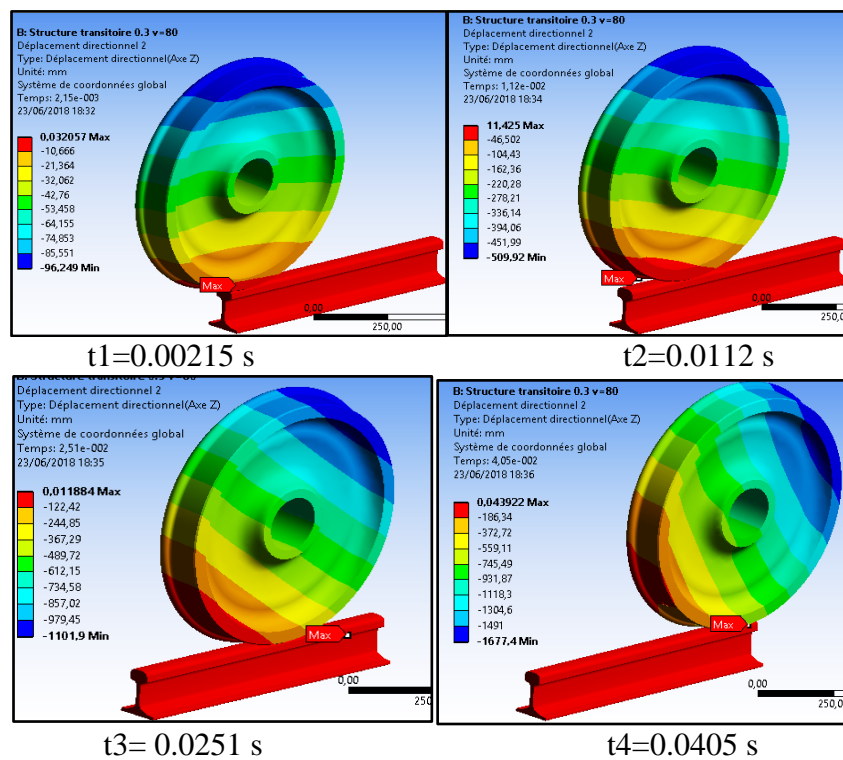


Figure IV.33: Déplacement du couple roue rail suivant l'axe Z.



Dans le contact roue rail en dynamique le déplacement de la roue sur le rail n'est pas seulement longitudinale, mais aussi verticale et latéral, selon les conditions de chargement et la géométrie des deux corps en contact. Cependant le déplacement vertical est dû à la charge verticale appliquée au centre de la roue comme valeur constante sur toute la durée de simulation, ce qui a stimulé de forte vibration pendant le roulement dans le sens normal et qui a favorisé le déplacement latéral. Dans la courbe de la Figure IV.34 on a représenté le déplacement latéral du couple roue rail dans la zone de contact choisie (zone étroite en vue du gain de temps de simulation).

On remarque que le déplacement latéral est plus important, dans le cas d'un coefficient de frottement de 0.3, notamment au démarrage, où les vibrations sont intenses. Ce qui montre la présence d'un glissement latéral, qui augmente avec la diminution du frottement. On remarque également que la présence de défauts n'a pas d'influence significative sur le déplacement latéral.

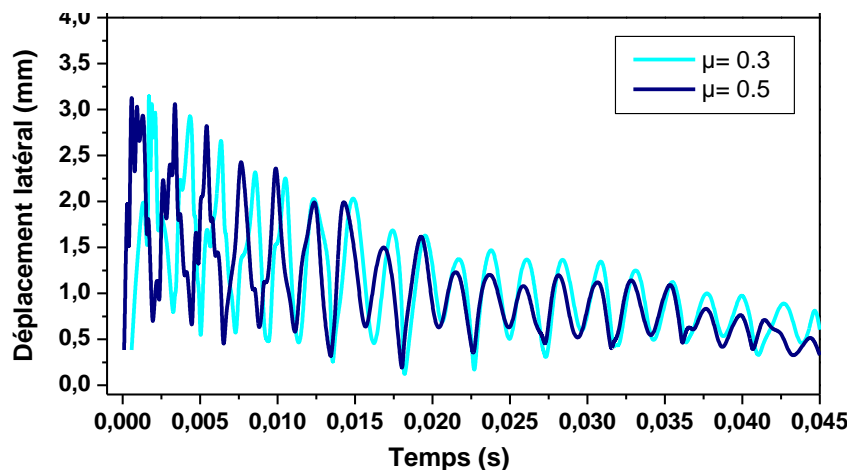


Figure IV.34 : Déplacement latéral de la roue  $\mu = 0.3$  et  $\mu = 0.5$ .

### f- Efforts au contact

Les forces dynamiques roue-rail générées entre la roue et le rail en présence de défauts géométriques sur la table de roulement de la roue, peuvent causer de graves dommages à la voie et aux composants du véhicule. Ils entraînent également une augmentation des niveaux de bruit de roulement et une gêne pour les passagers en raison des fortes amplitudes de vibration. Pour cela la détermination des différentes forces au contact s'avère très utile pour la compréhension des phénomènes d'endommagement, principalement les forces tangentielles. Cependant, les forces longitudinales de frottement au contact pour deux coefficients de frottement 0.3 et 0.5, sont représenté par la courbe ci-dessous (Figure IV.35). On remarque toujours une fluctuation de la force au niveau du défaut à l' instant  $t = 0.0251s$ . L'influence du coefficient de frottement sur la force tangentielle, a été aussi remarqué, où la valeur maximale

de 122.74kN est atteinte pour le coefficient de frottement 0.5 et au niveau du défaut, et la valeur maximale pour le coefficient de frottement 0.3 atteint 67 .57 kN au niveau du défaut également. Ces valeurs maximales amplifient la contrainte de cisaillement du couple roue rail avec la présence de défauts géométriques sur la table de roulement de la roue, ce qui accélèrent la déformation plastique des surfaces en contact, donc leur endommagement.

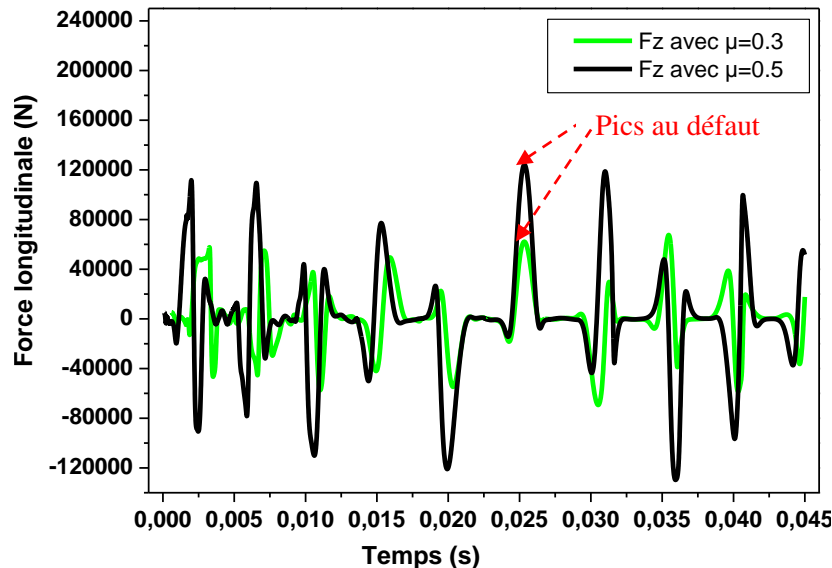


Figure IV.35: Force tangentielle de frottement au contact avec  $\mu=0.3$  et  $\mu=0.5$ .

Par contre le graphe (Figure IV.36) représente les forces normales au contact, toujours pour les deux coefficients de frottement 0.3 et 0.5. La figure montre les courbes de forces dynamique typique en fonction du temps toujours pour la vitesse de train de 80 km / h et pour une charge d'essieu constante de 80 kN. On remarque d'abord que les valeurs des forces normales sont proches, ce qui indique l'influence négligeable des coefficients de frottement sur les forces normales. Pour le coefficient de frottement 0.5 elle atteint la valeur de 317.91 kN par rapport au coefficient 0.3 ou elle atteint la valeur de 287.3 kN au même instant  $t=0.03$ s. On constate que, pendant le processus de roulement de la roue sur le rail, la première force verticale maximale roue-rail se produit à 0.002 s et son amplitude est d'environ 250 kN pour 0.5 et environ 240 kN pour 0.3 , soit environ 3,125 fois plus grande que la charge statique moyenne de 80 kN. Au-delà de 0.002 s, la force verticale est réduite progressivement à zéro, puisque la force de contact dynamique verticale est plus importante que la charge à l'essieu et de la gravité, ce qui entraîne une séparation transitoire entre la roue et le rail. Par la suite, la roue retombe en raison de sa gravité contre le rail à nouveau et à plusieurs reprises.

Ces résultats rejoignent les résultats de Liangliang Han et al [78] et [79] montrés dans les Figures IV.37 et IV.38.

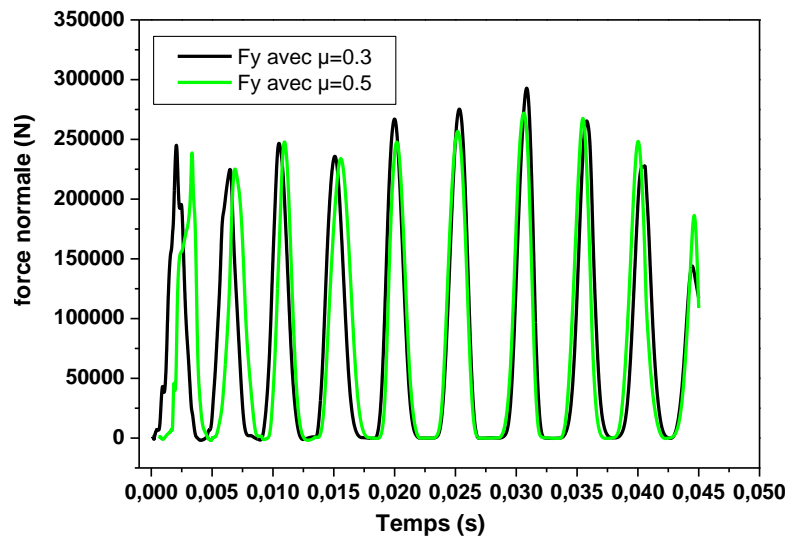


Figure IV 36: Forces normales au contact avec  $\mu= 0.3$  et  $\mu= 0.5$ .

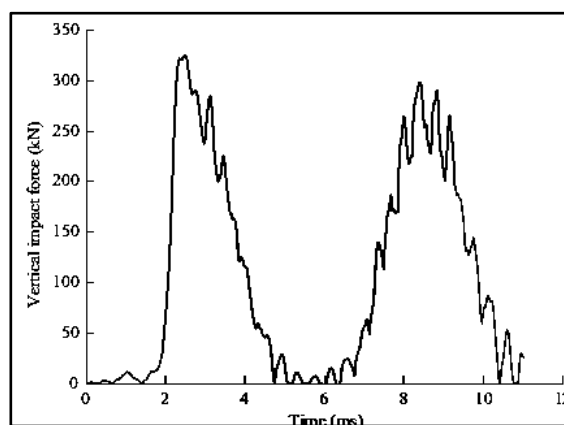


Figure IV. 37: Courbe chronologique de l'impact de force verticale de la roue et du rail, avec la vitesse du train de 200 km / h, longueur du plat de 60 mm et charge à l'essieu de 17 t [78].

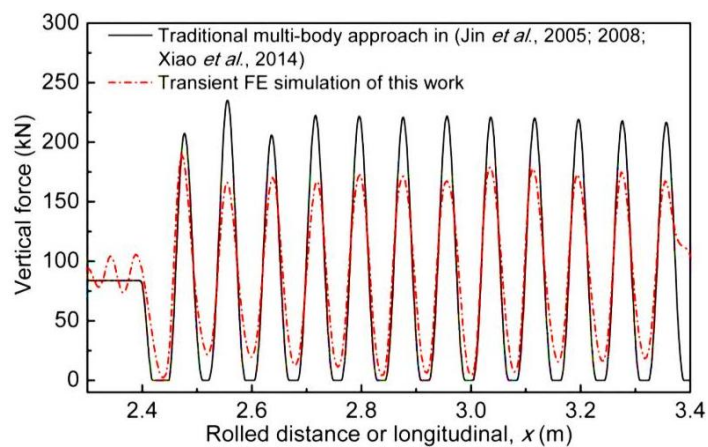


Figure IV.38 : Comparaison entre les forces verticales obtenues par l'approche multi-corps traditionnelle et le modèle EF transitoire à 500 km / h ( $L = 80$  mm,  $d m = 0,18$  mm) [79].

La Figure IV.39 représente la force latérale dans les deux cas précédents (contact frottant avec  $\mu=0.3$  et  $\mu=0.5$ ). Dans ce cas aussi, on remarque l'influence du frottement sur l'amplitude des valeurs de cette force. Par contre on ne voit pas l'influence du défaut sur les amplitudes de la force.

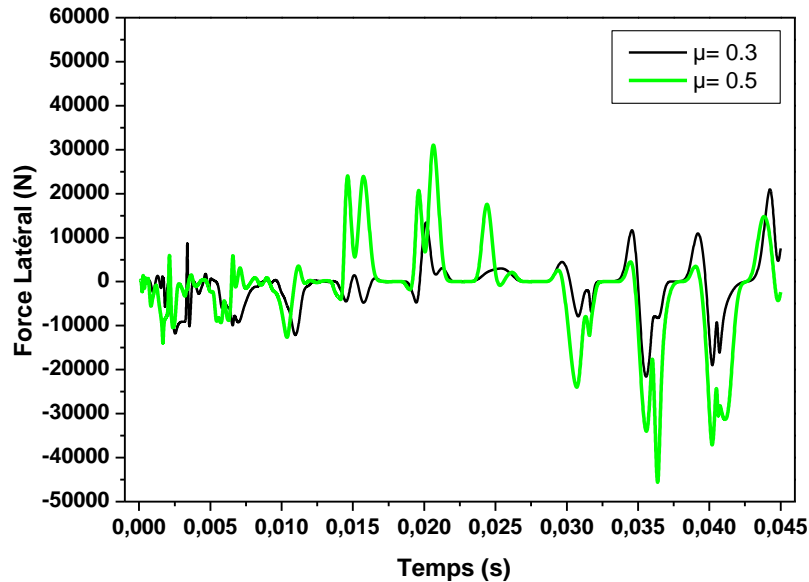


Figure IV.39: Force latérale au contact avec  $\mu=0.3$  et  $\mu=0.5$ .

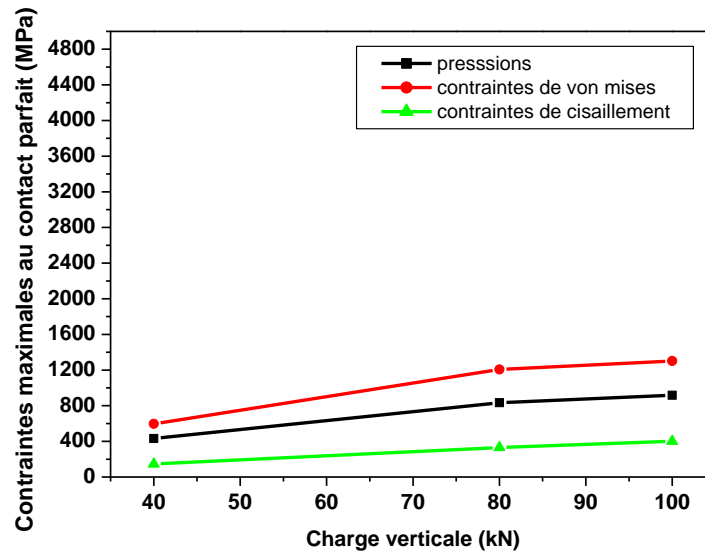
### IV.2.2.1.2 L'influence de la charge verticale et de la vitesse de roulement

Dans cette section, nous voulons estimer la variation de la charge verticale et de la vitesse de roulement, sur les différents résultats obtenus précédemment à savoir: la pression, la contrainte de Von mises et la contrainte de cisaillement. Pour cela et dans la suite des calculs, on a fixé le coefficient de frottement à 0.3 et on a varié l'amplitude de la charge verticale par 40kN, 80kN et 100kN et celle de la vitesse avec 40km/h, 80km/h et 130km/h.

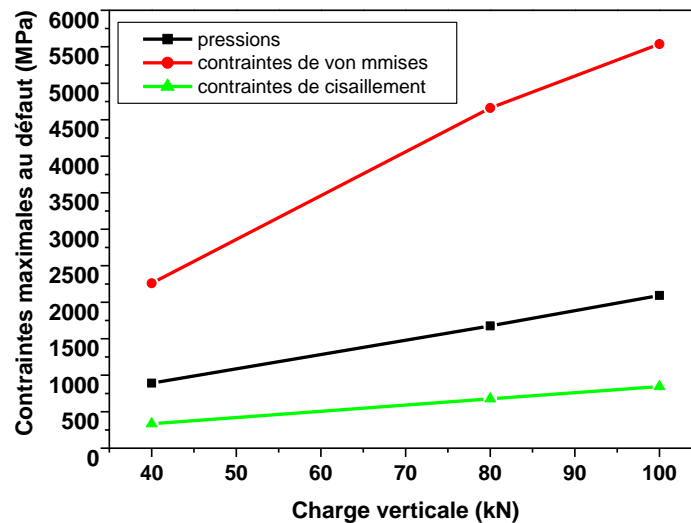
#### a- Influence du chargement sur la pression et les contraintes

Les différentes grandeurs physiques (pression, contraintes de Von mises et contraintes de cisaillement) sont représentées sur la Figure IV.40. L'influence du chargement est bien illustrée sur le graphe, où on voit clairement que les valeurs maximales des différentes grandeurs physiques sont observées pour la charge verticale de 100 kN, au niveau du défaut où elles atteignent 2224.02 MPa, 5526.28MPa et 775.69 MPa respectivement. Pour la charge de 40 kN, on voit clairement que les valeurs de la pression ne dépassent pas les 426 MPa dans les zones parfaites et 821.75 MPa au niveau du défaut. Ces résultats montrent que le surcharge agit négativement sur la résistance du couple roue rail, où les valeurs des contraintes sont très

élevées et dépasses de loin la contrainte ultime du matériau de la roue et du rail. Donc l'accélération de l'endommagement notamment en présence des défauts au contact.



a)



b)

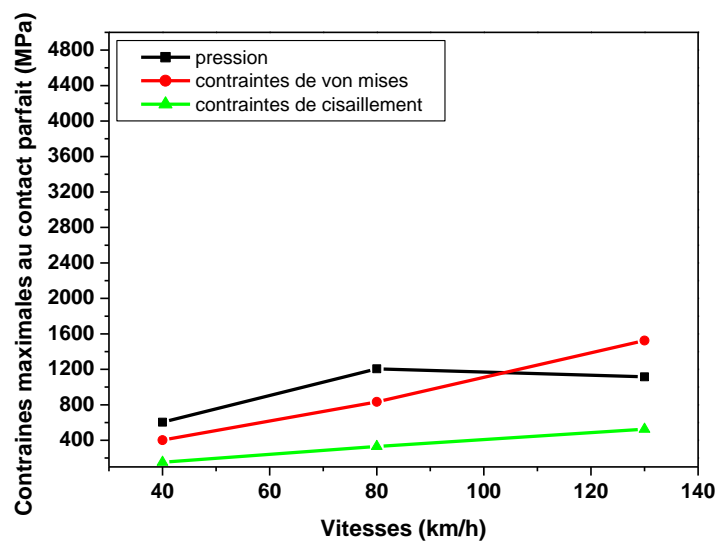
Figure IV.40 : Variation des valeurs maximales de la pression, contraintes de Von mises et le cisaillement en fonction du chargement verticale (40kN ,80kN, 100kN),  $\mu= 0.3$ ,  $v= 80\text{km/h}$  : a) contact parfait, b) au défaut.

### IV.2.2.1.2 Influence de la vitesse

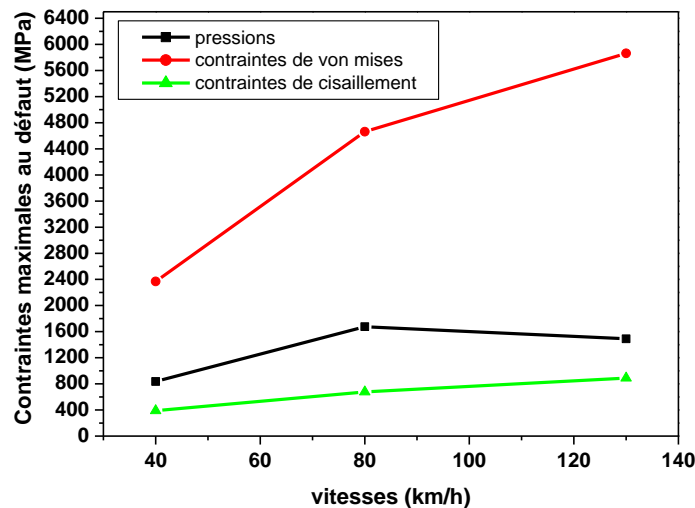
#### a)- Pression et contraintes

La Figure IV.41 Montre l'influence de la vitesse sur les valeurs maximales les mêmes grandeurs physiques (pression, contraintes de Von mises et la contrainte de cisaillement) vu dans la section précédente, du couple roue rail en contact. On remarque que plus la vitesse

augmente plus les contraintes augmentent, où on a constaté que pour la vitesse 130 km/h, les contraintes ont arrivé à des valeurs très élevées (5650 MPa au défaut) par rapport aux autres vitesses 40 km/h et 80km/h (2440.36 MPa, 4661.8 MPa). On voit également que ces résultats nous conduisent à conclure qu'à des vitesses élevées, les vibrations augmentent significativement causant une instabilité du véhicule, et par conséquent l'accélération de l'endommagement du couple roue rail, notamment en présence de défauts aux surfaces de contact. Par contre on voit que la pression augmente avec la vitesse jusqu'à une valeur seuil (pour la vitesse 130 km/h dans notre cas), où elle diminue progressivement. Cette dernière remarque rejoint les résultats obtenus par [78].



a)



b)

Figure IV.41 : Variation des valeurs maximales de la pression, contraintes de Von mises et le cisaillement en fonction de la vitesse (40km/h, 80km/h, 130km/h,  $\mu=0.3$ ,  $F_n=80$  kN: a), contact parfait, b) au défaut

### IV.3 Vérification des paramètres dynamiques de la roue ferroviaire

Dans le but de vérifier la réponse vibratoire propre de la roue de l'autorail avec et sans défauts, sachant que toute discontinuité a une influence sur les fréquences propres d'une structure, on a pensé à rajouter cette partie de calcul afin d'identifier les modes et fréquences naturelles par une analyse modale simple. Comme nous l'avons vu dans l'introduction générale, l'étude dynamique d'une structure a pour but essentiel de caractériser les déplacements, les déformations et les contraintes qui règnent au sein de cette structure et qui résultent d'un chargement mécanique quelconque. Cependant une analyse dynamique vibratoire des roues ferroviaires a été menée en plus, vu qu'elle permet de comprendre exactement à quel moment les vibrations risquent de produire des réactions mineures ou catastrophiques dans le domaine physique ou temporel. Comme toutes les structures finies, la roue admet une série de modes de résonance, à des fréquences propres bien définies. Elle présente de plus un amortissement faible, son comportement est donc fortement caractérisé par ces modes. Cela est principalement expliqué par la symétrie centrale de la roue. Lorsque celle-ci est suspendue, son comportement acoustique est proche de celui d'une cloche. Pour cela une caractérisation de la roue seule a donc été menée. L'identification de la nature des différents modes et fréquences de la roue est obtenue grâce à un modèle élément fini.

Dans ce contexte beaucoup de chercheurs ont été intéressés par l'analyse dynamique vibratoire des roues et des essieux ferroviaires dans différents domaines à savoir, l'étude vibro-acoustique du crissement des roues ferroviaires, traitée par JEAN-FRANÇOIS BRUNEL [80] afin de prédire les modes crissants ainsi de quantifier leur atténuation sonore par insertion de joncs métalliques.

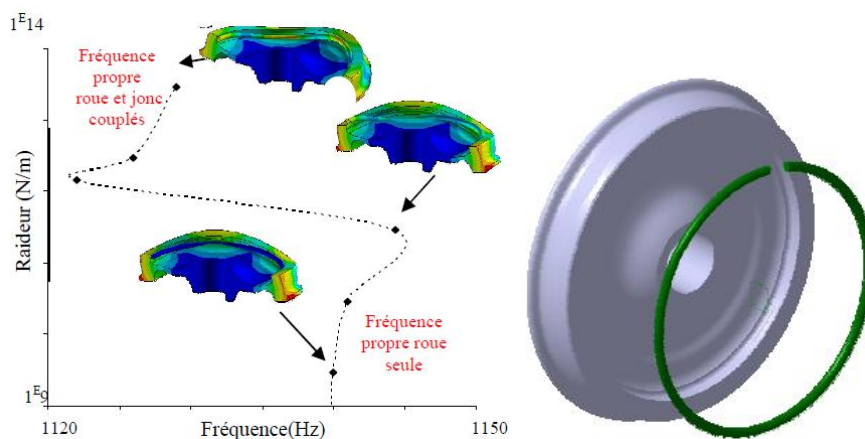


Figure IV. 42 : Modification de la fréquence du mode 0L3 en fonction de la précharge ou de la raideur de contact numérique [80].



## Chapitre IV Modélisation numérique du couple roue rail en dynamique

La définition des caractéristiques vibratoires d'une roue standard et une autre amortie a été étudiée numériquement sous le code de calcul ANSYS par Pengfei Zhang et al [81]. Ils ont traité les deux roues par analyse modale, où ils ont fait une comparaison en modes et fréquences propres. Ils ont trouvé que pour les mêmes modes, les fréquences naturelles de la roue amortie par rapport à la roue standard produisent des changements relativement faibles, qui d'après les auteurs peuvent être dus à la masse supplémentaire de la roue amortie modifiant les caractéristiques vibratoires de celle-ci.

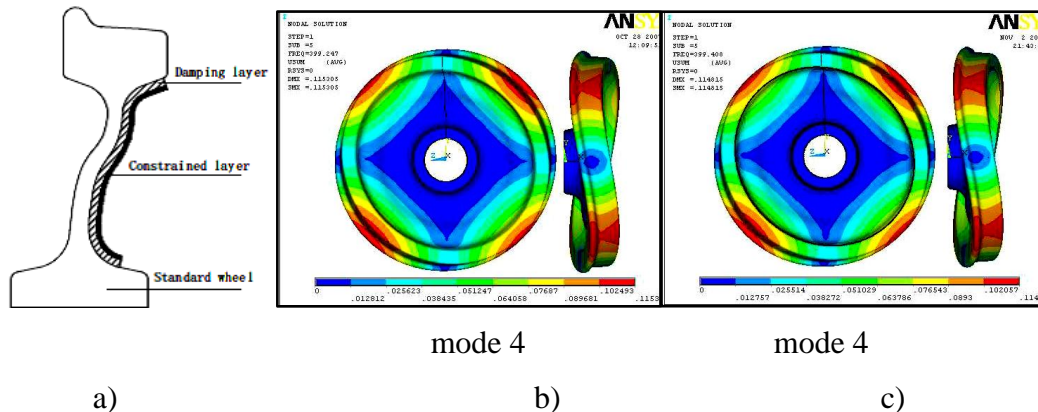


Figure IV.43 : a) schéma de la structure de roue amortie, b) roue standard, c) roue amortie Yong-Peng et al [82], ont réalisé une analyse modale libre de la roue EMU (roues des unités électriques multiples sont utilisées pour transporter la masse de la carrosserie et relier la voie), ils ont trouvé d'après leurs résultats que les fréquences propres de la structure de la roue EMU se situe principalement entre 260 et 640Hz pour les modes de corps rigide. La Figure IV.44 montre deux modes de la roue étudiée (mode 3 et mode 4). Ils ont conclu que, dans les basses fréquences, les roues satisfont aux exigences standards, et en particulier dans les conditions de voie rectiligne.

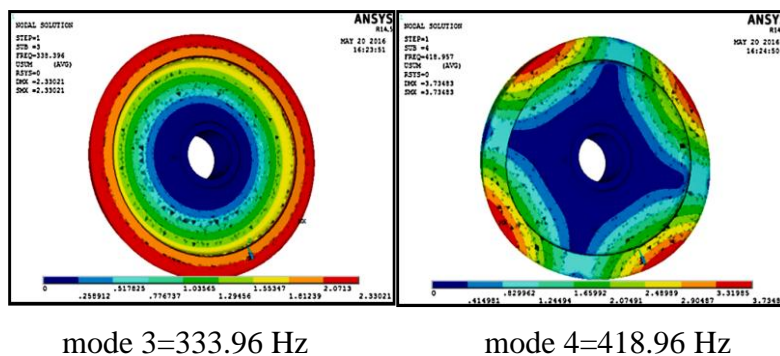


Figure IV.44 : modes propres des différentes roues [82]

Quant à Nagvendra Kumar Kanoje et al [83], ils ont modélisé la roue avec un défaut plat en utilisant la méthode des éléments finis, où deux types de roues (roue parfaite et une roue plate) ont été traités par analyse modale. Leurs résultats ont montré que la fréquence propre de



la roue parfaite est très faible par rapport à la roue présentant un défaut plat. Les auteurs justifient cela à l'enlèvement de masse du plat.

### IV.3.1 Analyse modale de la roue

Les fréquences propres et les déformées modales sont des paramètres importants dans la conception d'une structure pour des conditions de charge dynamique. La réponse en fréquence des roues peut être déterminée à partir de ses modes de vibration. Pour montrer cela, considérons un système avec un degré de liberté de type masse  $M$ , ressort de raideur  $K$ , amortisseur  $C$ . selon la loi de la dynamique, un système à un seul degré de liberté (SDOF) décrit par l'équation suivante [84]:

$$m\ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + k x(t) = f(t) \quad (IV.1)$$

Dans nos cas  $f(t) = 0$ , ou on ne considère que les conditions aux limites de fixation de la roue, d'où l'équation devient :

$$m\ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + k x(t) = 0 \quad (IV.2)$$

Avec  $f_d = \omega_d / 2\pi$  la fréquence naturelle amortie  
 $f_n = \omega_n / 2\pi$  la fréquence propre (non amortie) où:

$$\omega_n = \sqrt{k/m} = |\lambda|. \quad (IV.3)$$

Si, par exemple, une masse  $\Delta m$  est soustraite de la masse originale  $m$  de la structure, sa fréquence naturelle devient:

$$\omega_n = \sqrt{k/(m - \Delta m)} \quad (IV.4)$$

En plus, sachant que la présence d'endommagement cause une diminution de la rigidité de la structure et quand un endommagement survient dans la structure, la matrice de raideur change. Cette matrice peut être interprétée comme la somme de deux matrices de rigidité,  $K_u$  de la structure saine et  $\sum$ matrice de rigidité élémentaire  $K_e$  multipliée par le facteur de réduction de raideur en pourcentage  $a_i$  [85] d'où :

$$K_e = K_s + \sum_{j=1}^l \Delta K_j = K_s + \sum_{j=1}^l a_i \cdot \Delta K_j \quad (IV.5)$$

L'endommagement a un effet considérable sur la rigidité de la structure. Un petit changement dans la raideur conduit à un petit changement dans les vecteurs et fréquences propres.

Pour cela, on a effectué une analyse modale en libre-libre, afin d'observer les modes de vibration de la structure. Chaque structure finie répond principalement sur ses modes de résonance. Les roues de chemin de fer en acier ont un amortissement très faible : leur comportement vibratoire est marqué par des résonances [86]. Les modes d'une roue, comme

ceux d'un disque, sont principalement axial ou radial. Ces différents modes sont classés par le nombre de diamètres modales ( $n = 2, 3, \dots$ ) et (pour les modes axiaux) le nombre de cercles nodales ( $m = 0, 1, 2, \dots$ ) [87]; (Figure IV.45).

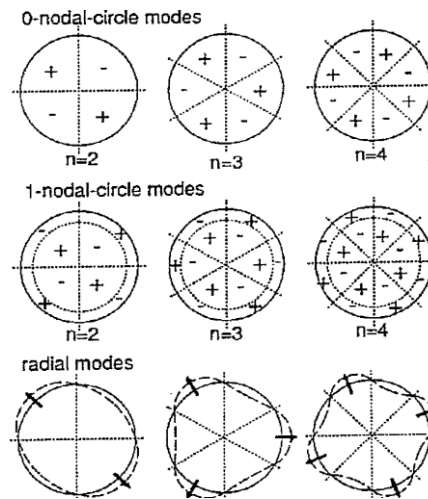


Figure IV 45. Exemples de déformées modales de la roue [88].

### IV.3.1.1 Approche considérée

Nous avons réalisé donc, une analyse modale d'une roue de l'autorail, en considérant l'existence de défauts de différentes formes (circulaires, elliptique et quelconque). L'approche utilisée est d'abord de déterminer les modes propres et les fréquences propres de la roue pour les trois cas : roue parfaite, roue neuve avec défauts et roue mi-usée, avec défauts peu profonds afin de vérifier l'influence des défauts sur les propriétés dynamiques de la roue notamment les fréquences propres. Pour cela, on a effectué une comparaison de l'analyse modale entre les différents cas de roues dans deux cas : roue parfaite et mi-usée. On a supposé que ces roues possèdent une table de roulement recouverte de défauts, comme étant un cas critique (20 défauts de 14 mm de profondeur pour la roue neuve ont été choisis). La même analyse a été réalisée mais avec roue mi-usée (810 mm de diamètre avec défauts de profondeur de 2 mm). Un autre cas d'étude qui se caractérise par deux rangées de défauts avec la même masse arrachée précédemment, afin de vérifier l'influence de la raideur sur les fréquences propres. En effet un petit changement de rigidité mène à un petit changement dans les fréquences et les vecteurs propres.

#### IV.3.1.1.1 Modèle éléments finis de la roue (description du modèle)

L'analyse modale est traitée par la méthode des éléments finis, utilisant le logiciel ANSYS Workbench15. La solution du problème aux valeurs propres généralisée est définie par un algorithme basé sur la méthode Lanczos bloc qui est particulièrement puissante lors de la

recherche des fréquences propres, dans une partie donnée du spectre aux valeurs propres d'un système donné [89]. La géométrie des roues est réalisée avec Solid Works.

### a- Une rangée de défauts

Toutes les géométries ont été réalisées par Solid Works et enregistrés sous forme de Modèle 3D. Les modèles sont importés dans l'environnement ANSYS Workbench, où sont maillées avec l'élément volumique solid187 tétraédrique comme un corps flexible, tel que mentionné dans la bibliothèque du logiciel. Après, une contrainte d'encastrement est appliqué sur les nœuds de la surface interne du moyeu. Cette situation reflète la prise en compte de l'essieu monté par frittage, ce qui se traduit par la fixation de la roue par son moyeu. La Figure IV.46 illustre les différentes géométries de roues et leurs modèles maillés.

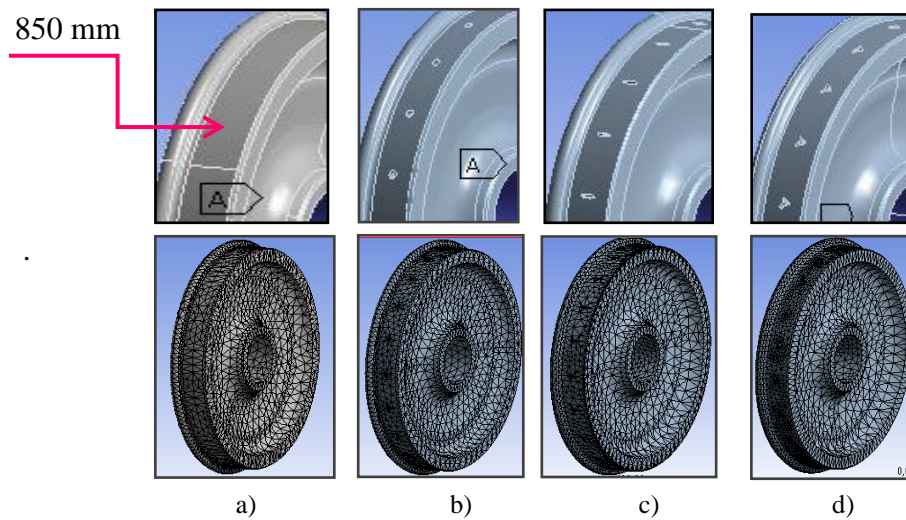


Figure IV.46: Roue neuve sans et avec défauts sur la bande de roulement.

La Figure IV.47 montre les différentes géométries de roues mi- usée (810 mm) et leurs modèles maillés et qui contiennent les mêmes défauts avec 2 mm de profondeur.

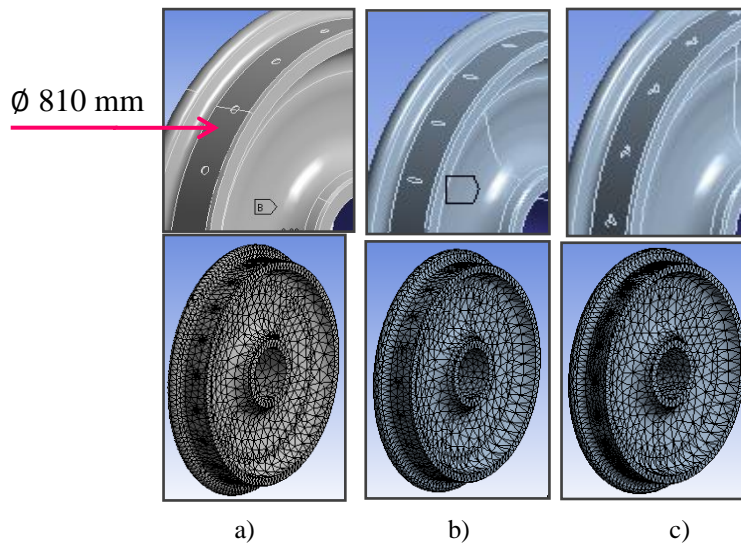


Figure IV.47: Roue mi- usée avec et sans défauts sur la bande de roulement.

Les différents modes propres sont presque les mêmes pour toutes les roues de chemin de fer, que la toile soit plane ou courbée. Seules les fréquences naturelles qui dépendent du type de roue, y compris son diamètre donc sa masse et sa raideur. Toutefois, plus le diamètre est grand, plus les fréquences naturelles sont basses [90].

### IV.2.1.2 Résultats et discussion

La Figure IV.48 montre les douze premières déformées modales. On a constaté que les valeurs des fréquences propres se rapprochent des différents travaux dans littérature. La différence réside essentiellement dans les dimensions de la roue.

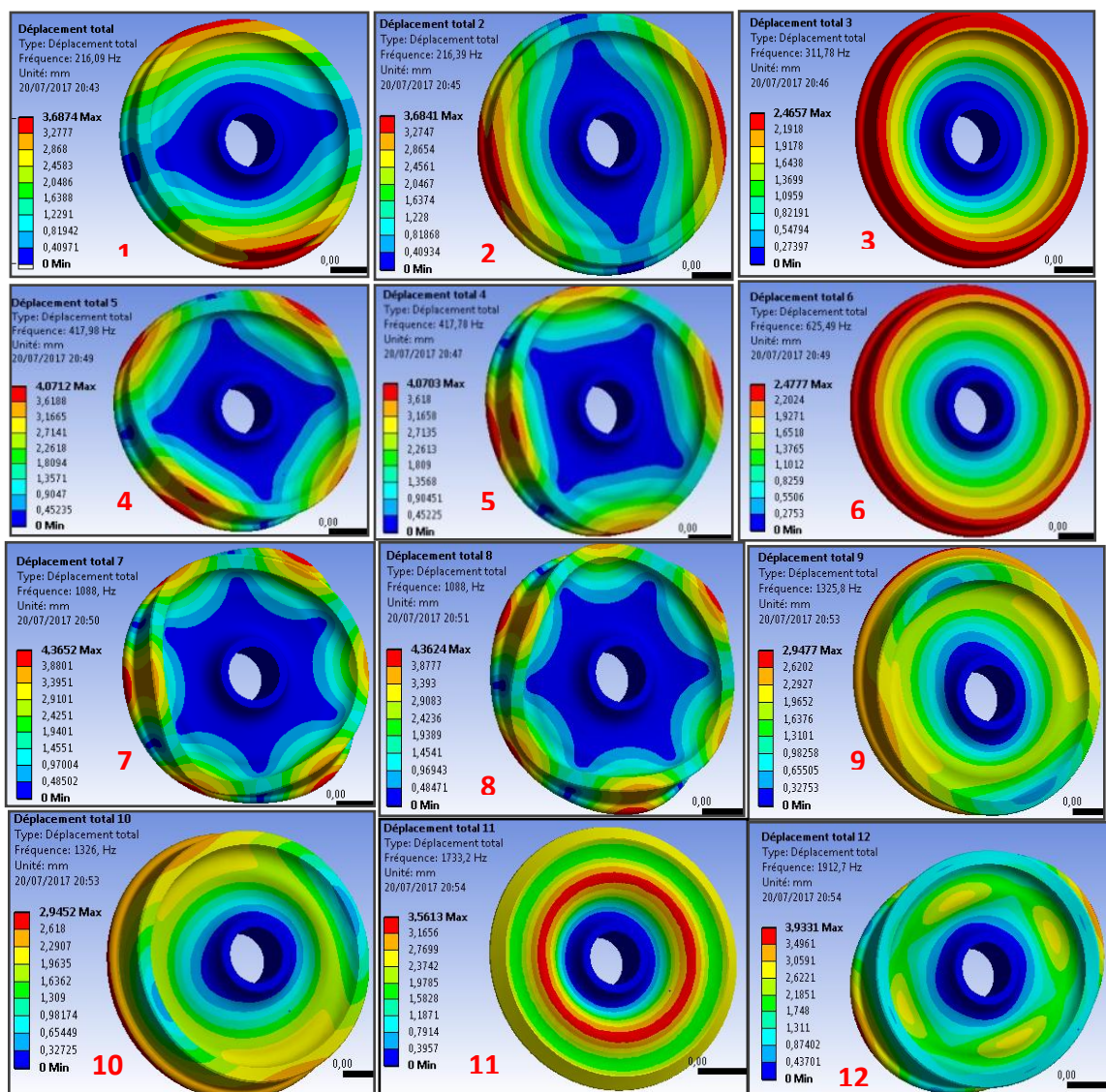
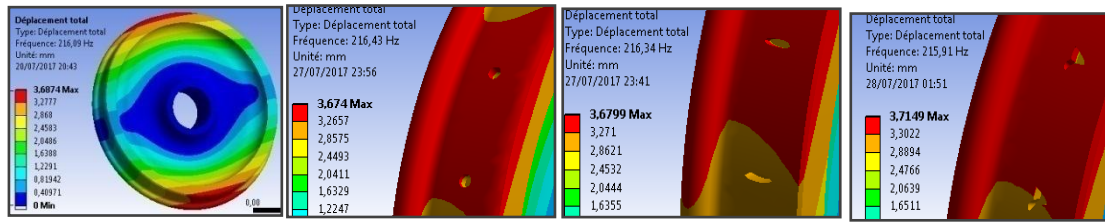


Figure IV.48 : Les modes propres de la roue parfaite.

Dans le reste de la simulation, la valeur de la première fréquence naturelle de la roue neuve est toujours prise comme référence dans l'étude de l'influence des défauts. La Figure IV.49



montre une comparaison entre le premier mode (mode fondamental) de la roue parfaite et les premiers modes de la même roue avec défauts circulaires, elliptiques et défauts de forme quelconques (20 défauts), de même masse (302,86 kg).



mode1 (f<sub>1</sub>=216.08 Hz)   mode1 (f<sub>1</sub>= 216.43 Hz)   mode1 (f<sub>1</sub>= 216.34 Hz)   mode1 (f<sub>1</sub>= 215.91 Hz)

Figure IV.49: Comparaison en fréquences entre les 4 cas de roues.

On peut remarquer qu'il y a une légère différence dans les fréquences naturelles. Elle réside dans la masse enlevée qui vaut seulement 0,5 kg (20 défauts avec profondeur 14 mm valent environ 0,5 kg) par rapport à la masse totale de la roue qui est de 370 kg. Cependant, on peut remarquer aussi que la valeur des fréquences diminue un peu plus dans le cas d'un défaut elliptique et de forme quelconque, mais la différence est toujours légère, comme c'est la même masse arrachée. Le Tableau IV.3 résume les résultats de l'analyse modale (fréquences) de la roue dans le cas de la roue neuve (avec et sans défaut) et la différence entre eux. Les résultats sont clairement représentés par un histogramme (Figure IV.50).

Tableau IV 3: Les Differentes valeurs des fréquences naturelles pour les 4 cas.

Mode	Fréquence (Hz) Cas1	Fréquence (Hz) Cas 2	Fréquence (Hz) Cas 3	Fréquence (Hz) Cas 4	Différence : case1-		
					Cas 2	Cas 3	Cas 4
<b>1</b>	<b>216,08</b>	<b>216,43</b>	<b>216,34</b>	<b>215,91</b>	-0,35	-0,26	0,17
<b>2</b>	216,53	216,53	216,62	216,35	0	-0,09	0,18
<b>3</b>	313,45	313,29	312,66	311,33	0,16	0,79	2,12
<b>4</b>	420,66	419,41	417,95	413,59	1,25	2,71	7,07
<b>5</b>	420,8	419,45	417,98	413,66	1,35	2,82	7,14
<b>6</b>	624,96	625,85	626,27	622,95	-0,89	-1,31	2,01
<b>7</b>	1097,5	1093,9	1089,2	1076,6	3,6	8,3	20,9
<b>8</b>	1097,6	1094	1089,3	1076,6	3,6	8,3	21
<b>9</b>	1331,8	1331,6	1329,4	1316,4	0,2	2,4	15,4
<b>10</b>	1332,3	1332,2	1329,7	1316,7	0,1	2,6	15,6
<b>11</b>	1737,9	1737,1	1736,8	1721,6	0,8	1,1	16,3
<b>12</b>	1920,7	1920,2	1918,2	1897,9	0,5	2,5	22,8

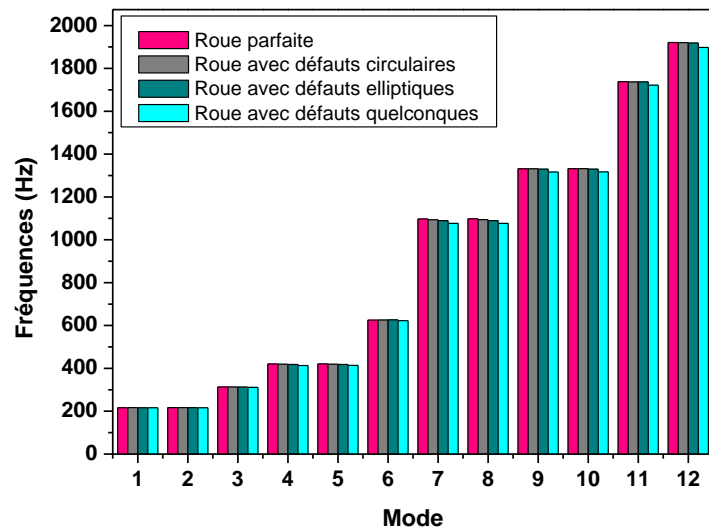
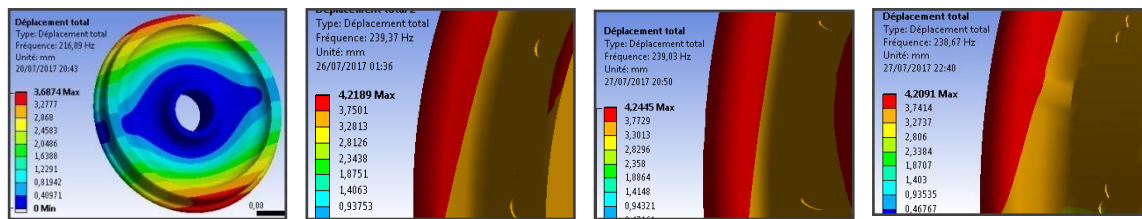


Figure IV.50: Comparaison en fréquences entre les 4 cas de roues.

La Figure IV.51 montre la comparaison entre les fréquences propres du modèle de la roue parfaite et celles de la roue mi- usée avec défauts.



model ( $f_1=216.08$  Hz)    model ( $f_1= 239.37$  Hz)    model( $f_1= 239.03$  Hz)    model ( $f_1= 238.67$  Hz)

Figure IV.51: Comparaison entre le mode fondamental (nouvelle roue) et la mode 1 du milieu roues usés (avec des défauts).

Le Tableau IV.4 et la figure IV.52 présentent les résultats de l’analyse modale (fréquences) de la roue parfaite et de la roue mi- usée (avec différents défauts) et aussi la différence entre eux.

Tableau IV 4: Fréquencespropres de la roue parfaite et de la roue mi- usée.

Mode	Fréquence (Hz) cas1	Fréquence (Hz) cas2	Fréquence (Hz) Cas3	Fréquence (Hz) Cas4	Différence : cas 1-		
					Case2	Case 3	Case 4
1	216.08	239,37	239,03	238,67	-23,29	-22,95	-22,59
2	216.53	239,93	239,38	239,05	-23,4	-22,85	-22,52
3	313.45	335,32	333,69	334,27	-21,87	-20,24	-20,82
4	420.66	383,28	376,29	382,36	37,38	44,37	38,3
5	420.8	383,39	376,42	382,43	37,41	44,38	38,37
6	624.96	625.85	699,26	702,58	-0,89	-74,3	-77,62
7	1097.5	1093.9	961,57	974,41	3,6	135,93	123,09
8	1097.6	1094	961,64	974,9	3,6	135,96	122,7
9	1331.8	1331.6	1378,8	1381,6	0,2	-47	-49,8
10	1332.3	1332.2	1379,3	1382,4	0,1	-47	-50,1
11	1737.9	1737.1	1707,2	1725,1	0,8	30,7	12,8
12	1920.7	1920.2	1707,6	1725,9	0,5	213,1	194,8

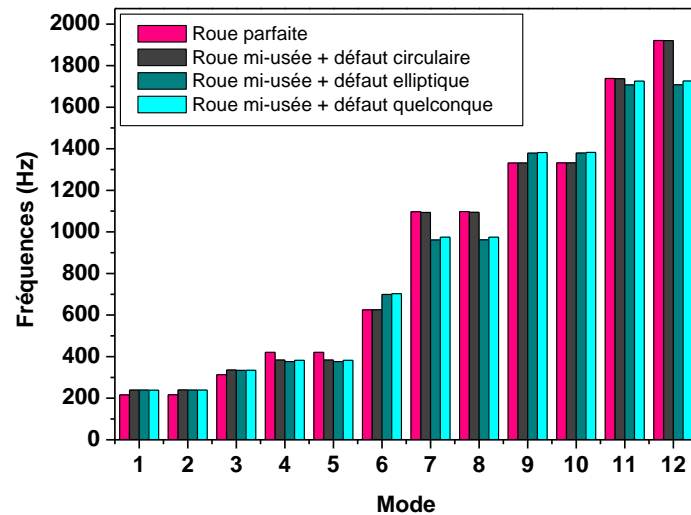
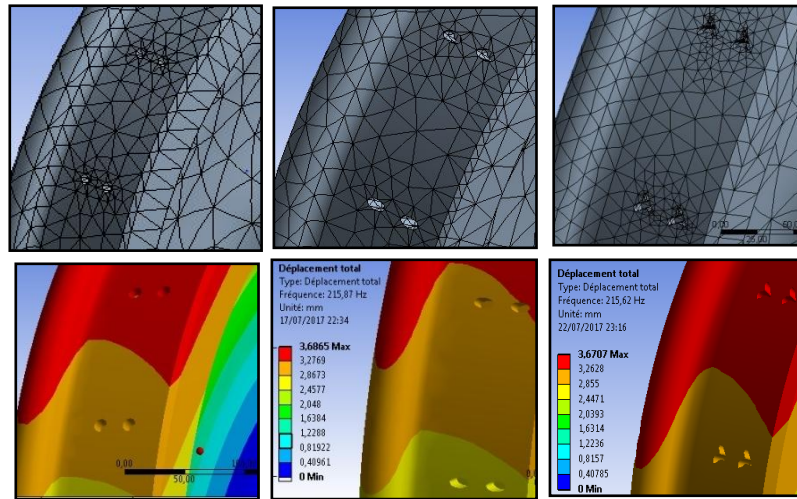


Figure IV 52: Comparaison entre les quatre cas en fréquences propres.

Les résultats obtenus des différents cas, montrent une légère différence dans les fréquences pour les roues de même diamètre par rapport à la roue parfaite. Cette différence est due à la diminution de la masse et surtout la raideur, causée par la différence dans les formes des défauts. La signification de la légère baisse de fréquence, c'est que les défauts sont de la même taille (roue mi- usée avec défauts, de masse 257,78 kg). En revanche, une augmentation significative dans les fréquences naturelles est observée, surtout après les 6 premiers modes (modes de corps rigides) dans le cas des roues mi usées, Cela est dû à la forte réduction de la masse de la roue mi- usée (environ 45 kg).

Dans la suite ,une roue neuve est considérée, avec tous les types de défauts vus précédemment, mais en deux rangées alignées dans la largeur de la table de roulement, en concevant la même masse arrachée. L'objectif de cette partie de simulation est de voir l'influence de la disposition des défauts (autrement dis la diminution de la raideur) sur les fréquences propres de la roue. Dans le reste de la simulation, la valeur de la première fréquence naturelle de la roue parfaite, est toujours prise comme référence .Différentes déformées modales et modèles éléments finis sont indiquées sur la Figure IV.53.



Model (F1=215,94 Hz)    mode1 (f1=215. 87 Hz)    mode1 (f1= 215,62 Hz)

Figure IV.53: Deux lignes de défauts avec la même aire (200.96mm<sup>2</sup>).

L'écart remarqué, des fréquences fondamentales est plus significatif que ceux d'une roue avec une seule rangé de défauts, vu précédemment. Le Tableau IV.5 résume toujours, les différentes fréquences propres et la différence par rapport au premier mode pour la roue parfaite. Tous ces résultats sont représentés dans la Figure IV.54, sous forme d'histogramme

Tableau IV.5: différentes valeurs des fréquences propres.

Mode	Fréquence (Hz) Cas1	Fréquence (Hz) Cas2	Fréquence (Hz) Cas 3	Fréquence (Hz) Cas 4	Différence :		
					Case 1	Case 2	Case3
1	216.08	215,94	215,87	215,62	0,14	0,21	0,46
2	216.53	216,14	216,36	216,04	0,39	0,17	0,49
3	313.45	311,27	312,14	312,19	2,18	1,31	1,26
4	420.66	416,54	418,02	419,15	4,12	2,64	1,51
5	420.8	416,63	418,07	419,23	4,17	2,73	1,57
6	624.96	626,15	626,41	625,23	-1,19	-1,45	-0,27
7	1097.5	1084,6	1089,8	1093,1	12,9	7,7	4,4
8	1097.6	1084,7	1090,	1093,2	12,9	7,6	4,4
9	1331.8	1325,3	1329,	1328,5	6,5	2,8	3,3
10	1332.3	1325,4	1329,1	1328,8	6,9	3,2	3,5
11	1737.9	1731,3	1734,3	1734,1	6,6	3,6	3,8
12	1920.7	1912,1	1916,7	1916,6	8,6	4	4,1



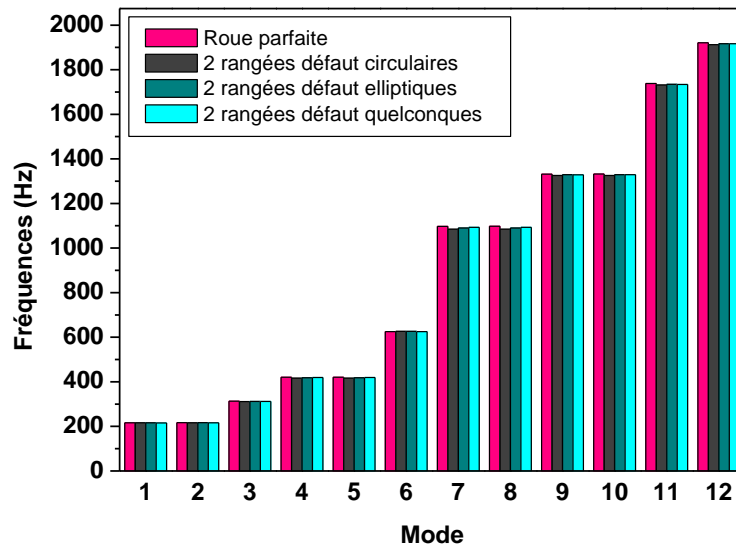


Figure IV.54: Comparaison en fréquences des 4 cas de roues

### Conclusion

Dans ce chapitre, un modèle par éléments finis 3D est développé pour étudier le contact roulant roue-rail (parfait et avec défaut de forme quelconque sur la table de roulement de la roue) avec frottement en élasticité. la solution élastique est déterminé avec le schéma d'intégration implicite avec le logiciel ansys workbench, où le problème du contact tangentiel est étudié en prenant en considération différents paramètres (coefficients de frottement, chargement et vitesse de roulement). Les résultats sont présentés sous forme de courbes et contours décrivant en particulier les zones de contact . les principaux résultats obtenus concernent spécialement la contrainte de von mises , la pression de contact, la contrainte de cisaillement, la déformtion élastique normale et les forces aux contact. ils cont en bonne concordance avec la littérature .

A la fin de cette thèse,une analyse modale a fait l'objet d'un complément de recherche qui nous a permis de vérifier les paramètres dynamiques, en particulier les fréquences propres de la roue avec et sans défauts. Nous avons clairement remarqué l'influence de la présence des défauts sur les valeurs des fréquences propres des différents cas de roues traduite par la variation dans la masse et la raideur de cetttes dernières. cette variation modifie le comportement dynamique de la roue, ce qui peut accroître le risque d'endommagement et causer des dommages irréversibles au couple roue-rail.

## *Conclusion et Perspectives*

### Conclusion et Perspectives

La présente étude a été initiée à la demande des services des ateliers de maintenance de la société des chemins de fer Algériens (Ateliers de Maintenance Ferroviaire), et se suite à des défaillances prématurées constatées au niveau des roues de l'autorail, après un temps d'exploitation très court. Le problème soulevé nécessite un travail d'expertise très complexe. Notre contribution était, par manque des dispositifs expérimentaux, de faire une modélisation généralisée de la roue et du couple roue rail en contact, où la roue est considérée avec et sans défauts. Après plusieurs constatations sur site, il s'est avéré que le phénomène d'apparition de l'arrachement de métal sur la table de roulement des roues (défauts géométriques plus au moins dangereux) était l'une des causes principales de l'endommagement de ces roues. Les rapports d'experts ont mis en évidence un problème d'échauffement excessif suivi d'un refroidissement brusque, ce qui a provoqué des fissurations au niveau de la table de roulement, qui se propagent en créant des arrachements de matière sous forme d'écaillés. La propagation de ces fissures a accéléré l'endommagement des roues de l'autorail.

Dans cette thèse, différents modèles de modélisations numériques ont été considéré : la roue et le couple roue rail en statique, en dynamique transitoire et une analyse modale de la roue seule. Grâce à l'utilisation d'une approche temporelle, ce modèle est apte à traiter les non-linéarités dans la zone de contact et donc à prendre en compte les défauts géométriques qui peuvent apparaître sur les bandes de roulement.

Afin de garantir des résultats fiables, tout en conservant des temps de calculs relativement faibles, un modèle de contact tridimensionnel, basé sur une procédure par éléments finis est introduit. En l'absence de données expérimentales, les défauts étudiés sont généralement modélisés numériquement par éléments finis sous le code de calcul ANSYS Workbench, en créant des singularités sur la table de roulement proches à celles rencontrés sur site ( AMF-ateliers de maintenance ferroviaire) modélisant l'arrachement de métal. Le modèle proposé, a d'abord traité le comportement quasi- statique de la roue seule avec et sans défauts pour estimer l'influence de la forme et la profondeur des différents défauts sur la résistance et la déformation de ces roues, en calculant la contrainte de Von mises et la déformation équivalente. Les résultats montrent bien l'influence négative des défauts en forme et en profondeur, et en particulier la roue avec un défaut de forme quelconque, où la valeur

## Conclusion et Perspectives

---

maximale de la contrainte de Von mise a atteint 660.43MPa. Les mêmes remarques ont été constaté pour le cas du couple roue rail en contact normal quasi-statique, où on a obtenu les valeurs maximales des principales grandeurs physiques à savoir la pression normale et la contrainte de Von mises aux bords du défaut de forme quelconque, dont les valeurs respectives sont 3060.6 MPa et 3155.2 MPa dépassants les limites admissibles du matériau.

Les résultats obtenus en différentes simulations dynamiques sont relatifs à la détermination de la pression, et statut du contact, la contrainte de Von mises, la contrainte de cisaillement, les déformations élastiques normales, les efforts au contact et le déplacement latéral avec deux coefficients de frottement de valeur 0.3 et 0.5. Les résultats confirment bien l'influence du coefficient de frottement principalement sur les contraintes de Von mises, de cisaillement et l'effort tangentiel. L'influence de la présence de défauts a été également étudiée, où on a constaté des pics avec des valeurs maximales dépassant de loin les valeurs ultimes de résistance de l'acier ER8 (Tableau IV.1), dans la majorité des résultats, notamment la contrainte de Von mises localisée au défaut, d'une valeur de 4661.8MPa pour le coefficient de frottement 0.3 et 5454 MPa pour celui de 0.5. En présence de la variation de la force tangentielle, la contrainte Von mises se déplace de la sous-surface vers la surface, où un écoulement plastique est engendrée à la surface du contact parfait ainsi qu'aux alentours du défaut. L'influence du chargement et de la vitesse ont été également étudiée, ou on remarque clairement leur impact sur les amplitudes des valeurs des différentes grandeurs physiques déterminées précédemment.

Une analyse modale de la roue a fait l'objet d'une étude complémentaire. Le but été de voir l'influence des défauts de la surface de roulement sur les paramètres dynamiques fondamentaux (les fréquences naturelles et les vecteurs modaux) de la roue, en variant la masse et la raideur. Nombreuses simulations ont été traitées en créant des défauts de différentes formes (circulaire, elliptique et forme quelconque) dans une seule rangée et en deux rangées (défauts alignés horizontalement sur la bande de roulement). L'approche considérée est le calcul des fréquences des modes de vibration de la roue par une analyse modale, à l'aide d'un modèle éléments finis sous ANSYS Workbench.

La première étude consiste à faire une comparaison entre les différents cas de roue de 850 mm de diamètre avec et sans défauts de différentes formes. La seconde étude est similaire, mais avec une roue mi-usée. La dernière étude consiste à faire une comparaison, mais avec des roues contenant deux rangées de défauts. Pour le premier cas, nous avons constaté que la fréquence de la roue avec des défauts circulaires est légèrement plus élevée par rapport à celle de la roue parfaite, cela est dû à la légère baisse de la masse (environ 0,5 kg). On a remarqué

## Conclusion et Perspectives

---

également que la fréquence décroît de plus en plus faiblement pour les autres formes de défauts. Ceci s'explique par la diminution de la raideur de la roue. Pour le second cas (roue mi-usée), on voit clairement que la différence en fréquence naturelle a significativement augmenté, vu la forte perte de la masse (45 kg) par rapport au premier cas. Par contre, on voit toujours une légère baisse en fréquences, dans le cas de défauts elliptiques, suivi des défauts de forme quelconque. Ces résultats confirment toujours la diminution de la raideur en fonction de la forme géométrique de la singularité et ce malgré le maintien de la même masse arrachée.

Ce phénomène de diminution de la raideur est aussi constaté quand les défauts sont répartis sur la largeur de la bande de roulement, caractérisé par une légère régression des fréquences. La diminution de la masse et la raideur modifie le comportement dynamique de la roue avec des variations des fréquences modales. Cette modification pourrait accroître le risque d'endommagement et causer des dommages irréversibles au couple roue-rail. Afin de quantifier le risque potentiel, les perspectives doivent se concentrer sur la détermination des fréquences d'excitation des roues, l'analyse élasto-plastique, la fatigue du contact roulant en présence de défauts, et aussi analyse thermomécanique de la roue du au freinage.

Une analyse du matériau (métallographique, chimique et dureté) a été initiée dans notre travail, en collaboration avec l'entreprise ETRAG, afin de trouver une explication aux imperfections de la structure du matériau de la roue qui sont à l'origine des défauts constatés sur la table de roulement de la roue. Les premiers résultats de cette analyse sont présentés en Annexe.

En conclusion finale de ce travail, on estime avoir contribué à la détermination des principales causes de la détérioration de la roue de l'autorail. Cette contribution est d'une importance capitale pour les ateliers de maintenance ferroviaires de Constantine qui sont dans une démarche d'expertise juridique avec le constructeur des roues de l'autorail.

*Références*

*Bibliographiques*

### Références

1. JUNA, Anwar Pervez. On the characterization and detection of rolling contact fatigue (RCF) type cracks in railway vehicle wheels using an alternating current field measurement (ACFM) technique. 2017. Doctoral thesis. University of Birmingham.
2. HAMAM, Rami. Simulation de la propagation des fissures par fatigue dans les toiles des roues de train sous chargement à amplitude variable. 2006. Thèse de doctorat. École normale supérieure de Cachan-ENS Cachan.
3. V. Esslinger, R. Kieselbach, R. Kolleret B. Weisse. The railway accident of Eshede – technical background. *Engineering Failure Analysis*, vol. 11 pp. 515-535, 2003.
4. Bureau de la sécurité des transports du canada, Rapport d'enquête ferroviaire R13t006. Déraillement en voie principale du train de marchandises 420-02 exploité par le chemin de fer canadien, le 3 avril 2013.
5. Bureau de la sécurité des transports du canada, Rapport d'enquête ferroviaire r06c0104, déraillement en voie principale, 31 juillet 2006.
6. <http://www.bea-tt.developpement-durable.gouv.fr/resume-du-rapport-final-a382.html>.
7. Bureau de la sécurité des transports du canada, rapport d'enquête ferroviaire r14m0002, déraillement en voie principale, le 7 janvier 2014.
8. Rapport d'enquête sur accident ferroviaire R95t0259, incident entre le canadien national et via rail canada Inc. dommages à du matériel roulant de voyageurs subdivision Kingston (Ontario) ,15 août 1995
9. Bureau de la sécurité des transports du canada, Rapport d'enquête ferroviaire r05q0010, déraillement en voie principale du train m-307-11-22, le 23 février 2005.
10. Bureau de la sécurité des transports du canada, rapport d'enquête ferroviaire r05c0049, endommagement de matériel roulant chemin de fer canadien pacifique wagon no nat x 77085, le 9 février 2005.
11. Vo Khoa Duy. "Damage analysis of wheel/rail contact associated to high adhesion condition." Phd thesis, (2015).
12. Saint-Aimé, Loïc, Philippe Dufrenoy, and Eric Charkaluk. "Prédiction de la fatigue du contact roue-rail prenant en compte des gradients de microstructure en surface." M1-Mini-symposium Recherche et Industrie: La recherche en Mécanique dans les secteurs du transport. AFM, Association Française de Mécanique, 2017.



13. Taraf, Modar. Endommagement par fatigue de contact d'une roue ferroviaire: étude numérique par éléments finis. 2008. Thèse de doctorat. Metz.
14. K. Mitura, P. Matusek, R. Faja, The failure of the railway tyres, repaired by surfacing, in: Proceedings of the 10th International Wheelset Congress, Sydney, Australia, 1992, pp. 157–161.
15. [http://www.reliability-studies.vanderbilt.edu/projects/briefs/sura\\_v.htm](http://www.reliability-studies.vanderbilt.edu/projects/briefs/sura_v.htm)
16. Pecile, Bérénice. Modèle dynamique d'interaction véhicule-voie ferroviaire en présence de défauts géométriques sur les surfaces en contact. Diss. Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambresis, 2017.
17. Ass. Prof. Schmidová E., Ph.D., Švanda P., Ph.D., Ass. Prof. et al, cumulative process on railway wheel in connection with operational degradation, <http://mechaning.com/journal/papers/4.pdf>
18. LIU, Yongming, STRATMAN, Brant, et MAHADEVAN, Sankaran. Fatigue crack initiation life prediction of railroad wheels. International journal of fatigue, 2006, vol. 28, no 7, p. 747-756.
19. TELLISKIVI, Tanel et OLOFSSON, Ulf. Wheel–rail wears simulation. Wear, 2004, vol. 257, no 11, p. 1145-1153.
20. SOUA, Brahim. Étude de l'usure et de l'endommagement du roulement ferroviaire avec des modèles d'essieux non-rigides. 1997. Thèse de doctorat. Ecole Nationale des Ponts et Chaussées.
21. B. Pecile 1, A. Dequidt 1, F. Massa 1, T. Tison 1. Train/track interaction model for wheel/rail defects analysis. Proceedings of ISMA2016
22. Loktev, Alexey, et al. "Modeling the dynamic behavior of railway track taking into account the occurrence of defects in the system wheel-rail." MATEC Web of Conferences. Vol. 117. EDP Sciences, 2017.
23. Description manual algéria – autorail diesel SNTF algéria. 2007
24. DELAVAUD, Virginie. Modélisation temporelle de l'interaction roue/rail pour une application au bruit de roulement ferroviaire. 2011. Thèse de doctorat. ENSTA ParisTech.
25. BOUSSALIA, Latifa. Modélisation du comportement à la fatigue d'une roue de train ferroviaire, mémoire de magister 2010.
26. NIELSEN, J. C. O., MIRZA, A., CERVELLO, S., et al. Train induced ground vibration–optimised rolling stock mitigation measures and their parameters. RIVAS (SCP0-GA-2010-265754), Deliverable, 2013, vol. 5.

27. UIC B169/DT 405: Schad katalog Räder/Rad satzwellen/Radsätze, Teil 1: Einleitung, Terminologie, Klassierung der Fehler, Fehlerarten am Radsatz.
28. J C O Nielsen, B Nelain, R Müller, A Frid, A Mirza, Train induced ground vibration – influence of rolling stock: important vehicle parameters, RIVAS (SCP0-GA-2010-265754), Deliverable 5.2, August 2012, 60 pp
29. J C O Nielsen, R Müller, M Krüger, T Lölgen, P Mora, P Gratacos, Classification of wheel out-of-roundness conditions with respect to vibration emission, RIVAS (SCP0-GA-2010-265754), Deliverable 2.2, August 2012, 91 pp
30. Rail Corp (2013). Wheel defect manual. Numéro 1.2.
31. TOUMI, Mohamed Yessine. Étude de l'endommagement des composants mécaniques soumis à de la fatigue de roulement dans le cadre d'une maintenance prédictive: cas des butées à billes. 2015. Thèse de doctorat. Reims.
32. J C O Nielsen, A Johansson, Out-of-round railway wheels - a literature survey, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F Journal of Rail and Rapid Transit 214 (2000) 79–91
33. J C O Nielsen, R Lundén, A Johansson, T Vernersson, Train-track interaction and mechanisms of irregular wear on wheel and rail surfaces, Vehicle System Dynamics 40(1–3) (2003) 3–54.
34. COLLETTE, Christophe et PREUMONT, André. Usure ondulatoire en transport ferroviaire: mécanismes et réduction. 2007.
35. ALACOQUE, Jean-Claude et CHAPAS, Pierre. Traction ferroviaire: Adhérence par commande d'effort. Techniques de l'ingénieur. Génie électrique, 2005, vol. 12, no D5535
36. Aurelien Saulot. Analyse tribologique du contact roue-rail Modélisation et expérimentations, Cas de l'usure ondulatoire . Sciences de l'ingénieur [physics]. INSA-Lyon, 2005.
37. SIMON, Samuel. De la dynamique ferroviaire à l'accommodation microstructurale du rail: Contribution des TTS à la réponse tribologique des aciers: Cas du défaut de squat. 2014. Thèse de doctorat. Lyon, INSA.
38. TOUMI, Moncef. Modélisation numérique du contact roue-rail pour l'étude des paramètres influençant les coefficients de Kalker: Application à la dynamique ferroviaire. 2016. Thèse de doctorat. Paris Est.
39. K. L. JOHNSON, Contact Mechanics, Cambridge : Cambridge University Press, 452p, 1985. K. L. Johnson, «The effect of a tangential contact force upon the rolling motion of

- an elastic sphere on a plane,» Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics, vol. 25, pp. 332-339, 1958.
40. J.J. KALKER, On the rolling contact of two elastic bodies, Thèse de Doctorat, DELFT : université de DELFT, 155 p. , 1967.
41. X. QUOST, Modélisation de l'effet du vent sur les trains à grande vitesse – Etude dynamique et stochastique appliquée aux risques de renversement, thèse de doctorat, Ecole centrale de Lyon, 2001
42. F. W. Carter, «On the Action of a Locomotive Driving Wheel,» Proc. R. Soc. London, vol. 112, 151-157, 1926.
43. K. L. Johnson, «The effect of spin upon the rolling motion of an elastic sphere on a plane, » Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics, vol. 25, pp. 339-346, 1958.
44. J.J. KALKER, on the rolling contact of two elastic bodies, Thèse de Doctorat DELFT: université de DELFT, 155 p., 1967.
45. P. Vermeulen et K. L. Johnson, «Contact of nonspherical elastic bodies transmitting tangential force,» Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics, vol. 31, pp. 338-340, 1964.
46. J. J. Kalker, «On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction (thèse de doctorat), »Université de Technologie de Delft, Delft, 1967.
47. J. J. Kalker, «Wheel-rail rolling contact theory, » Wear, vol. 144, pp. 243-261, 1991.
48. J. J. Kalker, «A Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact,» Vehicle System Dynamics, vol. 11, pp. 1-13, 1982.
49. J. J. Kalker, «Simplified theory of rolling contact, » Mechanical and aeronautical engineering and shipbuilding, vol. 1, pp. 1-10, 1973.
50. YANG, Zhen, DENG, Xiangyun, et LI, Zili. Numerical modeling of dynamic frictional rolling contact with an explicit finite element method. Tribology International, 2019, vol. 129, p. 214-231.
51. M. Wiest, E. Kassa, W. Daves, J. C. O. Nielsen et H. Ossberger, «Assessment of methods for calculating contact pressure in wheel-rail/switch contact, » Wear, vol. 265, pp. 1439-1445, 2008.
52. W. Yan, F. D. Fischer, «Applicability of the Hertz contact theory to rail-wheel contact problems, » Arch. Appl. Mech., vol. 70, p. 255–268, 2000.
53. ZELLAGUI, Redouane. Modélisation du comportement à la fatigue et à la fissuration d'un boggye de train. Thèse de doctorat 2018. جامعة الإخوة متتوري قسنطينة.

54. EL-SAYED, H. M., LOTFY, M., ZOHNY, HN El-din, et al. Prediction of fatigue crack initiation life in railheads using finite element analysis. *Ain Shams Engineering Journal*, 2017.
55. [http://simon.renouf.free.fr/master/contact\\_hertzien.doc](http://simon.renouf.free.fr/master/contact_hertzien.doc).
56. BENABES, Jérôme. Approche énergétique non locale du calcul de durée de vie de structures en fatigue multiaxiale sous chargements d'amplitude variable: application à une roue de train ferroviaire. 2006. Thèse de doctorat. Arts et Métiers ParisTech.
57. R. Fajkoš, R. Zima, Evaluation of effect of surface quality of machined rail way wheels on fatigue strength .*Technical transactions Mechanics -1-M/2014*.
58. Help ANSYS 15.0.1.
59. ZHAO, Xin et LI, Zili. La solution du contact de roulement roue-rail frottant avec un modèle d'éléments finis transitoires 3D: Validation et analyse des erreurs. *Porter*, 2011, vol. 271, no 1-2, p. 444-452.
60. INGLEBERT, Geneviève, BOTELHO, Tony Da Silva, et CARON, Isabelle Lemaire. Théorie du contact de Hertz-Contacts ponctuels ou linéiques. *Techniques de l'ingénieur*, 2011, vol. 33.
61. KIM, Taek-Young, KIM, Ho-Kyung. Three-dimensional elastic-plastic finite element analysis for wheel-rail rolling contact fatigue. *International Journal of Engineering and Technology (IJET)*, 2014, vol. 6, no 3, p. 1593-1600.
62. LIU, Duo. The influence of track quality to the performance of vehicle-track interaction. 2015. Thèse de doctorat. Technische Universität München..
63. E. A. H. Vollebregt, «Numerical modeling of measured railway creep versus creep-force curves with CONTACT, » *Wear*, vol. 314, pp. 87-95, 2014.
64. A. Meierhofer, C. Hardwick, R. Lewis, K. Six et P. Dietmaier, «Third body layer-experimental results and a model describing its influence on the traction coefficient,» *Wear*, vol. 314, pp. 148-154, 2014.
65. YANG, Zhen, BOOGAARD, Anthonie, WEI, Zilong, et al. Numerical study of wheel-rail impact contact solutions at an insulated rail joint. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2018, vol. 138, p. 310-322.
66. MA, Yuewei, MARKINE, Valeri, MASHAL, Abdul Ahad, metal. Modelling verification and influence of operational patterns on tribological behaviour of wheel-rail interaction. *Tribology International*, 2017, vol. 114, p. 264-281.

67. ÖZDEMİR, Yalçın et VOLTR, Petr. Analysis of the wheel and rail frictionless normal contact considering material parameters. *Journal of Applied Mathematics and Computational Mechanics*, 2016, vol. 15, no 2, p. 95-103.
68. ZHAO, Xin et LI, Zili. A solution of transient rolling contact with velocity dependent friction by the explicit finite element method. *Engineering Computations*, 2016, vol. 33, no 4, p. 1033-1050.
69. SICHANI, MatinSh, ENBLOM, Roger, et BERG, Mats. Comparison of non-elliptic contact models: towards fast and accurate modelling of wheel–rail contact. *Wear*, 2014, vol. 314, no 1-2, p. 111-117.
70. BURGELMAN, Nico, LI, Zili, et DOLLEVOET, R. P. B. J. A new rolling contact method applied to conformal contact and the train–turnout interaction. *Wear*, 2014, vol. 321, p. 94-105.
71. ESEN, İsmail et EROĞLU, Mustafa. Dynamics Analysis of Wheel/Rail Interaction Using Finite Element Method. In : 2nd International Iron and Steel Symposium (IISS'15). 2015.
72. DELAVALD, Virginie. Modélisation temporelle de l'interaction roue/rail pour une application au bruit de roulement ferroviaire. 2011. Thèse de doctorat. ENSTA ParisTech.
73. ZHAO, Xin, LI, Zili, ESVELD, Coenraad, et al. The dynamic stress state of the wheel-rail contact. In: *Proceedings of the 2nd IASME/WSEAS International Conference on Continuum Mechanics*, 15-17 May, 2007, Portoroz, Slovenia. 2007.
74. LIU, Yongming, STRATMAN, Brant, et MAHADEVAN, Sankaran. Fatigue crack initiation life prediction of railroad wheels. *International journal of fatigue*, 2006, vol. 28, no 7, p. 747-756.
75. SLADKOWSKI, Aleksander et SITARZ, Marek. Analysis of wheel–rail interaction using FE software. *Wear*, 2005, vol. 258, no 7-8, p. 1217-1223.
76. NATH, Y., ATHRE, K., et JAYADEV, K. Non–Linear Dynamics of Railway Wheel Set. *System*, 2003, vol. 1, no 14, p. Y2.
77. HAN, Liangliang, JING, Lin, et LIU, Kai. A dynamic simulation of the wheel–rail impact caused by a wheel flat using a 3-D rolling contact model. *Journal of Modern Transportation*, 2017, vol. 25, no 2, p. 124-131.
78. X. Zhao et Z. Li, «A solution of transient rolling contact with velocity dependent friction by the explicit finite element method, » *Engineering Computations*, vol. 33, pp. 1033-1050, 2016.

79. Zhao, Xin, Ze-feng Wen, Heng-yu Wang, Xue-song Jin, and Min-hao Zhu. "Modeling of high-speed wheel-rail rolling contact on a corrugated rail and corrugation development." *Journal of Zhejiang University SCIENCE A* 15, no. 12 (2014): 946-963.
80. BRUNEL, Jean-François. Étude vibro-acoustique du crissement des roues ferroviaires et de son atténuation par insertion d'éléments métalliques. 2004. Thèse de doctorat. Lille1.
81. ZHANG, Peng Fei, LEI, Xiao Yan, et GAO, Liang. Vibration Characteristic Comparative Analysis of Standard Wheels and Damped Wheels. In: *Applied Mechanics and Materials*. Trans Tech Publications, 2012. p. 2131-2137.
82. YONG-PENG, S. U. N. Strength calculation and modal analysis for type KZ4A locomotive's wheel set [J]. *Electric Locomotives & Mass Transit Vehicles*, 2005, vol. 5, p. 009.
83. Nagvendra Kumar Kanoje. Wheel-rail and wheel-flat as a coupled system: Contact dynamics modeling with finite element analysis. *Journal of Coupled Systems and Multiscale Dynamics*. doi:10.1166/jcsmd.2014.1036 J. Coupled Syst. MultiscaleDyn. Vol. 2(1)/2330-152X/2014/020/008.
84. P. Guillaume, Modal Analysis. DME, Vrije Universiteit Brussel, Pleinlaan 2, B-1050 Brussel, Belgium
85. A. Behtani, A. Bouazzouni. Localisation de défauts dans les structures poutres stratifiées basée sur des données modales. 20ème Congrès Français de Mécanique Besançon, 29 août au 2 septembre 2011.
86. P. Emile Chartrain, acoustique, lecture acoustique de la voie ferrée, thèse préparée au laboratoire de mécanique et acoustique et SNCF Innovation & recherche, Pierre-Emile Chartrain, 2015.
87. T. bruneteau, c.j.c jones and D.J. Thomson, numerical investigation into the radiation of sound from railways wheels, ISVR Technical Memorandum 841, 1999.
88. S. M. Seyedpoor, Maryam Montazer, A two-stage damage detection method for truss structures using a modal residual vector based indicator and differential evolution algorithm, *smart structures and systems* ,DOI: 10.12989/sss.2016.17.2.347. February 2016, 347-361.
89. Comparing Mode Extraction Methods. [https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/enus/help/ans\\_str/Help\\_G\\_STR3\\_15.html](https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/enus/help/ans_str/Help_G_STR3_15.html). August 2017.
90. D.J. Thompson, B. Hemsworth, N. Vincent, Experimental validation of the twins' prediction program for rolling noise, Part 1: description of the model and method of *Sound and Vibration* 193(1) (1996) 123-135.

# *Annexe*



Annexe A

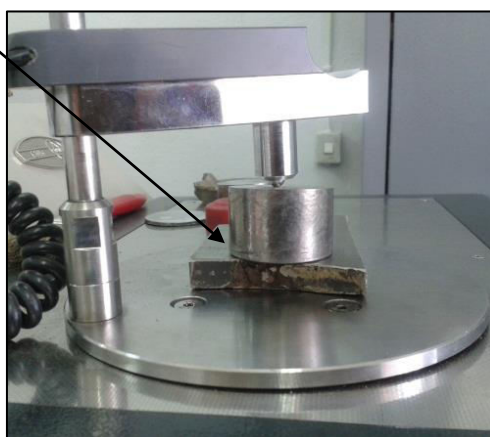
Analyse chimique de l'échantillon de la table de roulement de la roue



a)

b)

Échantillon de la roue endommagée

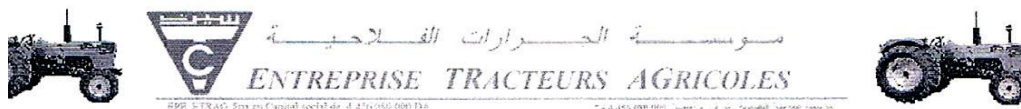


c)

Figure I : Analyse chimique par bombardement : a) échantillon roue neuve, b) échantillon roue endommagée, c) l'appareil d'analyse

## Annexe B

## Annexe B.1



## CERTIFICAT D'ANALYSE

N°: 05/2017

Date: 05/01/17

Nuance:

Opérateur: LABORATOIRE

**Client:** MME BOUSSALIA  
UNIVERSITE DE  
CONSTANTINE

**Commande:**

On certifie que le matériel suivant:

**Matériel:**

**Echantillon:** ECHANT 02  
**PARTIE:** TABLE DE ROULEMENT  
**Quantité:**

a cette composition chimique:

	C%	Si%	Mn%	P%	S%	Cr%	Ni%	Mo%	Al%
Résultat	0.49	0.16	0.72	0.007	0.001	0.16	0.11	0.04	0.003
Ref. MIN	----	----	----	----	----	----	----	----	----
Ref. MAX	----	----	----	----	----	----	----	----	----
	Cu%	Co%	Ti%	V%	W%	Pb%	Sn%	N%	B%
Résultat	0.198	0.003	0.005	0.00	0.01	0.000	0.009	0.000	0.001
Ref. MIN	----	----	----	----	----	----	----	----	----
Ref. MAX	----	----	----	----	----	----	----	----	----
	As%	Bi%	Ca%	Ce%	La%	Nb%	Sb%	Ta%	Te%
Résultat	0.000	0.000	0.001	0.017	0.002	0.003	0.000	0.000	0.011
Ref. MIN	----	----	----	----	----	----	----	----	----
Ref. MAX	----	----	----	----	----	----	----	----	----
	Zr%	Fe%							
Résultat	0.000	98.051							
Ref. MIN	----	----							
Ref. MAX	----	----							

## Annexe B.2 : Composition chimique de l'acier ER8

La composition chimique de l'acier ER8 selon la norme UIC.

	En %										
ER8	C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	Ni	V	Cr+Mo+Ni
	≤0.56	≤0.40	≤0.80	≤0.020	≤0.015	≤0.30	≤0.30	≤0.08	≤0.30	≤0.06	≤0.50

## Annexe C

## Annexe C.1 : Test de dureté

On a effectué d'abord un test de dureté sur la face interne de la jante de l'échantillon endommagé.

D'après le laboratoire, le test confirme la présence d'une zone très dure caractérisée par la tache blanche dans le scotch (Figure II.c) qui est plus importante que la noire (moins dure), en descendant de la table de roulement vers le cœur.

En mesurant cette dureté en profondeur, ils ont trouvé une valeur très élevée (534 Hv) au lieu d'être moins de 274 HB.

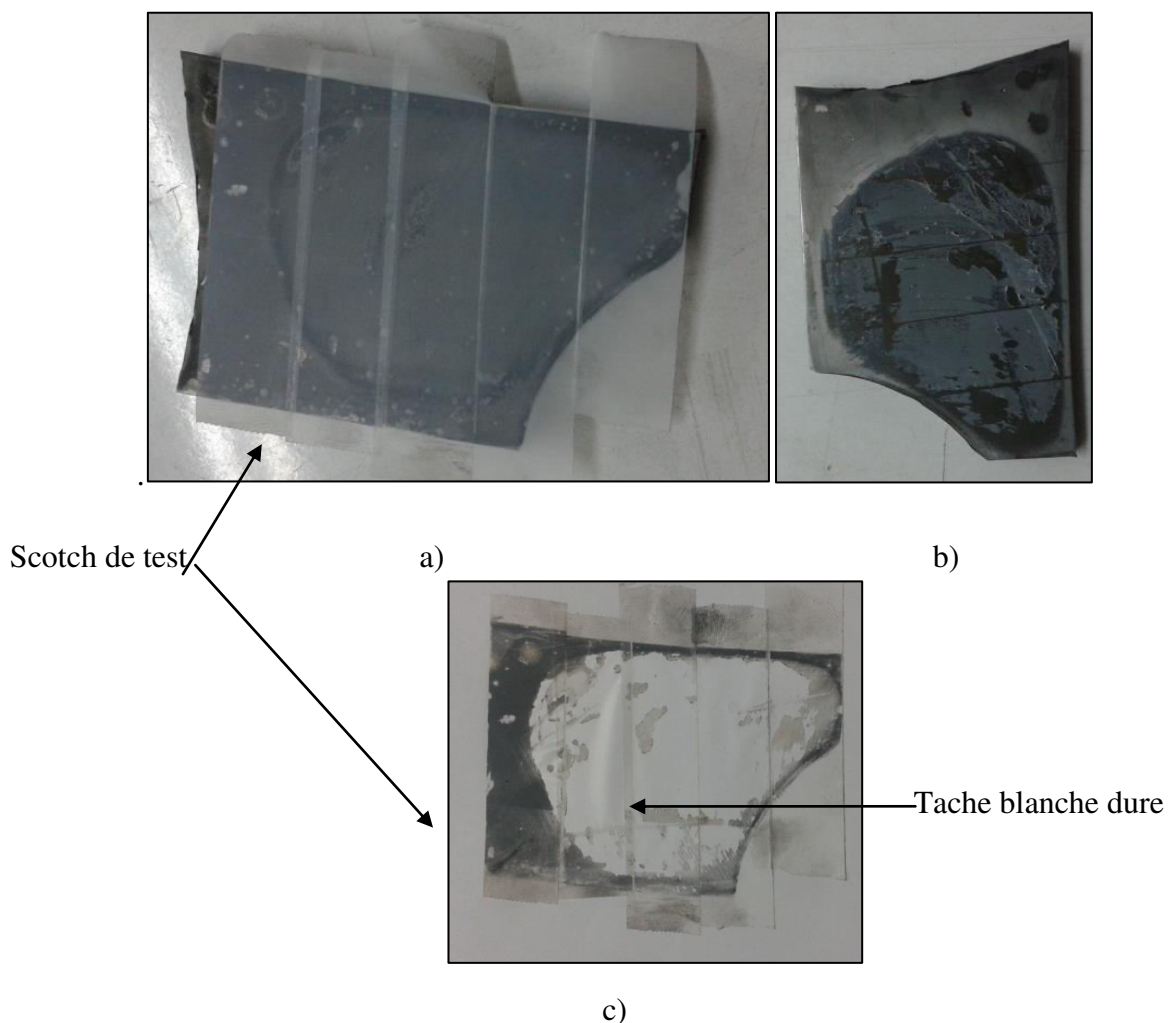


Figure II : Test de dureté à l'aide d'un scotch témoin : a) application du scotch en surface, b) enlèvement du scotch, c) tache révélée

## Annexe C.2 : Profil de dureté

Le profil de dureté est effectué sur une machine universelle de dureté (voir la photo)

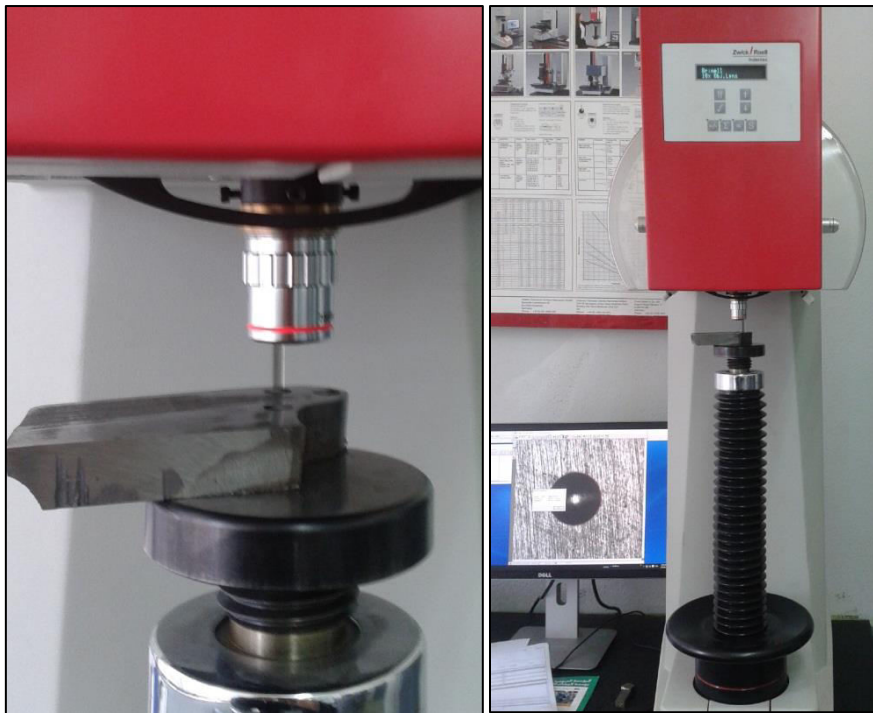

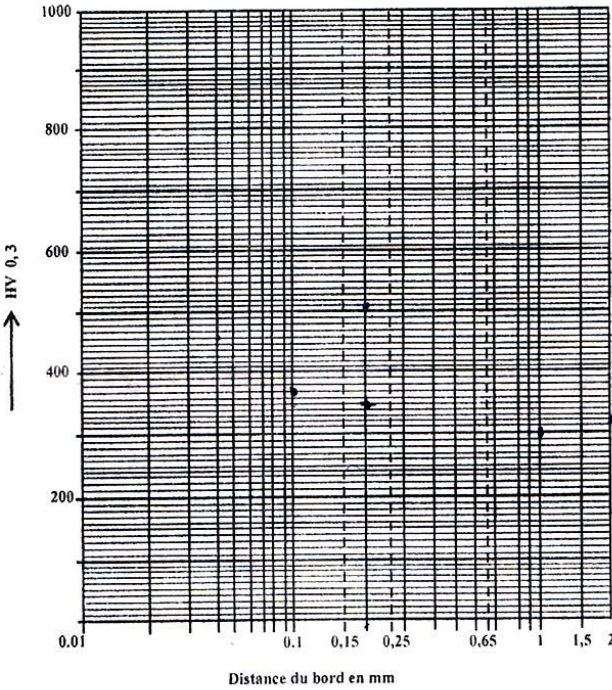



Figure III : Exemple d'une mesure de l'échantillon neuf : empreinte du pénétrateur en bille.

Les résultats du profil de dureté de l'échantillon endommagé sont donnés au tableau des mesures suivant :

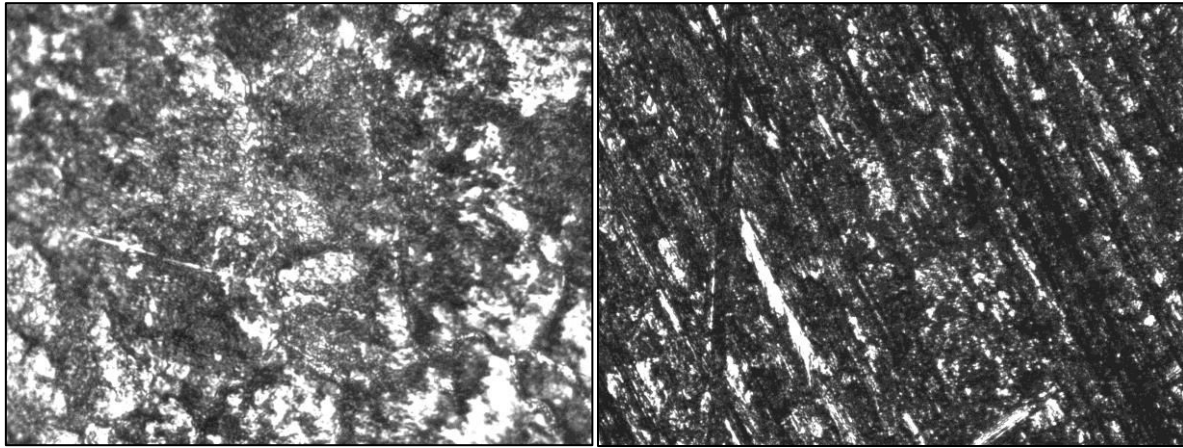


Annexe C.3

	<b>RESULTATS DES TRAITEMENTS THERMIQUES</b> <b>NITRURATION</b>	<b>CONTROLE</b> <b>TRAIT. THERMIQUES</b>																																		
Désignation <i>Fonte de Roue</i>	N° Dessin	Matière																																		
N° Enregistrement du laboratoire de métallographie	N° Commande	N° Charge initiale																																		
<b>DONNEES DES TRAITEMENTS THERMIQUES</b>																																				
Prescription de nitruration N° .....		Eprouvette N° .....																																		
Temps du traitement ..... mn																																				
Charge N° .....																																				
Traité le .....																																				
Courbe de la trempe HK / HV 0,3																																				
		Distance du point Contrôle du bord mm HK / HV 0,3																																		
		<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>mm</th> <th>HK / HV 0,3</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0,03</td><td>365</td></tr> <tr><td>0,06</td><td>360</td></tr> <tr><td>0,10</td><td>360</td></tr> <tr><td>0,15</td><td></td></tr> <tr><td>0,20</td><td>358</td></tr> <tr><td>0,25</td><td></td></tr> <tr><td>0,30</td><td>361</td></tr> <tr><td>0,40</td><td></td></tr> <tr><td>0,50</td><td>361</td></tr> <tr><td>0,60</td><td></td></tr> <tr><td>0,65</td><td></td></tr> <tr><td>0,70</td><td></td></tr> <tr><td>0,80</td><td></td></tr> <tr><td>1,0</td><td>354</td></tr> <tr><td>1,5</td><td></td></tr> <tr><td>2</td><td>365</td></tr> </tbody> </table>	mm	HK / HV 0,3	0,03	365	0,06	360	0,10	360	0,15		0,20	358	0,25		0,30	361	0,40		0,50	361	0,60		0,65		0,70		0,80		1,0	354	1,5		2	365
mm	HK / HV 0,3																																			
0,03	365																																			
0,06	360																																			
0,10	360																																			
0,15																																				
0,20	358																																			
0,25																																				
0,30	361																																			
0,40																																				
0,50	361																																			
0,60																																				
0,65																																				
0,70																																				
0,80																																				
1,0	354																																			
1,5																																				
2	365																																			
<b>RESULTAT DU CONTROLE</b>																																				
Dureté superficielle doit être de ..... HV		est ..... HV																																		
Dureté du noyau doit être de ..... kp/mm <sup>2</sup>		est ..... <i>524 HV</i> ..... kp/mm <sup>2</sup>																																		
Profondeur de la zone de diffusion doit être de ..... mm		est ..... mm																																		
Profondeur de la zone de liaison doit être de ..... mm		est ..... mm																																		
Sans porosité		<input type="checkbox"/> Oui <input checked="" type="checkbox"/> Non																																		
Vérifié par <i>A. Bastand</i>	Date <i>25.02.18</i>	Décision contrôle traitements thermiques 																																		

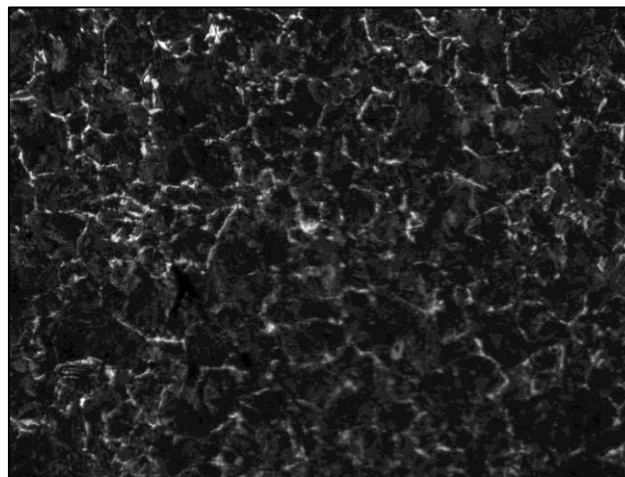
Annexe D

Annexe D.1 : Analyse métallographique de la jante de la roue de l'atorail.



a)

b)



c)

Figure IV: Structure de l'échantillon endommagé et neuf : a) boudin, b) table de roulement et le cœur c) structure x100

b- Structure en bandes dû à un mauvais traitement de normalisation après forgeage.

### Annexe D.2

#### Résultats de l'analyse:

- Les analyses macrographiques ont démontré la présence des dommages très importants sur la surface de contact roue ferroviaire – rail appelé surface d'adhérence.
- Un échantillon a été prélevé de la zone d'adhérence pour effectuer des analyses micrographiques.

Ces analyses ont démontré la présence de deux zones.

- La 1<sup>ere</sup> zone: zone du métal de base avec une structure perlito-ferritique.
- La 2<sup>eme</sup> zone: Zone mince localisée avec une structure martensitique non revenue.

La présence de la martensite non revenue localisée est due à un échauffement excessif localisé suivi d'un refroidissement brusque.

- La filiation de la micro-dureté nous a confirmé la présence d'une zone localisée de martensite non revenue (63 HRC).
- L'analyse chimique de l'échantillon démontré que l'acier utilisé pour la fabrication des roues ferroviaires est un acier au carbone de nuance ER8 .
- L'influence de la nuance d'aciers ER8 a été étudiée dans cet analyse. La méthode de dimensionnement adoptée permet de prendre en compte les sollicitations locales via la géométrie réelle du contact roue/rail, le comportement inélastique du matériau de la roue (acier) a intégré un critère de fatigue. L'étude a été centrée sur le choix du traitement, de sa limite d'adaptation, de sa résistance en fatigue et l'estimation de la durée de vie moyenne. Les résultats ont montré que la nuance ER8 ne convient pas aux conditions citées ci-dessus.

D'après cette étude on a pu tirer les conclusions suivantes:

1. D'après les images tirées dans l'analyse métallographique (Figure IV.b), on voit clairement que la roue possède une structure en bande dû à un mauvais traitement de normalisation après forgeage.
2. La présence d'une zone fine localisée de martensite non revenue. La présence de cette phase est due à un échauffement localisé à l'intérieur de la jante probablement due à un traitement thermique mal fait pendant la phase de fabrication (parce que la surface analysée est en dessous de la table de roulement). Pendant le roulement la roue s'échauffe encore sous l'effet de frottement, suivi par glissement de la surface de contact entre la



roue ferroviaire et le rail lors du freinage, après d'un refroidissement brusque localise (par exemple) ce qui entraine la transformation de la phase austénite en martensite de trempe. La présence de cette phase martensitique localisée, dure et fragile sur la roue entraine une hétérogénéité de structure de la roue et l'apparition des contraintes internes. La présence des contraintes internes entraine la formation et la propagation des petites fissures entre les deux zones avec le temps. La propagation de ces fissures va engendrer la formation des écailles ce qui entraine l'endommagement des roues ferroviaires.

3. -Il est recommandé d'utiliser la nuance 50CrMo4 car elle présente des propriétés mécaniques meilleures après un traitement thermique d'amélioration par rapport aux aciers au carbone ER8

## Résumé

Le travail présenté dans cette thèse met en évidence l'influence des singularités géométriques sur le comportement mécanique du couple roue-rail. Avec l'augmentation des charges transportées par essieu, des vitesses de circulation et l'état des voies, l'endommagement des roues est très sollicité, conduisant à des accidents plus ou moins graves. L'outil utilisé est le logiciel ANSYS s'appuyant sur la modélisation numérique par la méthode des éléments finis. L'objectif de cette thèse est de développer une approche complète d'une analyse dynamique des roues de l'autorail et du couple roue-rail en contact, permettant de prendre en compte les sollicitations locales à partir de la géométrie réelle du contact roue-rail, le comportement élastique du matériau de la roue et du rail (acier) et les conditions d'exploitation (charge sur la roue et vitesse). La démarche numérique proposée est sur deux volets. Dans le premier volet, une analyse statique a été réalisée, ayant pour but de modéliser le comportement mécanique d'une roue possédant différentes formes de défauts géométriques sur la table de roulement (forme circulaire, forme elliptique et forme quelconque, et une roue parfaite), et du couple roue-rail en contact. Dans le deuxième volet, le problème dynamique du contact roue-rail est résolu en utilisant le schéma d'intégration temporelle implicite. Le modèle 3D développé, n'a pris en compte que le comportement élastique des corps en contact, en présence du défaut géométrique. Cependant le problème central dans la dynamique du couple en contact, est résolu par des méthodes simplifiées s'appuyant sur les théories de Hertz et de Kalker implémentées dans la majorité des codes de calculs par éléments finis. Ainsi, en fin de cette étude, une étude comparative, par analyse modale simple, entre les fréquences propres de la roue avec et sans défaut a été proposée, afin de vérifier la réponse vibratoire propre de celles-ci, et de comprendre exactement comment les vibrations risquent de produire des réactions mineures ou catastrophiques. Cependant, les différents résultats ont été validés par un calcul analytique basé sur la théorie de hertz et par quelques travaux dans la littérature.

**Mots clés :** Contact roulant, contact roue-rail, modélisation numérique, défauts géométriques, analyse modale, analyse dynamique, éléments finis.

## Abstract:

The work presented in this thesis highlights the influence of geometrical singularities on the mechanical behavior of wheel-rail torque. With the increase in the loads transported by axles, the traffic speeds and the state of the tracks, the damage of the wheels is very solicited, leading to more or less serious accidents. The tool used is the ANSYS software based on numerical modeling using the finite element method. The objective of this thesis has been to develop a complete approach to a dynamic analysis of the wheels of the railcar and the wheel-rail pair in contact, allowing to take into account the local demands from the real geometry of the contact wheel-rail, the elastic behavior of the wheel material and the rail (steel) and the operating conditions (load on the wheel and speed). The proposed digital approach deals with two main parts. In the first part, a static analysis was carried out, aiming to model the mechanical behavior of a wheel with different forms of geometrical defects on the tread (circular shape, elliptical shape and any shape, and a perfect wheel), and the wheel-rail pair in contact. In the second part, the dynamic problem of the wheel-rail contact is solved by using the implicit temporal integration scheme. The 3D model developed takes into account only the elastic behavior of the bodies in contact, in the presence of the geometrical defect. However, the central problem in the dynamics of the couple in contact is solved by simplified methods based on the Hertz and Kalker theories implemented in the majority of finite element calculation codes. Finally, a comparative study using a simple modal analysis between the own frequencies of the wheel with and without defect has been proposed. In order to check the vibratory response of these, and to understand exactly how the vibrations may produce minor or catastrophic reactions. However, the different results were validated by an analytical calculation based on the Hertz theory and by some works in the literature.

**Keywords:** Rolling contact, wheel-rail contact, numerical modeling, geometrical defects, modal analysis, dynamic analysis, finite elements.

## ملخص

يسلط العمل المقدم في هذه الرسالة الضوء على تأثير العيوب الهندسية على السلوك الميكانيكي للزوج العجلة والسكة الحديدية. ومع الزيادة في الأحمال المنقولة بواسطة المحاور، سرعات المرور وحالة المسارات، يلحق ذلك الضرر بالعجلات، مما يؤدي إلى حوادث أكثر أو أقل خطورة. الأداة المستخدمة هي برنامج انيسيس المعتمد على الهدف من هذه الأطروحة هو تطوير مقارنة كاملة لتحليل ديناميكي لعجلات عربة القطار والزوج أثناء الالتماس، النمذجة العددية باستخدام طريقة العناصر المحدودة. مما يسمح بمراعاة الاجهادات الموضوعية من خلال الشكل الهندسي الحقيقي للعجلة والسكك الحديدية، والسلوك المرن لمواد العجلة والسكك الحديدية (الفولاذ) وظروف النهج الرقمي المقترح ذو شقين. في الجزء الأول، تم إجراء تحليل السكون، يهدف إلى نمذجة السلوك الميكانيكي للعجلة بأشكال التشغيل (الحمل على العجلة والسرعة). في الجزء الثاني، تم مختلفة من العيوب الهندسية على المداس (شكل دائري، شكل بيضاوي شكل عشوائي وعجلة مثالية)، والزوج عجلة - قضيب السكة أثناء الالتماس. 3، أخذ بعين الاعتبار السلوك المرن فقط للأجسام الملتصقة، في D النموذج. حل المشكلة الديناميكية للالتماس عجلة-سكة حديد باستخدام نظام التكامل الزمني الضمني وجود عيب هندسي. ومع ذلك، تم حل المشكلة المركزية في ديناميكيات الزوجين الملتصق، باستخدام طرق مبسطة مبنية على نظريات هيرتز وكالكير المطبقة في معظم البرامج المعتمدة على العناصر المحدودة. في نهاية الدراسة، تم اقتراح دراسة مقارنة عن طريق تحليل نمطي بسيط بين حالات التردد الذاتي للعجلة يعيب أو بدونه، من أجل التحقق من الاستجابة الاهتزازية الخاصة بهم وفهم كيف يمكن للاهتزازات أن تحدث تفاعلات بسيطة أو كارثية. بالإضافة إلى ذلك، فقد تم التحقق من النتائج المختلفة من خلال حساب تحليلي قائم على نظرية هيرتز وبعض الأبحاث العلمية.

**الكلمات المفتاحية:** الالتماس الدوراني، التماس عجلة-سكة، النمذجة العددية، العيوب الهندسية، تحليل الوسائط، التحليل الديناميكي، العناصر المحدودة.