

N°.d'ordre: .../.../2010
Série :.../GM/2010



MEMOIRE

Pour l'obtention du diplôme de Magister en Génie Mécanique

OPTION : MECANIQUE AVANCEE

«Conception Intégrée des Systèmes Mécaniques et Applications Industrielles»

Intitulé :

Modélisation du comportement à la fatigue d'une roue de train ferroviaire

Réalisé Par :

Latifa BOUSSALIA

Soutenue le :

JURY

Président :	Mr. Ahmed BELLAOUAR	Prof. Université MENTOURI Constantine
Rapporteur:	Mr. Mohamed BENIDIR	MC. Université MENTOURI Constantine
Examineur :	Mr. Rachid CHAIB	MC. Université MENTOURI Constantine
Examineur :	Me. Zohra LABED	MC. Université MENTOURI Constantine

.....2010.

Remerciement

Je remercie tout d'abord le bon dieu le tout puissant qui nous éclaire le bon chemin.

Je remercie mon encadreur Mr BENIDIR Mohamed Maître de conférences au département de génie mécanique à l'université Mentouri de Constantine pour son aide et ces précieux conseils.

Je remercie aussi vivement et chaleureusement Monsieur Ahmed BELLAOUAR Professeur au département de génie mécanique à l'Université Mentouri - Constantine pour son aide et ses conseils qui ont contribué à la réalisation de ce travail.

Je tiens à remercier vivement Mme Zohra LABED, maitres de conférences au département de génie mécanique, pour avoir accepté d'évaluer mon travail et m'avoir honoré de sa participation au jury.

Je tiens à remercier aussi Mr CHAIB Rachid maitre de conférence au département science et technique université de Constantine pour tes ces conseils précieux tout le long de notre préparation du mémoire et aussi durant l'année théorique et aussi de m'avoir honorer de sa participation au jury.

Je remercie infiniment aussi tout le personnel de l'atelier du chemin de fer qui m'ont bien accueillis et faciliter la tache et plus particulièrement Mr BAIBECHE Ahmed chef de service et Mme OUGAB Salima.

Sans oublier d'exprimer mes chaleureux remerciements à Mrs Abdelkader ZIADI maitre de conférence à l'institut des Sciences et de la Technologie du centre universitaire d'Ain T'émouchent et Mr BOUHASSOUNE Azzedine maitre assistant au département d'anglais du centre universitaire de Ain t'émouchent aussi pour leurs aides et conseils pendant 18 mois.

Sans oublier de remercier aussi mes collègues de la promotion AZZAM Nourredine et GUERDOUH Fouad pour leur aides

A tout qui m'ont aidé de près ou de loin je tiens à exprimer mes sincères remerciements

Dédicace

Je dédie ce modeste travail tout d'abord à mes très chers parents qui m'ont encouragé et éclairé le chemin en me donnant la main et douaa tout le long de mes années d'étude.

<Que dieu me les gardes>

A mon frère Mourad aux U.S.A , sa femme Hakima et ses deux petits fils.

A mon frère Salah Eddine .

A ma sœur Fatima et mon beau frère abdelwaheb.

A ma tante Malika

A tous mes amis et collègues de l'INSFP EL-KHROUB.

A mes amis de l'ingéniorat surtout Sabrina.

A mes amies intimes Rachida et Farida.

Et tous ceux que je connais.

Résumé :

L'étude présentée dans ce mémoire traite le comportement mécanique d'une roue ferroviaire sous chargement statique sous diverses sollicitations. Le but est de mettre en évidence les différents états de contraintes et de déformations responsables des dégradations du couple roue/rail. La modélisation est appliquée dans trois cas de chargement à savoir :

- 1. Ligne droite*
- 2. En courbe*
- 3. Contre courbe*

Le contact roue/rail a fait l'objet d'une étude détaillée. Le modèle géométrique a été créé sur logiciel solid Works et par modélisation sur ANSYS. La méthode numérique appliquée dans cette étude est celle des éléments finis. Les résultats obtenus sous forme de solution nodale montrent de façon très détaillée les zones qui sont le siège de concentration de contraintes, de déformations et de déplacements. La surface de contact roue/rail (ou éléments de contact) est caractérisée par une pression de contact, d'adhérence et de jeux. L'étude montre également l'état de fatigue de la roue, caractérisé par la durée de vie, le coefficient de sécurité et la courbe de sensibilité relatif au cas d'un chargement statique en ligne droite. Les résultats de cette étude permettent également de définir une stratégie de maintenance. Certains de nos résultats ont été validés à ceux obtenus par d'autres chercheurs.

Mots clés : modélisation, comportement mécanique, roue, rail, fatigue, dégradation.

Abstract

The study presented in this work deals with the mechanical behavior of a railway wheel under static loading under various stresses. The goal is to highlight the various stress and strain states responsible for degradations of the couple wheel/rail. The Model is applied in three cases of loading are:

- 1. Straight line*
- 2. In curve*
- 3. Counter curve*

The wheel/rail contact has been the subject of a detailed study. The geometrical model was created on solid works software and by modeling on ANSYS. The numerical method applied in this study is that of the finite elements. The results obtained in the form of nodal solution show in a very detailed way the zones which are the seat of stress concentration, deformations and displacements. The surface of contact wheel/rail (or elements of contact) is characterized by a contact pressure, of adherence and plays. The study also shows the fatigue of the wheel, characterized by the lifespan, the safety coefficient and the curve of sensitivity relating to the case of a static loading in straight line. The results of this study also make it possible to define a strategy of maintenance. Some of the work results are in good agreement with those obtained by other researchers.

Key words: modeling, mechanical behavior, wheel, rail, fatigue, degradation.

ملخص:

الدراسة المقدمة في هذه المذكرة تتناول موضوع السلوك الميكانيكي لعجلة السكة الحديدية محملة تحميلا استاتيكية وتحت تأثير إجهادات مختلفة. والهدف من ذلك هو تسليط الضوء في مواقع مختلفة من الإجهادات والتشوهات المسؤولة عن تدهور الزوج عجلة/سكة. هذا النموذج قد تم تطبيقه في ثلاث حالات من أنواع التحميل هي:

1. سكة مستقيمة

2. في منحنى

3. و منحنى معاكس.

إن التماس عجلة/سكة كان موضوعا لدراسة تفصيلية. نموذج هندسي تم إنشاؤه على برنامج solid works والنمذجة على برنامج Ansys. الطريقة العددية المطبقة في هذه الدراسة هي طريقة العناصر المحددة. النتائج المحصل عليها باعتبارها عقدة الحل في إظهار قدر كبير من التفصيل في المناطق التي هي موضع التركيز والإجهادات، التشوهات و التنقلات. إن سطح التماس عجلة/سكة (أو عناصر التماس) يتميز بضغط التماس، والتصاق وخلوص. وأظهرت الدراسة أيضا حالة تعب العجلة، وتميزت بعمرها، معامل الأمان ومنحنى الحساسية النسبية لحالة تحميل ثابت في خط مستقيم. ونتائج هذه الدراسة تساعد أيضا على تحديد إستراتيجية للصيانة. بعض النتائج تم التحقق من صحتها مقارنة مع تلك التي تم الحصول عليها من قبل الباحثين الآخرين.

الكلمات الرئيسية: النمذجة، السلوك الميكانيكي ، العجلة ، السكة الحديدية ،التعب، والتدهور

Table des matières

Résumé	v
Abstract.....	vi
:ملخص.....	vii
Table des matières	viii
Table des Figures.....	xii
Chapitre I : Revue bibliographique	1
I.1 Introduction Générale	2
I.2 Revue bibliographique :.....	2
Chapitre II : Procédé de mise en forme des roues ferroviaires.....	15
II.1 Introduction :.....	16
II.1.1 Les fonctions de la roue de train :.....	17
II.1.2 Ecartement des roues	17
II.1.3 Montage des roues	18
II.1.4 Profils des toiles de roues	18
II.1.5 Profils de la table de roulement	19
II.1.6 Epaisseur de la jante	20
II.1.7 Les classes	21
II.2 Fabriquer une roue ferroviaire	21
II.2.1 Forge par estampage.....	21
II.2.1.1 Quantification de la déformation.....	22
II.2.2 Elaboration des roues du train	22
II.2.2.1 Avantages de l'estampage.....	24
II.2.2.2 Inconvénients de l'estampage	24
II.2.3 Marquage	25

Chapitre III : Conditions de chargement et aspects de dégradation de la roue ferroviaire.....	26
III.1 Introduction	27
III.2 La dégradation de la roue	28
III.3 Avaries de la roue.....	28
III.3.1 Rayure rainure :	29
III.3.2 Méplat.....	29
III.3.3 Table de roulement avec apport de métal.....	29
III.3.4 Table de roulement avec déplacement de métal.....	30
III.3.5 Écaillage –cavité.....	30
III.3.6 Exfoliation	31
III.3.7 Point chaud :	31
III.3.8 Peau de crapaud – Gerçures –Excoriation.....	32
III.3.9 Toile fissurée :	32
III.3.10 Criques thermiques :	32
III.3.11 Caractérisation du matériau :	33
III.4 Règles de dimensionnement des roues actuellement :	34
III.4.1 Méthode UIC : [14]	34
III.4.2 Chargement conventionnel :.....	35
III.4.3 Calcul des contraintes :.....	35
III.5 Le contact roue – rail.....	36
III.5.1 Considérations géométriques fondamentales	36
III.5.2 Les différentes théories du contact roue-rail :	37
III.5.3 Conséquences mécaniques de ces lois :.....	37
III.6 La fatigue de la roue ferroviaire.....	38
III.6.1 Généralités sur la fatigue :	39
III.6.2 Différents domaines de la fatigue :.....	40
III.6.3 Calcul de La fatigue.....	41

III.6.4	Classification des sollicitations	42
III.6.5	La forme de la charge cyclique.....	42
III.6.5.1	Diagramme d'endurance.....	43
Chapitre IV : Modèle mathématique et Modélisation numérique du couple roue/rail.....		45
IV.1	Introduction	46
IV.1.1	Plates formes ou environnements.....	48
IV.2	Méthode des éléments finis	48
IV.2.1	Choix du maillage.....	49
IV.2.1.1	SOLID45 3-D structurels solides:.....	51
IV.2.1.2	Eléments de contact (CONTACT174).....	52
IV.2.1.3	TARGE170.....	52
IV.3	Modèle mathématique	53
IV.3.1	Loi de comportement mécanique de la roue en statique	53
IV.3.1.1	L'élasticité en 3D	53
IV.3.2	Le contact roue rail.....	56
IV.3.2.1	La loi de frottement.....	57
IV.3.2.1.1	Loi de TRESCA et loi de COULOMB.....	58
Chapitre V : Résultats et discussions.....		61
V.1	Résultats de la roue	62
V.1.1	1 ^{er} cas : roue en alignement	62
V.1.2	Cas 2 : dans une courbe et contre courbe	69
V.2	Résultats du contact roue - rail	76
V.2.1	1 ^{er} cas : contact roue rail en alignement	76
V.2.2	2eme cas : Dans une courbe et contre courbe.....	80
V.2.3	Résultats des éléments en contact (Contact174 et Target170)	86
V.2.4	Maillage raffiné au niveau du contact en contre courbe.....	89
V.3	Résultats de la fatigue	92

V.3.1 Fatigue statique.....	92
Conclusion et perspectives	97
Références	99
Annexes	103

Table des Figures

Figure I-1 Principe de la solution par joncs métalliques	5
Figure I-2: Interpénétration géométrique d'une roue dans un rail en Hertzien (a) et non Hertzien (b) théorie ansys (E)	12
Figure I-3: contact roue-rail.....	13
Figure I-4: la courbe S-N du chargement uniaxial et de torsion	13
Figure II-1: roue historique.....	16
Figure II-2: les différentes parties de la roue.....	17
Figure II-3: écartement des roues.	18
FFigure II-4: montage des roues avec axes.	18
Figure II-5: différents profils de la roue.	19
Figure II-6: roue vec boudin usé.....	20
Figure II-7: les épaisseurs de la jante de la roue.....	21
Figure II-8: quantification de la déformation.	22
Figure II-9: Les étapes de fabrication de la roue	23
Figure II-10: cycle de traitement thermique appliqué à la roue (a), microstructure observée dans la toile (b) et comportement mécanique en traction simple dans la toile et la jante (c) ..	24
Figure II-11 des usinages supplémentaires sur les roues	25
Figure II-12: marquage de la roue	25
Figure III-1: : différents types de sollicitations externes appliquées à la roue	28
Figure III-2: méplat sur la table de roulement.....	29
Figure III-3: apport de métal sur la table de roulement.....	29
Figure III-4: écaillage d'une roue et fissures amorcées à la surface de contact d'une roue.....	30
Figure III-5: apport de métal sur la table de roulement.....	31
Figure III-6: toile fissurée.....	32
Figure III-7: rupture de la toile.....	33
Figure III-8: les trois cas de charge conventionnel (alignement ,courbe, contre-courbe).	35
Figure III-9: ensemble roue rai en contact (champignon et table de roulement)	36
Figure III-10: surface de rupture par fatigue d'une roue de train, vue macro	39
Figure III-11: Fissuration parallèle à la table de roulement ayant conduit à la perte d'un secteur de roue.....	39

Figure III-12: Endommagement par fatigue.....	40
Figure III-13 Cycles de fatigue mécanique (fatigue oligocyclique).....	41
Figure III-14: Les trois domaines d'endurance	41
Figure III-15: Classification des sollicitations.....	42
Figure III-16: chargement d'une éprouvette de fatigue à contrainte imposée.....	43
Figure III-17: Diagramme d'endurance et courbe de Wöhler	44
Figure IV-1: modèle géométrique (roue).....	46
Figure IV-2: introduction du plan du rail dans l'interface du logiciel.....	47
Figure IV-3: le rail après extrusion.....	47
Figure IV-4: assemblage entre les deux solides	47
Figure IV-5: élément le plus fréquemment utilisés	49
Figure IV-6: exemple de maillage 3D de la roue	49
Figure IV-7: différents éléments volumique	50
Figure IV-8: l'élément solid 45	52
Figure IV-9: a) Maillage compatible sur l'interface, b) incompatible sur l'interface	52
Figure IV-10: l'élément cible TARGET170	53
Figure IV-11: vecteur contrainte sur les facettes ijk en M partagées partagées	54
Figure IV-12: Déformation dans un solide.....	54
Figure IV-13: Organigramme : relation entre déplacement, déformation et contrainte.....	54
Figure IV-14: forme de contact de hertz en statique	56
Figure IV-15: lois de frottement (a- loi de TRESCA b- loi de coulomb)	58
Figure IV-16: cône de coulomb (a- en 2D b- en 3D)	59
Figure IV-17: cône de frottement pour le contact roue rail (adhérence si $R=F+P$ est à l'intérieur du cône)	59
Figure IV-18: surface de contact roue/rail modélisé comme une infinité de contact ponctuels	60
Figure V-1: modèle géométrique (a : roue maillée ; c : état de sollicitation ; b-maillage raffiné et d- état de chargement après raffinage).....	62
Figure V-2: déplacement suivant X et Y (a et c: maillages grossiers ; b et d : maillages raffinés).....	63
Figure V-3: le déplacement Uz radial (a et c : maillage grossier ; b et d :maillage raffiné) ..	64
Figure V-4: déplacement Uz latéral (a ,b : maillage grossier de la roue c,d : maillage raffiné)	65
Figure V-5: Zoom sur Seqv max (a : maillage grossier et b : maillage raffiné).....	65

Figure V-6: la contrainte équivalente de Von mises (a ; c : maillage grossier et b, d : maillage raffiné)	66
Figure V-7: résultats de la contrainte S_x (a et c : maillage grossier ; b et d : maillage raffiné) .	67
Figure V-8: résultats de la contrainte S_y (a et c : maillage grossier ; b et d : maillage raffiné) .	68
Figure V-9: résultats de la contrainte S_z (a et c : maillage grossier ; b et d : maillage raffiné) .	68
Figure V-10: résultats de la déformation totale (a et c : maillage grossier ; b et d : maillage raffiné)	69
Figure V-11: modèles géométriques et chargements : (a et c : chargement en courbe, b et d : chargement en contre courbe).....	70
Figure V-12: Orientation du vecteur de déplacement total: (a et b : en courbe ; b et d : en contre courbe).....	71
Figure V-13: évolution de la contrainte en courbe et contre courbe	72
Figure V-14: résultats du déplacement radial U_x : (a et c : en courbe ; b et d : en contre courbe)	72
Figure V-15: résultats du déplacement latéral U_x : (a et b : en courbe ; c et d : en contre courbe)	73
Figure V-16: déplacements suivant y et z ; a,b) : structures déformées en courbe, c,d: structures déformées en contre courbe).....	74
Figure V-17: résultats de la contrainte S_x (a et c : en courbe b et d : en contre courbe).....	74
Figure V-18: la contrainte S_y (a et c : en courbe b et d : en contre courbe).....	75
Figure V-19: la contrainte S_z (a et c : en courbe ; c et d : en contre courbe)	76
Figure V-20: la comparaison entre les trois contraintes S_x, S_y, S_z : a) en courbe et b) en contre courbe	76
Figure V-21: modèle géométrique et chargements.....	77
Figure V-22: déplacement total (a déplacement structure déformée -, b- Orientation vecteur)	77
Figure V-23: les déplacements nodaux suivant X, Y ,Z (a, c et e : structures déformées ; b ; d et f :les solutions nodales ; g : comparaison entre U_x, U_y et U_z)	79
Figure V-24: l'élément de contact (surface d'épaisseur nulle autour de la roue).....	79
Figure V-25: les solutions de l'élément de contact (a et d : le jeu de contact,b et e : la pression de contact ; c et f : le statut de contact)	80
Figure V-26: les modèles géométriques du contact et l'état de chargement (a, c : en courbe et b, d : en contre courbe)	80

Figure V-27: les déplacements nodaux suivant X (a et c : en courbe ; b et d : en contre courbe).....	81
Figure V-28: les déplacements nodaux suivant Y (a et c : en courbe ; b et d : en contre courbe)	82
Figure V-29: les déplacements nodaux suivant Z (a et c : en courbe ; b et d : en contre courbe).....	82
Figure V-30: orientation du vecteur de déplacement (a : en courbe ; b : en contre courbe). ...	83
Figure V-31: la contrainte de Von mises (a et c :en courbe ; b et d : en contre courbe)	84
Figure V-32: les contraintes S_x (a et c : en courbe ; b et d : en contre courbe).....	84
Figure V-33: les contraintes s_y (a et c : en courbe ; b et d : en contre courbe)	85
Figure V-34: les contraintes s_z (a et c : en courbe ; b et d : en contre courbe)	86
Figure V-35:les éléments de contact (a : en courbe et b : en contre courbe).....	86
Figure V-36: les statut de contact (a.c : en courbe et b.d : en contre courbe)	87
Figure V-37: les pressions de contact (a et c en courbe ; b et d en contre courbe)	88
Figure V-38: le jeu de contact (a et c en courbe ; b et d en contre courbe).....	88
Figure V-39: raffinage dans la zone du contact en contre courbe.	89
Figure V-40: les déplacements suivant X, Y et Z dans la zone de contact (a, b : U_x ; c ,d : U_y et e,f : U_z).....	90
Figure V-41: la contrainte de von mises (a, c :solution avant raffinage ,b, d : solution après raffinage et e,f : solution en élément après raffinage)	91
Figure V-42: modèle géométrique et chargements en fatigue.....	92
Figure V-43: la charge constante.....	93
Figure V-44: 1 ^{er} type d'amplitude de chargement cyclique	93
Figure V-45: résultats fatigue (a : la contrainte équivalent , b : le coefficient de sécurité , c : la durée de vie ; d : l'indicateur de biaxialité et e : la sensibilité)	94
Figure V-46: la charge constante.....	95
Figure V-47: meme type de chargement avec grande amplitude	95
Figure V-48: les résultats de la fatigue (a :la contrainte equivalente b :coefficient de sécurité ; c : la durée de vie ; d :la courbe d'endurance ; e : l'indicateur de biaxialité et f : la sensibilité)	96

Chapitre I :

Revue

bibliographique

I.1 Introduction Générale

Comme tous les solides devant assurer une liaison par contact, les roues et les rails ferroviaires sont affectés par des dégradations telles que l'usure et la fatigue. Dans un premier temps, on s'intéresse à l'étude et la modélisation du comportement mécanique des roues et de rails qui nous montrent l'influence de ces dégradations en particulier sur la stabilité des véhicules, donc le confort et la sécurité. Nous exposons notre modèle de simulation numérique sur le comportement mécanique de la roue et le contact roue rail dans trois cas de chargement en alignement, en courbe et en contre courbe. Les différents travaux sur le couple roue-rail font état de deux approches :

1. Approche statique
2. Approche dynamique

Dans notre travail, seule la première approche a été considérée. La démarche consiste à modéliser dans un premier lieu la roue seule et ensuite on considère le couple en contact. Le comportement est décrit par des états de contrainte et de déplacement. Le contact roue –rail a fait l'objet d'un traitement particulier où on a déterminé les paramètres essentiels tel que la pression, le jeu et le statut (adhérence et glissement). La méthode des éléments finis a été appliquée tel qu'elle est implémentée dans le logiciel Ansys

La dernière partie est consacrée à la fatigue de la roue. Une première phase, basée sur l'étude des efforts de dans la zone du contact dus au comportement dans une ligne droite de certains véhicules ferroviaires, nous permet d'isoler les caractéristiques du système véhicule-voie les plus contraignantes. Les résultats obtenus nous permettent de proposer des dispositions qui semblent appropriées à la lutte contre la dégradation des roues ferroviaires.

I.2 Revues bibliographiques :

TRANSYS et *al.*[1] Ont fait une recherche ayant pour objet d'étudier la faisabilité d'une méthode d'appréciation de la qualité d'une voie ferrée par la comparaison des forces au contact roue-rail calculées en temps réels avec les prévisions les concernant établies pour certains types de wagons circulant sur un tronçon de voie de qualité géométrique connue. Deux axes avaient été fixés à la recherche : calcul des forces verticales au contact roue-rail et prévision de l'apparition de défauts définis par le règlement.

Le volet calcul des forces au contact roue-rail de la recherche a consisté à utiliser un wagon charbonnier de 100 tonnes chargé dont le bogie avant était constitué de deux essieux instrumentés, grâce auquel ces forces ont pu être mesurées et enregistrées, et à les interfacer avec la qualité géométrique de la voie, établie grâce à une voiture d'auscultation attelée au wagon. L'analyse des données a mené à la sélection d'un modèle linéaire fréquentiel dont il a fallu modifier les valeurs de fréquence d'entrée afin que les valeurs de sortie soient adaptées aux valeurs observées. Les résultats obtenus du modèle modifié ont été encourageants. L'indice de la qualité que la méthode du wagon instrumenté permet d'obtenir et l'indice de la dégradation couramment utilisé ont donné des résultats très différents. La tentative faite pour valider un modèle non linéaire de prévision fonctionnant dans le domaine temporel, et pour le rendre apte à caractériser les réponses vibratoires n'a pas été couronnée de succès. Ils ont vu donc qu'il faudra procéder à d'autres essais dans des conditions contrôlées pour caractériser une fois pour toutes la réponse vibratoire de wagons autres que charbonniers.

Pour le volet prévision de l'apparition d'un défaut, ils ont lancé des campagnes de saisie de mesures de la qualité géométrique de certains tronçons de voie, dont ils ont varié la périodicité. L'analyse de l'information s'est concentrée sur l'évolution des défauts de nivellement transversal, notamment à l'égard des tronçons implantés dans des régions montagneuses, au circuit sinueux et réservés au transport du charbon, et à l'égard des tronçons où la périodicité des mesures était la plus courte. Les résultats analytiques montrent qu'il faudra donner priorité de maintenance aux tronçons où les défauts définis dans le règlement sont susceptibles de se manifester dans un délai de deux mois.

Franklin et *al.* [2] Ont fait la simulation de fatigue de contact roulant sur ordinateur ou ils ont développé des modèles de tel contact et ils sont basés sur la fatigue de la ductilité. Ils ont vu qu'un matériel malléable soumis au contact de roulement répété peut accumuler de très hauts niveaux de contrainte de cisaillement près de la surface de contact. Pour l'usage, le matériel est divisé en couches et chaque couche accumule la part de charge de contrainte de cisaillement sur l'effort à cette profondeur. Dans le travail présenté ici, les modèles sont améliorés en permettant la variation par rapport à la profondeur des propriétés matérielles telles que la ductilité et cisailent l'effort de flexion. Ceci reflète la variation statistique de vrais matériaux résultant de la microstructure. Pour la fatigue de contact roulant, l'épuisement de ductilité a été pris au moyen du

déclenchement d'une microfissure. Cependant, ceci présente l'ambiguïté puisque l'épuisement de ductilité est également la cause de l'utilisation de la surface du matériau. La suggestion, ici, est que le dilemme peut être résolu en considérant un modèle qui a une structure de mur de briques. Chaque brique matérielle peut perdre l'intégrité et échouer ainsi. La personne à charge dessus si le matériel échoué est soutenu par les briques adjacentes qui sont intactes, le matériel peut détacher pour produire des débris d'usage répété. Les briques qui échouent mais ne détachent pas (sur la surface ou au-dessous de elle) se comportent comme microfissures ; celles-ci peuvent agir l'un sur l'autre et se développer, mais peuvent également être perdues si le matériel extérieur est porté loin plus tard.

HIROMICHI et *al.* [3]. ont fait une étude pour la détection des points de contact roue/rail des voitures ferroviaires. Ils ont utilisé pour ça une méthode de mesure du point de contact roue/rail en améliorant la méthode conventionnelle de mesure de la charge sur la roue et la force latérale dans lesquelles la contrainte de la face de disque est employée pour mesurer ces forces. Le secteur spécifique dans le disque de la roue, où la contrainte par la courbure du disque n'apparaît pas sous l'acte de la force latérale, est découverte. Le résultat calculé, montre la possibilité de détecter le point de contact de roue/rail au moyen de mesurer la distribution latérale de la contrainte de compression ce qui change selon la position de charge, c.à.d.; point de contact roue/rail. Cette idée est vérifiée par des expériences de charge statiques en utilisant un disque d'essieu type réel.

Puis, ils ont effectué la mesure de sur-voie et ils ont pu obtenir des données mesurées appropriées et comparées à celles données par simulation. Ainsi, ils pensent que la méthode de mesure du point de contact est vérifiée et efficace pour la mesure sur-voie.

AHLSTRÖM et *al.* [4] Ont fait la Modélisation des transformations de conduction et de phase de chaleur pendant le glissement des roues ferroviaires. Où il ont présenté un modèle d'élément fini qui permet le calcul des transformations de la variation de la température et de phase dans l'acier. Les résultats sont comparés aux résultats des expériences complètes sur la roue glissante et la bonne concordance est réalisée. Ils ont constaté que les taux de refroidissement sont en profondeur semblable dans les régions transformées qui mènent à la régularité en phases formées. De plus, les taux de refroidissement sont beaucoup plus hauts dans la périphérie du volume endommagé dû au plus grand degré de divergence de l'écoulement de la chaleur. Les résultats donnent la compréhension accrue sur ce qui se produit pendant un glissement de roue et permet la prévision à quel point les matériaux alternatifs tiendraient les charges thermiques.

La modélisation a été basée sur des observations après des expériences complètes étendues et la modélisation analytique éditée plus tôt par les auteurs actuels. Les résultats s'assortissent bien avec les résultats expérimentaux. Ils ont déduit que les résultats du modèle étudiés permettent à la prévision des caractéristiques mécaniques appropriées pour mieux satisfaire les données mécanique et Chargement thermique dans l'interaction de roue-rail.

BRUNEL *et al.* [5] Ont fait une recherche sur l'atténuation du bruit de crissement en courbe des roues ferroviaires par jonc métallique. Cette étude vise à identifier les modes crissant d'une roue ferroviaire lors d'un passage en courbe et à mettre en évidence les mécanismes physiques à l'origine de l'atténuation sonore par insertion de joncs métalliques dans la roue. Dans une première partie, la prise en compte des couplages multi-échelles permet d'expliquer les phénomènes à l'origine du crissement et de présenter un modèle d'identification de la sélection des modes de structure excités. Cette approche en glissement stationnaire consiste en une étude transitoire de la dynamique locale de contact sous frottement constant et uniforme avec la mise en évidence d'ondes de contact. Les modes crissant identifiés sont en accord avec les observations expérimentales. Du point de vue industriel, ce résultat est essentiel dans l'identification, en phase de conception de la roue, des modes qui doivent être atténués pour limiter le crissement. Le second objectif conduit à des résultats qui diffèrent de ceux de la bibliographie où un phénomène de frottement est généralement avancé. L'utilisation complémentaire de moyens expérimentaux et numériques permet d'expliquer l'origine de l'atténuation comme un couplage entre le jonc et la gorge par modification de rigidité du système. Ce point permet d'entrevoir de nouvelles voies d'optimisation de la solution par joncs métalliques dans l'atténuation du bruit de crissement.

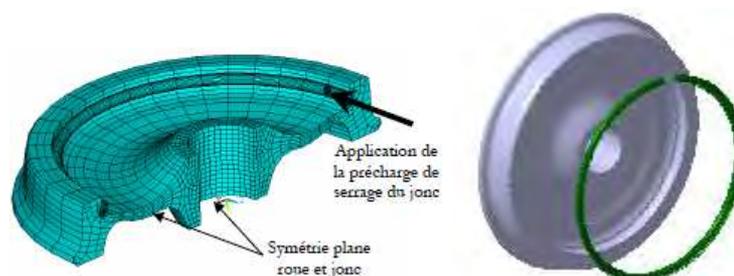


Figure I-1 Principe de la solution par joncs métalliques

SLADKOWSKI *et al.* [6] a fait une Analyse sur l'interaction roue-rail utilisant le logiciel de calcul par éléments finis ADAM et plus précisément sur l'influence des profils d'interaction entre la roue et le rail sur la distribution des efforts de contact réparti en zones des contacts. Ils ont étudié aussi L'influence des forces de contact sur la déformation des roues

et des rails et l'influence de cette déformation sur la redistribution des efforts de contact. il a utilisé La méthode de quasi-Hertz aussi bien qu'une méthode d'élément fini comme base de la simulation mathématique. La technique offerte par eux pour résoudre le problème de contact a été employée pour l'amélioration des roues en fonctionnement. En particulier ils ont élaboré, de nouvelles conceptions des champignons de rail, et sont maintenant examinées sur des chemins de fer en Ukraine. Les premiers résultats ont prouvé que la stabilité du travail de tels emplacements de rails en particulier d'un itinéraire a augmenté.

KOLTSOV et *al.* [7] Ont fait une modélisation de la fissuration en contact roulant. Dans cette étude, ont montré que la méthode des dislocations est idéale pour décrire le comportement de la fissure en utilisant les paramètres de la loi de Paris. Ils ont analysé ainsi notamment l'effet de proximité dans le cas de paires de fissures, le rôle du frottement entre les faces de celles-ci et sa synergie avec les contraintes résiduelles. Ils ont trouvé que La méthode des dislocations permet de modéliser en 2D cet endommagement dans chaque cas spécifique d'amorces initiales observées et de prévoir la durée en nombre de cycles pour atteindre une taille a de fissure donnée, ou pour parvenir au blocage de la fissure.

CHAMAT. [8] a fait une étude sur la prévision de la durée de vie en fatigue des roues ferroviaires sous sollicitations multiaxiales proportionnelles et non proportionnelles. Elle a proposé un nouveau critère non linéaire, puis nous avons utilisé le critère de Palin-Luc et de son extension on introduisant le degré de triaxialité de De Loris pour les chargements multiaxiaux non proportionnels à amplitude variable. Elle a réalisé des séries d'essais, avec des chargements proportionnels et non-proportionnels a fin de comparer les prédictions données par l'application des différents modèles. Cette comparaison montre que Pour les essais multiaxiaux non-proportionnels elle a vu que la proposition d'un facteur multiaxeur de charge pour prédire la durée de vie, ne privilégie pas certaines contraintes par rapport à d'autre. Elle a trouvé que Dans ce type de comparaison on peut dire que les approches semi-locales donnent de bons résultats pour les chargements non-proportionnels comparés aux critères locaux et globaux. Elle a fait une autre comparaison de ces différents modèles aux niveaux des contraintes équivalentes de chaque critère (pour un même facteur de charge de 2.56). Pour les essais expérimentaux la contrainte équivalente de Von Mises, pour un facteur de charge de 2.56, est 196 MPa. Ces résultats, exprimés en contraintes équivalentes de Von Mises et en pourcentage de différence, montrent que le nouveau critère donne de bons résultats. Enfin elle sortie avec une conclusion que les deux nouveaux critères (CHAMAT,

QYLAFKU), basés sur la méthode volumétrique, donnent de bons résultats quel que soit le chargement proportionnel ou non-proportionnel.

SAULOT. [9] a fait une analyse tribologique du contact roue-rail par modélisation et expérimentation dans le cas de l'usure ondulatoire. Cette usure génère d'importantes nuisances sonores et vibratoires qui contraignent les exploitants à de coûteux meulage à la surface du rail et roue pour éliminer cette usure. Afin de pallier ce manque une démarche centrée sur l'analyse tribologique locale du contact roue-rail basée sur les notions de triplet tribologique est proposée et appliquée aux cas particuliers de l'usure ondulatoire des voies rectilignes en zones d'accélération et celles des voies courbées de faible rayon. Cette nouvelle approche de l'usure ondulatoire a pour objectif de déterminer les différents débits de premier et troisième corps menant à la formation de cette géométrie périodique. Tout d'abord les résultats des analyses tribologiques des surfaces flottantes ont permis dans les deux cas de caractériser le circuit tribologique de l'usure ondulatoire établie. Cependant l'influence de sa géométrie sur les débits qui ont menés initialement à sa formation reste à déterminer.

A. Bernasconi et al. [10] ont étudié la fatigue multiaxiale d'un acier de roue de chemin de fer avec un chargement non-proportionnel ou ils ont présenté les résultats d'un essai expérimental du comportement de fatigue multiaxial de l'acier R7T. Les éprouvettes extraites de la jante de roues de chemin de fer ont été soumises à plusieurs chargements combinés entre la torsion alternatif et les charges de compression axiale non-proportionnel. L'état de contrainte qui est semblable à cela observé sous la zone du contact dans la jante de roue. L'évaluation des résultats sont discutés dans la lumière de quelques théories de fatigue multiaxiales, choisis parmi ceux basés sur le concept de plan critique et ceux-là par l'exécution d'une approche intégrale, avec le but de choisir un critère de fatigue approprié pour l'évaluation de fatigue sous-superficielle de roues de chemin de fer.

FRANÇOIS et al. [11] ont étudié l'influence de la dynamique locale de contact sur la réponse vibratoire globale d'un système : application au crissement. Dans ce travail, un calcul transitoire est mené, qui permet la mise en évidence des mécanismes physiques mis en jeu au sein d'un contact frottant sans introduction de singularité dans la loi de frottement en vitesse. Au travers de la problématique du crissement en courbe, l'approche multi-échelle présentée permet de relier le phénomène de crissement à une propagation d'ondes issues du contact. Ils ont montré que l'approche transitoire multi-échelle, (description très fine de l'aire de contact et prise en compte des géométries réelles) dans le cas de la problématique du crissement en courbe, permet non seulement de comprendre les mécanismes et les conditions

d'occurrence du crissement, mais apporte également des éléments de compréhension sur les mécanismes de sélection des modes crissant parmi l'ensemble des modes instables. Ils ont trouvé que même si l'interprétation semble pertinente, la modélisation des phénomènes locaux reste encore un problème ouvert. Le modèle de contact doit être enrichi par une description précise de l'interface de contact avec ses dégradations successives et par la prise en compte des effets de dissipation thermique et du couplage thermomécanique.

BRUNEL *et al.* [12] ont étudié le phénomène de crissement comme une vibration de structure par propagation d'ondes locales du contact roue rail. Ils ont trouvé que la simulation du contact frottant entre roue et rail met en évidence des instabilités qui se propagent rapidement au niveau de la surface de contact. L'apparition d'ondes d'adhérence-glissement-décollement et la variation transitoire du champ de contact conduisent à exciter la structure. Ils ont vu que l'application de l'approche en glissement stationnaire sur des problématiques telles que celles du crissement en courbe des roues ferroviaires conduit à une identification précise des modes crissant et des conditions d'occurrence, à condition de prendre en compte les géométries réelles des composants tout en discrétisant très finement l'aire de contact. Cette approche permet de donner des éléments quant à la raison de l'excitation des modes crissant parmi l'ensemble des modes instables par une propagation d'ondes issues du contact et se propageant sur les différents composants du système. Même si ces résultats sont pertinents, le cheminement jusqu'à une modélisation complète des instabilités de contact reste ouvert. Ils ont constaté que le modèle de contact doit être enrichi par une description des imperfections de surface et par la prise en compte d'autres phénomènes physiques tels que la dissipation thermique et le couplage thermomécanique, la dégradation des surfaces, etc.

F. DEMILLY1 *et al.* [13] du laboratoire Valdune ont étudié l'influence du freinage mécanique sur le dimensionnement des roues de chemin de fer. Ils disent que ces fonctions sont reprises en partie par la roue qui doit résister à des sollicitations thermiques et mécaniques. Ils ont dimensionné la roue, élément de sécurité en fonction des performances et des impératifs économiques du véhicule. Cette pièce en acier doit supporter des charges de plus en plus importantes, pour des vitesses moyennes en continue augmentation et des flux thermiques en rapport avec ces vitesses. Cependant, le mode de conception réalisé va conditionner son cycle de vie et sa fiabilité, sur des véhicules où l'exploitation dépasse 30 années. Ils trouvent que la conception des sous-ensembles ou des couples tels que rail/roue via la dynamique du bogie ou roue/frein, va conditionner la sécurité et la durée de vie des

pièces car la roue en acier doit supporter des charges de plus en plus importantes, pour des vitesses moyennes en continuelle augmentation et des flux thermiques en rapport avec ces vitesses. D'après leurs recherches ils ont trouvé que les récents développements tendent à optimiser le design des toiles de roues afin de mettre en adéquation le service et la géométrie. Cette tendance qui conduit en particulier à répondre à un besoin de validation et de garantie de la sécurité comme l'exige tous les professionnels et surtout les voyageurs. Cela signifie donc que des progrès sont encore réalisables tant au niveau mécanique que métallurgique pour qu'enfin on tende vers un couple frein/roue optimisé. Ils ont réalisé de grands progrès par la simulation numérique mais ils constatent que des améliorations sont encore à faire en particulier au niveau des critères de validation.

BENABES. [14] a fait une approche énergétique non locale du calcul de durée de vie de structures en fatigue multiaxiale sous chargements d'amplitude variable application a une roue de train ferroviaire son objectif final étant de proposer une méthode de calcul de durée de vie applicable à la toile de roue de train sous chargements réels multiaxiaux tout en tenant compte de l'effet , sur la durée de vie , de la répartition spatiale des contraintes et des déformations dans la pièce. Cette étude a porté sur trois axes principaux :

- Une analyse critique des méthodes de prévision de durée de vie en fatigue multiaxiale de pièces métalliques soumises à des chargements d'amplitude variable
- La caractérisation en fatigue du matériau utilisé dans l'élaboration des roues de train.
- le développement d'une méthode de calcul de durée de vie en fatigue sous chargements multiaxiaux d'amplitude variable.

Elle est fondée sur l'hypothèse qu'une partie du travail de déformation fourni au matériau au cours d'un cycle de chargement participe à l'amorçage d'une fissure de fatigue. La méthode qu'il a proposée a été validée sur un grand nombre de résultats d'essais de fatigue multiaxiale d'amplitude constante et variable obtenus sur trois matériaux différents (une fonte et deux aciers). La quasi-totalité des prévisions reste dans une bande de dispersion comprise entre 0.5 et 2 fois la durée de vie expérimentale. Il a trouvé que ces prévisions sont satisfaisantes car avec une confrontation des prévisions avec des résultats d'essais de fatigue sur des éprouvettes entaillées ont été effectué avec succès. Enfin, il a fait une application de la proposition au calcul en fatigue de la toile de roue de train soumis à des sollicitations d'amplitude constante et à des chargements d'amplitude variable par blocs. Les lieux d'amorçage de fissure simulés sont en très bon accord avec les sites d'amorçage des fissures observées sur les roues.

HAMAM. [15] a fait une recherche se basant sur la simulation de la propagation des fissures par fatigue dans les toiles des roues de train sous chargement à amplitude variable. Il a présenté à travers les différents chapitres de sa thèse l'élaboration d'un modèle incrémental de fissuration par fatigue. L'objectif fixé était d'appliquer ce modèle à la fissuration de roues de train et de l'adapter afin de pouvoir tenir compte de la forme semi-elliptique de la fissure et du chargement appliqué en service, notamment les phases de compression et la nature biaxiale du chargement. Le modèle incrémental utilisé contient deux lois, Une loi de fissuration qui lie l'incrément d'extension de la fissure à l'incrément d'émoussement plastique à son extrémité, et une loi d'émoussement qui donne l'évolution de l'émoussement plastique en fonction du chargement appliqué. Les essais de validation ont montré que le modèle reproduit fidèlement les différents phénomènes observés en fissuration sous chargement à amplitude variable. Ensuite il a apporté des évolutions au modèle. Ces améliorations ont consisté à implémenter l'effet des phases de compression sous le point de fermeture de la fissure et l'effet des chargements biaxiés à travers la contrainte T. Les essais de propagation menés à différents rapports de charge ont permis de valider les prévisions du modèle. L'introduction de la contrainte T dans le modèle incrémental a été ensuite réalisée en identifiant les paramètres de la loi d'émoussement pour différents niveaux de biaxialité, puis en interpolant pour les niveaux intermédiaires. Enfin, le modèle a été appliqué au problème d'une fissure semi-elliptique soumise à un chargement combiné de bi-traction et de bi-flexion. Les simulations réalisées avec le modèle ont montré que ce dernier reproduit fidèlement la durée de vie et le rapport de forme de la fissure.

GAUTIER. [16]. A fait une étude sur problèmes actuels en mécanique dans le domaine ferroviaire : vers l'omniprésence du non linéaire et du stochastique. il a dit puisque Les problématiques actuelles en mécanique dans le domaine ferroviaire font intervenir de manière incontournable le non linéaire et la stochastique il a présenté deux exemples illustrant les tendances suivantes :

- la connaissance plus fine des non linéarités dans le comportement aux interfaces véhicule infrastructure est indispensable pour prévoir des phénomènes importants pour la sécurité, mais aussi pour le recalage de modèles numériques. Les cycles de conception/ homologation se raccourcissant, le travail sur des modèles numériques mieux validés et tenant compte des dispersions des caractéristiques de fabrication devient incontournable par exemple pour préparer l'homologation des véhicules.

- La connaissance du comportement de l'infrastructure (voie ballastée) nécessite de faire appel à la connaissance et la modélisation des variabilités des paramètres définissant l'infrastructure ferroviaire doivent progresser.

- Tant pour la dynamique des véhicules (confort et sécurité) que pour le comportement vis-à-vis de phénomènes climatiques inhabituels (tempêtes), une approche probabiliste de la modélisation du comportement des véhicules devient indispensable. Il a trouvé si les méthodes de modélisation existent, leur déclinaison aux problèmes concrets évoqués dans les exemples est en cours ou encore un problème ouvert. Au final leur appropriation par les praticiens du secteur reste à travailler

DUFRENOY et *al.* [17] ont fait une thermomécanique du couple roue-semelle ferroviaire sous sollicitations de freinage. Leur étude vise à développer des outils numériques permettant la présélection d'un couple roue-semelle face à une application donnée et le développement de nouvelles solutions. Les objectifs des deux partenaires de cette étude, sont plus précisément : l'évolution des contraintes résiduelles dans la roue sous sollicitations de freinage et la prédiction des températures dans le couple roue-semelle. Comme première phase ils ont fait une investigation expérimentale approfondie permettant d'identifier les phénomènes prépondérants mis en jeu dans le freinage roue-semelle et d'orienter les modélisations numériques. leur analyse des freinages à l'aide d'une instrumentation thermique (thermocouples et caméra infrarouge) et mécanique (mesures de contraintes résiduelles) a permis d'établir une classification des différents gradients thermiques observés. ils ont pu faire une distinction entre les freinages d'arrêts (localisations de type « bandes chaudes » étroites circulant dans le contact, avec peu de modifications des contraintes résiduelles) et les freinages de maintien. Ils ont déterminé les températures et les gradients thermiques à l'aide d'une modélisation 2D thermomécanique du couple roue-semelle avec intégration des phénomènes d'usure et d'interface thermique. Ensuite ils ont validé leur modèle par confrontation avec les mesures expérimentales. Enfin Une seconde modélisation est proposée permettant la prise en compte de la géométrie 3D de la semelle.

SEBES et *al.* [18] Ont utilisé la méthode semi-Hertzienne pour la simulation du passage d'un TGV dans un appareil de voie. Dans la plupart des simulations en dynamique ferroviaire, le profil de rail est supposé constant le long de la voie. Cette hypothèse ne peut plus être retenue si l'on considère des appareils de voie. Les cœurs à pointes mobiles sont des composants d'appareils de voie conçus pour éviter le franchissement d'une lacune (présente dans les appareils classiques) permettant ainsi un roulement le plus continu possible,

recherché dans le cas des grandes vitesses. L'objet des simulations est le calcul des contraintes à l'interface roue-rail lors du franchissement d'une pointe mobile par un TGV. Ils ont résolu le problème du contact roue-rail par la méthode dite "semi-Hertzienne" qui autorise des formes d'empreintes plus réalistes que les ellipses de Hertz. Le principe de la méthode est brièvement présenté. Le cas traité permet de montrer l'avantage *de la* méthode lorsque l'on s'intéresse aux contraintes de contact.

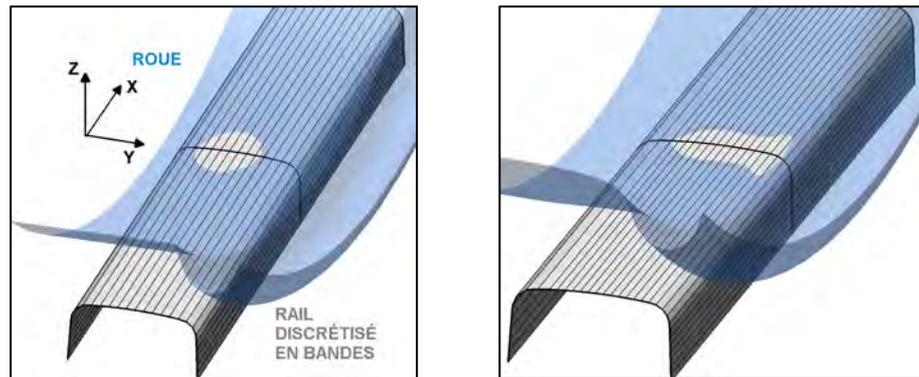


Figure I-2: Interpénétration géométrique d'une roue dans un rail en Hertzien (a) et non Hertzien (b) théorie ansyys (E)

La faisabilité du traitement des appareils de voie par la méthode semi-Hertzienne est démontrée. Les résultats observés sont retrouvés au moins qualitativement. Le modèle permet également de quantifier les différences de franchissement de l'appareil suite à un meulage par exemple. Cependant, il convient de poursuivre les vérifications de sa pertinence. Pour cela, il a été convenu de comparer les mesures d'accélération sur TGV avec les résultats de la simulation. Ceci nécessite de prendre en compte une voie mesurée et non parfaite et des profils de rails mesurés et non théoriques. A moyenne échéance, il faudra aussi affiner la modélisation en tenant compte de la variation d'impédance suivant que la roue s'appuie sur la pointe, sur la patte de lièvre ou sur le rail standard.

SHEVTSOV et *al.* [19] ont étudié la conception du profil ferroviaire de roue prenant en considération la fatigue et le contact de roulement. Ils ont proposé un procédé pour la conception d'un profil de roue qui améliore l'interaction de roue/rail en réduisant l'usage tout en prenant en considération la fatigue de contact de roulement. Le procédé emploie un critère d'optimalité basé sur une fonction de roulement de différence (RRD) de rayons. Le critère explique la stabilité de l'ensemble de roue, des contraintes minimums d'usage et de contact

roue - rail aussi bien que des exigences de sécurité. Suivant le procédé proposé un nouveau profil de roue a été obtenu et numériquement examiné utilisant le logiciel d'ADAMS/Rail. La présence du problème de RCF au réseau ferroviaire hollandais a été confirmée par les résultats des simulations numériques. Les résultats des simulations dynamiques ont prouvé que la forme et la combinaison des profils de roue et de rail affectent les dommages de RCF. Un procédé pour la conception d'un profil de roue utilisant l'optimisation numérique a été décrit. Le procédé de conception laisse développer le nouveau profil de roue avec les propriétés antérieurement définies d'un contact. En ce document le procédé a été modifié pour prendre en considération non seulement le comportement dynamique de l'ensemble de la roue et la roue/rail, mais également la fatigue de contact de roulement pendant la conception d'un profil de roue.

HOSSEINI et *al* [20] ont fait une recherche sur la prévision de durée de vie du déclenchement de fatigue multi axiale et à grand-cycle pour le chemin de fer, en utilisant le logiciel ANSYS 11.0.ils ont réalisé un modèle élasto-plastique tridimensionnel du contact de rail/roue en éléments finis et ils ont employé la technique du raffinement des éléments dans la zone du contact pour arriver à un résultat plus efficace et plus exacte. Après ils ont effectué l'analyse des contraintes et ont évalué numériquement les dommages de fatigue dans le chemin de fer en utilisant le modèle multi axial de déclenchement de la fissure de fatigue. En utilisant l'historique des efforts pendant un cycle et le modèle de défaillance due à la fatigue, pour calculer la durée de vie de fatigue. Les effets du chargement vertical, dureté du matériau, propriétés de fatigue du matériau et la situation de contact de roue/rail sur la vie de déclenchement de la fissure de fatigue ont été étudiées.

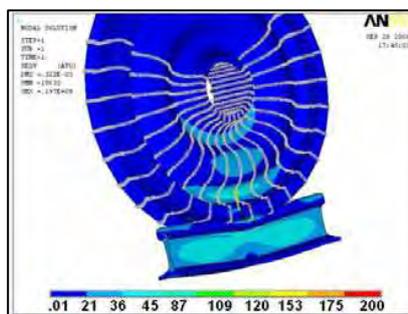


Figure I-3: contact roue-rail

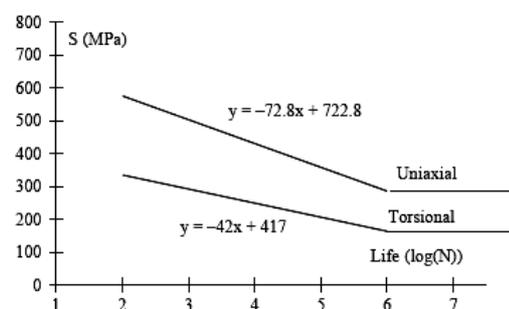


Figure I-4: la courbe S-N du chargement uniaxial et de torsion

Ils voient que les futures recherches devront tenir compte des effets interactifs de ces paramètres, car le problème de contact roue-rail est fortement non-linéaire. Aussi, d'autres effets, tels que les contraintes résiduelles de la fabrication, chargement de freinage, chargement thermique, chargements dynamiques et d'impact, défauts matériels, etc. doivent être inclus dans la méthodologie proposée.

Chapitre II : Procédé de mise en forme des roues ferroviaires

II.1 Introduction :

Historiquement, D'où vient la roue ferroviaire? Difficile à dire, mais on présume qu'elle vient de la région de Sumer, en Mésopotamie, 3500 ans avant notre ère. Le nom de "rail road" (route de rail) est apparu autour de la fin des années 1700 et du début des années 1800. Ce qui nous permet de pointer cette période comme étant le début de la roue ferroviaire. Les premières roues du chemin de fer ressemblaient à ce qui était commun à cette époque, les roues des chariots. Un noyau de bois, des rayons de bois et une jante de métal autour, afin de prévenir l'usure trop rapide du bois. Puis, on s'est rapidement aperçu que l'ajout d'une bande de bois sur les planches déjà au sol permettait de conserver les roues en équilibre sur ces "rails" improvisés.

Étrangement, c'est à la même période où la locomotive vapeur est apparue qu'on s'est rendu compte qu'il était beaucoup plus économique que les boudins (*flanges*) soient sur la roue, au lieu du rail. La roue ferroviaire était née!

Par la suite, le design a rapidement évolué: noyau de fonte avec rayon de bois, autour duquel on ajoutait une table de roulement (jante) qui comportait le boudin. Puis on remplaça les rayons de bois par des rayons de fonte. Finalement, on enleva complètement les rayons, pour les remplacer par un centre plein (qu'on appelle la toile), ce qui alla créer les roues ferroviaires tel qu'on les connaît de nos jours. Dans les 1850, quelques milliers de designs différents étaient en utilisation. Chaque fonderie avait son propre catalogue, et parfois une centaine de modèles! C'était l'heure des expérimentations.[22]



Figure II-1: roue historique (photo prise à l'AMF)

Dans ce chapitre, nous présentons la roue de train et ses principales fonctions ensuite les principaux stades de mise en forme.

II.1.1 Les fonctions de la roue de train :

Un vocabulaire spécifique définit les différentes parties d'une roue monobloc (Figure II.2). 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.
- Grâce à sa forme conique, la roue joue le rôle d'un différentiel permettant d'éviter le glissement des roues opposées dans les virages. La différence de la distance parcourue par les deux roues opposées est rattrapée par la différence de leurs diamètres respectifs calculés au niveau du contact.
- Dans le cas des roues freinées, la jante permet de dissiper la puissance de freinage provenant du frottement avec les semelles de frein.
- Quant à la toile, elle assure le lien entre le moyeu et la jante et transmet, avec une certaine flexibilité, les efforts latéraux de guidage du train. Les différentes formes de toile existantes sont : toiles droite, ondulée et conique.
- Les dimensions de la roue et son poids dépendent du matériel roulant en question.

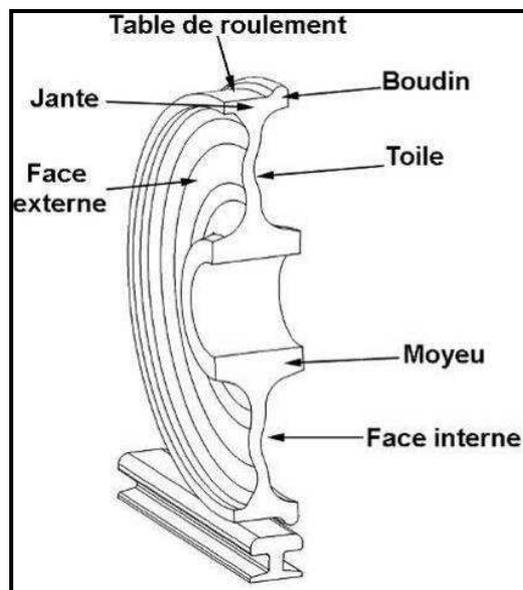


Figure II-2: les différentes parties de la roue.[15]

II.1.2 Ecartement des roues

On développe alors les essieux de compromis: un système de rail en entonnoir permet de modifier l'écartement des roues et faisant bouger les roues latéralement sur l'essieu. Ça évite peut-être de coûteux transbordements entre des wagons d'écartements différents, mais par mesure de sécurité, il fallait trouver un écartement standard à tout le monde. Une fois

l'écartement standard adopté, des centaines de designs de roue disparaissent, et la course à l'évolution technologique de cet élément vital du chemin de fer commence.

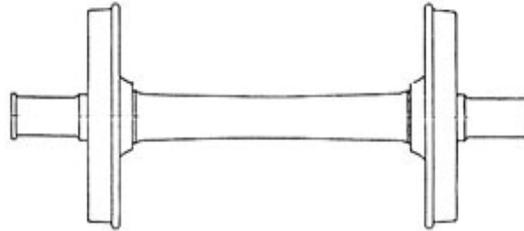


Figure II-3: écartement des roues.[22]

II.1.3 Montage des roues

Les roues sont solidaires de l'essieu. C'est-à-dire que les roues tournent en même temps que l'essieu. Pour installer les roues sur l'essieu, on place la roue dans une presse et on pousse l'essieu dans le centre de la roue. Le moyeu de roue étant légèrement plus petit que le diamètre de l'essieu, la roue tient sur l'essieu uniquement par pression, sans aucun autre moyen. Un jeu de chauffage et refroidissement des composantes fait dilater le moyeu de roue afin qu'il demeure solidement en place.



Figure II-4: montage des roues avec axes.[22]

II.1.4 Profils des toiles de roues

L'évolution la plus importante dans ce domaine viendra de la forme de la toile de la roue. Au début, la toile de la roue était droite. Cette partie de la roue connecte le moyeu avec la jante. La charge appliquée sur l'essieu est transférée au moyeu, puis à la toile, et finalement à la jante. Un problème se pose lors du freinage. La force du sabot de frein est appliquée directement sur la table de roulement de la roue. Cette friction crée une chaleur au niveau de la jante, ce qui lui fait prendre de l'expansion. Au fur à mesure que la jante se dilate, elle tente d'entraîner avec elle la toile de la roue, qui elle, n'a pas reçue cette énergie en chaleur. Il en résulte un fendillement de la toile (puisque l'acier "froid" n'est pas très élastique), et une faiblesse de la roue. En répétant le processus quelques fois, la roue se fracture, et le

déraillement est inévitable. Pour remédier à ce problème, les ingénieurs ont mis au point la toile de forme courbée. Lorsque la jante se dilate, la toile agit comme un diaphragme et bouge avec la jante. Comme les roues à toile droite font défaut 10 fois plus souvent que les roues à toile courbée, elles ont été graduellement retirées du service. De nos jours, presque la totalité des wagons ont des roues à toile courbée.

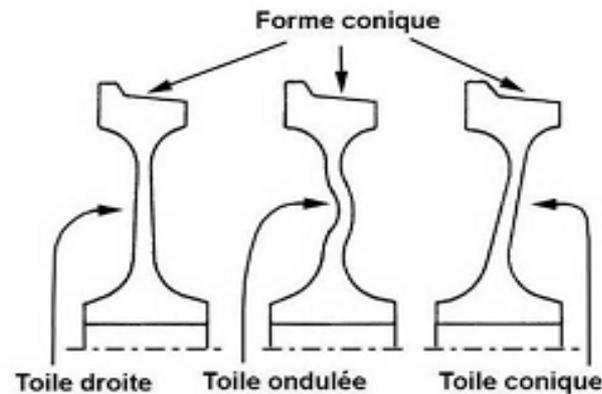


Figure II-5: différents profils de la roue.[14]

II.1.5 Profils de la table de roulement

Il existe deux profils de table de roulement de la jante: conique et cylindrique. Sur les roues à table de roulement conique, la forme conique est conçue pour permettre à l'essieu de se centrer de lui-même entre les deux rails. Sans cette forme conique, la différence inévitable de diamètre entre les deux roues de l'essieu (il faut se souvenir que les roues sont solidaires de l'essieu. Elles tournent avec lui ce qui va faire en sorte qu'une roue tournera légèrement plus vite que l'autre. La résultante est qu'une roue va pousser plus fort sur l'essieu, et ce dernier va pivoter, et ne sera plus perpendiculaire aux rails. Cette position de l'essieu va favoriser une usure prématurée des boudins de roue, qui vont frotter en permanence les rails, jusqu'au jour où, un boudin sera tellement usé (Figure II.6) qu'il va "mordre" dans le rail, le chevaucher, puis retomber de l'autre côté provoquant ainsi un déraillement. La forme cylindrique, où l'épaisseur de la jante est continue (même épaisseur vers l'avant et vers l'arrière de la roue) fut développé pour les trains de passagers à haute vitesse. Les bogies montés avec des roues à jantes coniques finissent par faire du "balancement" à haute vitesse. Le bogie se promène de gauche à droite entre les rails. Ce balancement se transmet à la structure du wagon et procure une inconfortable vibration. Les roues à jantes cylindriques ne se balanceront pas à haute vitesse, mais ne pourront pas s'auto-centrer aussi bien que les roues à jantes coniques, surtout dans les courbes. Leurs boudins vont s'user beaucoup plus rapidement

D'autres standards ont par la suite été développés, notamment sur la hauteur des boudins, l'angle entre le boudin et la table de roulement, la "rondeur" à l'extrémité extérieur de la table de roulement, etc. Ces standards ont grandement améliorés la sécurité et le rendement du matériel roulant sur nos voies. De nos jours, le problème le plus fréquent est l'écaillage. Ce problème se caractérise par l'écaillage de la surface de roulement de la jante. Lorsqu'une roue présente ce problème, elle doit être retirée du service et souvent, elle ne pourra terminer sa vie utile, qui est finie lorsque le boudin a atteint une hauteur hors-norme dû à l'usure de la table de roulement.



Figure II-6: roue vec boudin usé (photo prise à l'AMF)

II.1.6 Epaisseur de la jante

Il existe trois types d'épaisseur de jante. L'épaisseur unique, l'épaisseur double, et l'épaisseur multiple. Les roues à simple épaisseur ne pourront pas être reprofilées. Une fois usée, elles seront jetées. Les roues à profilage double peuvent être profilées une fois, alors que les roues à épaisseur multiple peuvent être reprofilées à plusieurs reprises. Ces dernières équipent les voitures de passagers et les locomotives. Plus la roue a une jante épaisse, plus elle peut être profilée, mais le coût de fabrication augmente substantiellement. Un chemin de fer doit faire des calculs d'entretien versus coûts d'achat pour savoir quelle épaisseur de roue acheter.

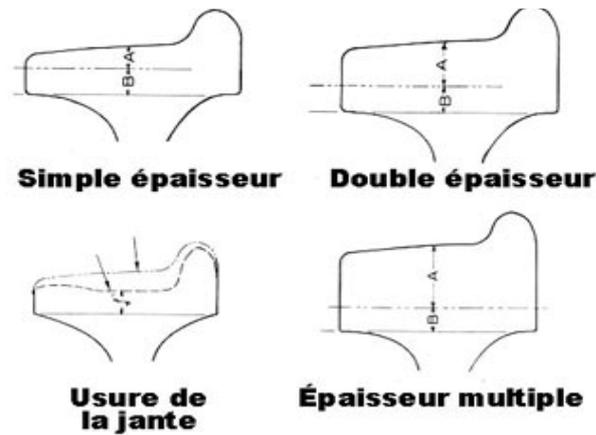


Figure II-7: les épaisseurs de la jante de la roue.[22]

II.1.7 Les classes

Les roues ferroviaires sont distribuées en classes. La classification se fait selon la teneur en carbone de chaque mélange d'acier ayant servi à fabriquer la roue. Dans l'ordre, les classes sont L, A, B, C et U. La classe U (untreated) signifie que l'acier n'a pas été traité à la chaleur (précontraint) et n'est plus utilisée. La teneur en carbone se modifie durant le processus de manufacture de l'acier pour fabriquer la roue. À quoi sert de savoir la classe de la roue? La classe de la roue, c'est ce qui détermine quelle sera l'utilisation de la roue (quel type de wagon, de tonnage). Les roues de classes différentes ne peuvent être mélangées sur un même essieu. Les classes B et C sont recommandées pour les échanges de wagons entre les compagnies, et sur les locomotives. Les roues de classes L sont moins sujettes aux fractures, alors que les roues de classe C ne doivent jamais être installées sur des voitures de passagers dont les sabots de frein s'appliquent directement sur la roue. Les roues de classe C sont plus brillantes et plus durs, ce qui est l'opposé des roues de classe L.

II.2 Fabriquer une roue ferroviaire

La technique utilisée pour la fabrication de roues de wagons, vers 1850, était le moulage à coquille. Cette méthode consiste à incorporer un cercle métallique dans le moule de la roue, à l'emplacement qui correspond à la bande de roulement, ce qui donne une meilleure résistance. Après et de nos jours le procédé utilisé pour l'obtention des roues ferroviaires est la forge par estampage.

II.2.1 Forge par estampage

La forge par estampage terme générique utilisé pour définir un ensemble d'opérations de mise en forme des matériaux, le forgeage permet la production de pièces mécaniques

ébauchées ou finies dont les hautes caractéristiques sont très recherchées. Cette mise en forme s'effectue à chaud ou à froid, mais toujours dans le domaine de déformation plastique, c'est-à-dire en exerçant un effort supérieur à la limite élastique du matériau à partir d'un morceau de métal appelé « lopin ». On estampe presque tous les métaux et alliages, et parmi les plus répandus les aciers et les alliages réfractaires. Les métaux se présentent sous forme de barres de sections géométriques simples (ronde, carrée, rectangulaire, tubulaire...) obtenues par laminage, filage ou étirage. L'estampage est particulièrement adapté dans les cas suivants :

§ Fabrication de grande série, car il permet d'obtenir une bonne constance de forme et de caractéristiques métallurgiques particulièrement recherchées en usinage.

§ Fabrication de pièces fortement sollicitées et de haute fiabilité, car il met en œuvre des métaux homogènes et sains et oriente les fibres du métal dans le sens le plus favorable à la résistance de la pièce.

§ Fabrication des pièces de géométrie complexe qui nécessiteraient beaucoup de matière et de temps s'il fallait les obtenir par usinage seul.

II.2.1.1 Quantification de la déformation

Afin de diminuer l'effort nécessaire à la mise en forme, il est nécessaire de chauffer le lopin. On trouvera, ci-dessous, l'influence de la température sur la contrainte d'écoulement du métal estampé. Mais au cours du chauffage, les lopins se revêtent d'une couche dure d'oxydes appelée couramment « calamine ».

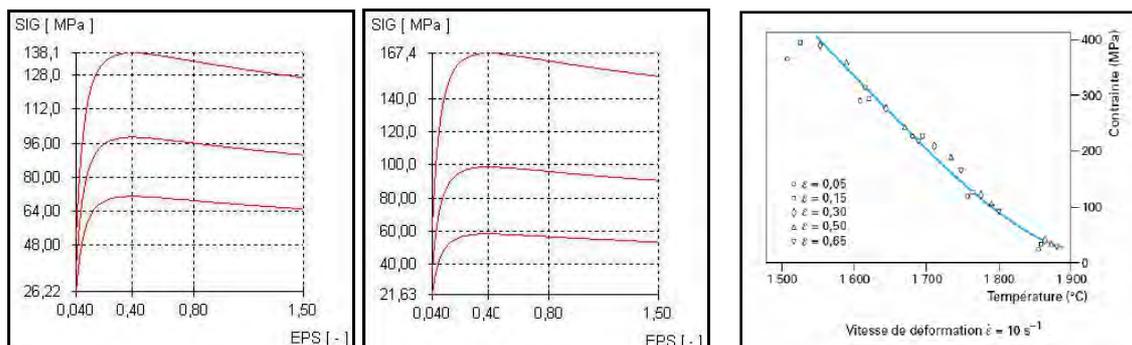


Figure II-8: quantification de la déformation.[23]

SIG = sigma = contrainte d'écoulement EPS=epsilon=déformation

Vitesse constante=1 mm/s,

Température constante = 1000°

II.2.2 Elaboration des roues du train

La fabrication d'une roue passe par trois étapes principales (Figure II.9) : le forgeage, le traitement thermique et l'usinage. Dans la 1ere étape les roues sont issues de blocs

cylindriques tronçonnés. Chacun de ces blocs est chauffé à 1300° puis décalaminé. Le forgeage à chaud constitue l'opération principale de mise en forme de la roue. Il est réalisé, sur une presse de 6000 tonnes, en trois phases : ébauche, préformage puis perçage du moyeu. La pièce est laminée verticalement puis subit un ondulage sous une seconde presse de 5000 tonnes. La roue est enfin soumise à plusieurs traitements thermiques. Le cycle de traitement thermique appliqué après forgeage est le suivant (Figure II.10) une austénitisation à 830 °C, suivie d'une trempe superficielle à l'eau de la jante dans un bac de Trempe puis d'un revenu à une température supérieure à 500 °C pendant 2 heures. Le comportement mécanique n'est pas homogène dans la roue. La limite d'élasticité varie de 440 MPa dans la toile à 530 MPa dans la jante [16]. Un écart de près de 15 % est observé entre la contrainte ultime R_m mesurée au niveau de la toile et celle mesurée dans la jante. Voir le schéma ci-dessous

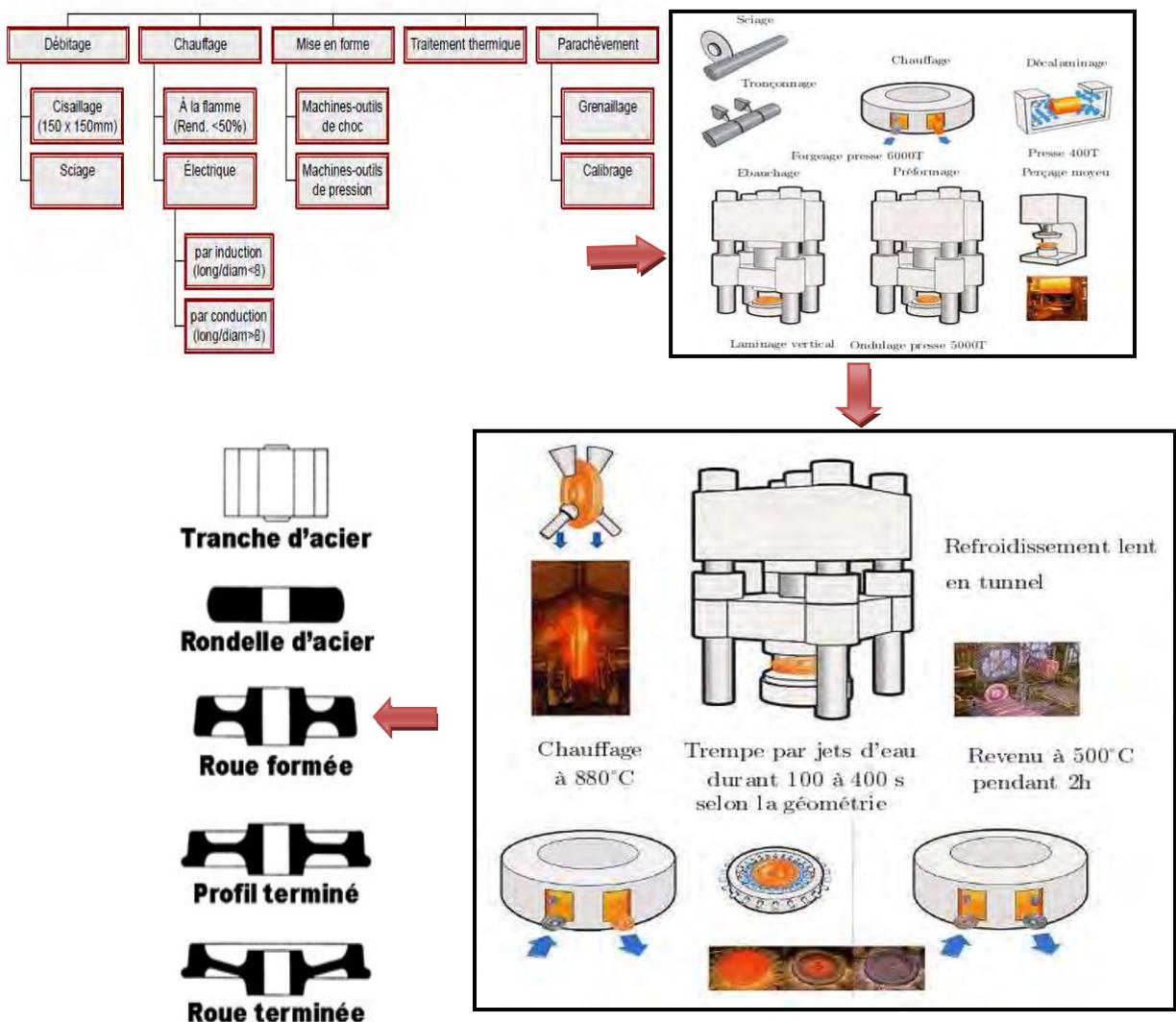


Figure II-9: Les étapes de fabrication de la roue [15]

Le métal utilisé par le forgeron possède avant déformation des caractéristiques mécaniques conformes à celles que stipulent les normes de produit. Quelle que soit l'opération de forgeage qu'il subit, ce métal, après déformation, se trouve corroyé. Pendant la déformation, si une dimension géométrique diminue, les deux autres augmentent, à cause de l'invariabilité du volume. Quel que soit le procédé qui est utilisé pour la mise en forme du matériel, le forgeron doit orienter les fibres préexistantes dans le sens qui est le plus adapté aux besoins fonctionnels de la pièce. Ce " fibrage " rationnel constitue un des avantages principaux du forgeage. [14]

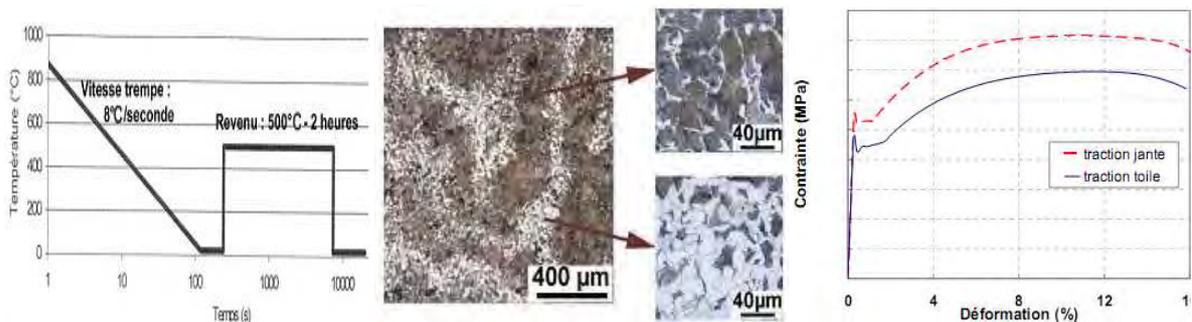


Figure II-10: cycle de traitement thermique appliqué à la roue (a), microstructure observée dans la toile (b) et comportement mécanique en traction simple dans la toile et la jante (c)

[14]

II.2.2.1 Avantages de l'estampage

- § Augmentation des caractéristiques mécaniques dues à la naissance du fibrage orienté.
- § Economie de métal qui peut atteindre 34 à 42% du volume nécessaire.
- § Réduction des frais d'usinage car le volume de copeau à enlever est limité aux seules surfaces fonctionnelles.
- § Rapidité d'exécution des pièces de géométrie complexe.
- § Les tolérances dimensionnelles sont élevées.

II.2.2.2 Inconvénients de l'estampage

- § Prix de revient relativement élevé. cependant, il faut avoir présent à l'esprit que la production des pièces estampées met en œuvre des matériels puissants et coûteux, des outillages de fabrication délicate dont la durée est limitée par une usure relativement rapide et que les pièces produites présentent des caractéristiques résultants de :
 - § Durée de vie des matrices limitées:

§ La dernière étape de la fabrication consiste à usiner l'ensemble de la roue (toile, jante et moyeu).

Des usinages supplémentaires peuvent être effectués sur certaines roues comme des perçages dans la toile pour recevoir un système de freinage



Figure II-11 des usinages supplémentaires sur les roues [15]

II.2.3 Marquage

Finalement, les roues sont marquées sur l'arrière de la toile. Le marquage doit être effectué suivant les prescriptions (emplacement et dimensions) des normes nationales. Il se fait avec des poinçons alors que l'acier est encore chaud. On y retrouve le design de la roue, le nom du manufacturier, la classe, l'année, le mois et le numéro de série. Il y a aussi du marquage sur la jante et sur le moyeu. Il y a cependant une exception: les roues destinées aux locomotives sont de fer qui les achète. Elles sont alors poinçonnées à froid une fois l'étape de reprofilage marquées à la peinture (stencil) parce que les roues sont souvent remachinées par les chemins Terminés

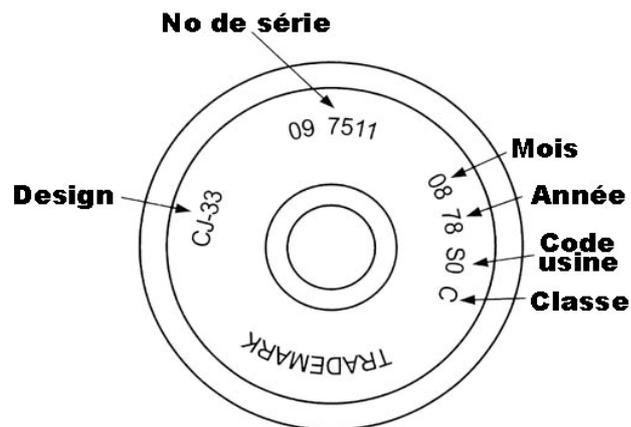


Figure II-12: marquage de la roue [22]

Chapitre III : Conditions de chargement et aspects de dégradation de la roue ferroviaire

III.1 Introduction

Modéliser le comportement mécanique des roues de train suppose une bonne connaissance de la roue, de son Chargement et de ses différentes avaries.

Le chargement externe vu par la roue provient de plusieurs sources agissant en même temps ou Séparément (Figure III.1). Les différentes sollicitations rencontrées sont les suivantes :

- La sustentation sous l'action de la charge verticale du train appliquée au niveau du contact roue- rail, cette charge implique des contraintes cycliques d'Hertz sur la table de roulement et de traction-compression biaxiale dans la toile. Cette sollicitation est modulée par les composantes de Tangages des divers modes vibratoires du train.

- 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 lorsque la force centrifuge n'est pas totalement compensée par le dévers de la voie. Ce chargement engendre des contraintes de flexion répétées dans la toile. Cette sollicitation est accentuée par les composantes de lacet des divers modes vibratoires du train.

- La commutation lors du passage du train dans les appareils de changement de voie, elle Provoque un inversement momentané de l'effort latéral engendrant des contraintes de flexion bi axiale élevées dans la toile.

- 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, ces contraintes sont proportionnelles à la vitesse de rotation de la roue et à la distance de chaque point à l'axe de rotation. Ces contraintes sont de second ordre par rapport aux autres sollicitations.

- 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, ces contraintes sont très faibles dans la jante.

L'évolution temporelle du champ des contraintes résultant de ces sollicitations est difficile à calculer étant donné qu'elles apparaissent, pour certaines, d'une manière aléatoire et sont d'amplitude variable

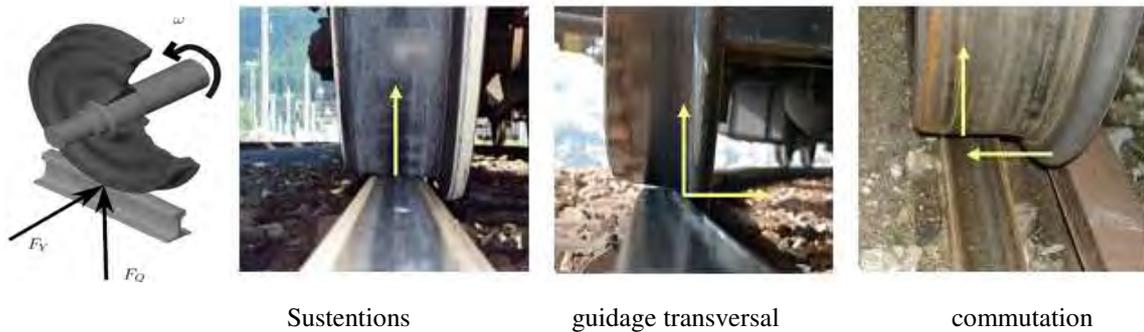


Figure III-1: : différents types de sollicitations externes appliquées à la roue [15]

III.2 La dégradation de la roue

Les composants ferroviaires et notamment les roues de train sont dimensionnés à l'aide de critères d'endurance afin de ne tolérer aucun amorçage de fissure du fait des sollicitations mécaniques. Cependant, des cas de roues fissurées ont été rencontrés dans le passé. Les analyses effectuées ici en Algérie par l'expert A. Kezzar [24] ont montré que l'amorçage se fait dans la plupart des cas sur des entailles créées par chocs mécaniques ou sur les défauts de fabrication (replis de forge, etc...). Quant à la propagation, elle se fait par fatigue et nécessite un très grand nombre de cycles avant que la fissure n'atteigne une taille critique. Voici les observations faites suite aux expertises menées sur des roues fissurées :

- L'amorçage des fissures se fait souvent dans la toile.
- La forme des fissures est semi-elliptique.
- Le plan de propagation est ortho radial.

III.3 Avaries de la roue

Dans le cadre des applications rappelées et notamment de l'application préférée, il est bien connu que les roues, au fil du temps, finissent par présenter des défauts de circularité de différentes natures et d'importances plus ou moins marquées. Les raisons en sont multiples : chocs, freinages d'urgence, etc., qui entraînent des usures inégalement réparties sur la circonférence des roues

Les avaries constatées sur les roues sont très souvent une combinaison de plusieurs types d'avaries, il est donc parfois délicat de distinguer celle qui est à l'origine de l'endommagement. Parmi les avaries on site [24]

III.3.1 Rayure rainure :

Les rayures et rainure sont des défauts circulaires intéressant la table de roulement. Leur largeur peut être égale à leur profondeur ou nettement supérieure.

Moyens de détection :

Observation visuelle.

Causes probables :

- Abrasion du matériau de la table de roulement, provoquée par des points non homogènes des sabots de frein.
- Emploi de semelles de frein en matière non appropriée

III.3.2 Méplat

- Une partie de la table de roulement est usée à plat et échauffée.
- Une ou plusieurs taches ovales sont visibles



Figure III-2: méplat sur la table de roulement (photo prise à l'AMF)

Cause probable: Glissement de la roue sur le rail suite à enrayage (action du frein ou usage d'un sabot d'enrayage).

III.3.3 Table de roulement avec apport de métal

- Apport de lamelles soudées provenant soit du sabot soit du rail. Matériau des sabots de frein ou de rail incrusté sur la table de roulement.



Figure III-3: apport de métal sur la table de roulement (photo prise à l'AMF)

Cause probable : Freinage trop énergétique compte tenu de la nature des matériaux (sabot, jante-bandage, rail)

III.3.4 Table de roulement avec déplacement de métal

C'est un fluage du métal ayant l'aspect d'un cordon de soudure.

Cause probable: fluage du matériau sous l'effet du freinage.

III.3.5 Écaillage –cavité

L'écaillage se produit lorsque trop de poids est concentré sur la roue. Cette concentration est causée non seulement par une surcharge du wagon, mais aussi par le design de la roue, et l'état du rail. Cet aspect est caractérisé par :

- de petites parties de métal, en forme d'écailles, se sont détachées de la table de roulement dans la zone de contact roue – rail.
- Ce défaut n'intéresse qu'une partie de la table de roulement.
- Des anneaux marquent parfois la progression du phénomène et les fissures coupent souvent la surface de roulement suivant un angle de 45°.

Dans son développement, un écaillage peut se transformer en une cavité plus ou moins importante.



Figure III-4: écaillage d'une roue et fissures amorcées à la surface de contact d'une roue.

Causes probables :

- Détérioration localisée de la surface consécutive aux efforts excessifs auxquels on l'a soumise.
- L'écaillage a pour origine le phénomène de rupture par fatigue de la surface de roulement que l'on observe quand des charges très élevées soumettent les roues à des contraintes excessives de nature périodique.
 - Mauvais état de la voie.
 - Utilisation de roues ne possédant pas une dureté suffisante

III.3.6 Exfoliation

- Il s'agit d'un défaut essentiellement sur tout le pourtour de la roue dans la zone de contact avec le rail, caractérisé par la présence de fissures en forme de chevrons ou de C.
- Dans son développement, ce défaut donne naissance à des lamelles de métal laminé puis arrachées de la table de roulement.
- Parfois, ces lamelles sont soudées et superposées et on les retrouve en paquets agglomérés au sabot de frein.

Causes probables :

- Provient principalement de contraintes de compression trop élevées dues :
- Aux charges excessives compte tenu du diamètre de la roue.
- A la qualité de l'acier de la jante –bandage ou du bandage, mal adaptée au service à assurer

III.3.7 Point chaud :

- C'est la modification locale de la couleur de la table de roulement qui présente des taches colorées, en général uniformément réparties sur le pourtour de la roue.
- La jante peut chauffer à un point tel que le phénomène d'inversion des contraintes internes est très marqué et risque de conduire à la rupture explosive de la roue, notamment lorsqu'il existe une zone de concentration de contraintes, dont l'origine pourrait être une crique thermique.
- Ce genre d'incident est à craindre avec n'importe quel type de sabot de frein.
- Quand les semelles de frein sont fabriquées avec un matériau composite, l'échauffement excessif de la surface de roulement ne laisse souvent que peu de traces



Figure III-5: point chaud (photo prise à l'AMF)

Cause probable : Fort échauffement localisé, du au freinage et au glissement des roues

III.3.8 Peau de crapaud – Gerçures –Excoriation

- Peau de crapaud : ensemble de fissures thermiques fines et superficielles, développées sur la table de roulement dans la zone de contact roue-rail sous forme de mosaïque multidirectionnelle.
- Gerçures : ensemble de fissures disposées de façon désordonnée, de direction générale sensiblement parallèle à l'axe de l'essieu.
- Excoriation : des particules métalliques ou de petites lamelles peuvent se détacher de la table de roulement entre ces fissures on dit qu'il y a excoriation.

Causes probables :

- § Modification des caractéristiques du métal de la couche périphérique de la roue, sous l'action des semelles de frein.
- § Porosité concentrée dans la jante – bandage ou le bandage.
- § La résistance du matériau est trop faible, compte tenu de la charge et du diamètre de la roue.

III.3.9 Toile fissurée :

Cet aspect est caractérisé par une fissure de fatigue dans la toile de la roue. Eventuellement complétés par un examen aux ultra –sons, la magnétoscopie ou par ressuage.



Figure III-6: toile fissurée (photo prise à l'AMF)

Causes probables : La roue a été soumise à un champ de contraintes trop élevées ayant donné naissance à des fissures de fatigue souvent amorcées sur des défauts superficielles

III.3.10 Criques thermiques :

- Les criques thermiques radiales apparaissent sur la table de roulement

- Ces fissures sont parallèles à l'axe de l'essieu et peuvent progresser sous forme de fissures de fatigue et entraînant la rupture fragile du bandage ou de la jante bandage, de la toile, voire de la roue jusqu'à l'alésage.



Figure III-7: rupture de la toile (photo prise à l'AMF)

Moyens de détection :

- Observation visuelle.
- Eventuellement complétée par un examen.
- ultra- son
- par magnétisme
- ressuage.

Causes probables :

§ Echauffement intensif ou répété par freinage provoquant des contraintes résiduelles de traction à la périphérie de la roue.

§ L'apparition de ces criques est favorisée par la présence de semelles débordantes.

III.3.11 Caractérisation du matériau :

l'acier à utilisé pour la fabrication des roues ferroviaires et des rails est le ER7 .on présente par la suite un tableau décrivant les caractéristiques métalloraphiques (composition chimique) de cet acier ainsi que la description des caractérisiques mécaniques. En se référant aux études faites nous avons pris le meme matériaux pour le rail.

Composition chimique :

La composition chimique typique de l'acier ER7 est donnée dans le tableau suivant :

Tableau III. 1: composition chimique de l'acier ER7[14]

Eléments	Fe	C	Mn	Si	P	S
% massique	Base	0.52	0.73	0.33	0.013	0.009
Éléments	Ni	Cr	Cu	Mo	V	Al
% massique	0.08	0.25	0.12	0.03	< 0.01	0.02

Les pourcentages massiques des différents éléments sont proches de ceux de l'acier C45 (anciennement XC 48) selon la désignation AFNOR

Caractéristiques mécaniques :

Tableau III. 2 : caractéristiques mécaniques de l'acier ER7[14]

Caractéristiques Mécaniques	ER7
Module de young E(MPa)	210 000
Coefficient de poisson	0.3
Limite élastique R_{el} (MPa)	499
Limite d'élasticité à 0.2% $R_{p0.2}$(MPa)	509
Résistance maximale en traction R_m(MPa)	678
Allongement total après rupture A(%)	17.2

III.4 Règles de dimensionnement des roues actuellement :

III.4.1 Méthode UIC : [14]

La méthode décrite dans la norme UIC 510-5 (Union Internationale des chemins de fer) établit les règles de dimensionnement en fatigue à grande durée de vie de la toile des roues monoblocs axisymétriques. La toile est la partie centrale de la roue, située entre la jante et le moyeu. La jante et le moyeu ne répondent pas aux mêmes règles de calculs, car les champs de contraintes présents dans ces zones sont respectivement affectés par le contact entre la roue et le rail (présence de plasticité et de fatigue de contact), et le freinage de la roue sur l'essieu. Les zones de circulation les plus endommageantes (notamment en courbes et contre – courbes). Les amplitudes des sollicitations principales à prendre en compte pour le dimensionnement sont calculées à partir de la charge par essieu sur rail du véhicule pour les forces verticales et transversales. Il est à noter que ces forces sont indépendantes ou presque de la vitesse de circulation (à l'exception des contraintes dues à la force centrifuge). La figure III.6 Reprend les trois cas de charge principaux. Ils simulent les zones les plus

caractéristiques des circulations en service , à savoir les zones d’alignement (1), de courbe (2) et contre courbe (3).

III.4.2 Chargement conventionnel :

Les roues subissent en service commercial des sollicitations dynamiques multiaxiales de nature différentes. Il s’agit principalement des forces extérieures verticales et transversales dues à la circulation du véhicule sur la voie, et de la force centrifuge. Pour faire des calculs de dimensionnement, ces sollicitations d’amplitude variable doivent être réduites en un nombre limité de cas de chargement multiaxiaux typiques (ou conventionnels). Il s’agira de simuler le comportement mécanique des roues. [14]

Le chargement à introduire dans les codes de calcul est dit ‘conventionnel ‘ car il est déterminé :

§ à partir de la charge statique du véhicule sur rail pour les forces verticales et transversales (notées Q_1, Q_2, Q_3, Y_1, Y_2)

§ à partir de la vitesse pour la force centrifuge.

De plus, il est tenu compte de contraintes résultantes du frettage de la roue sur l’essieu.

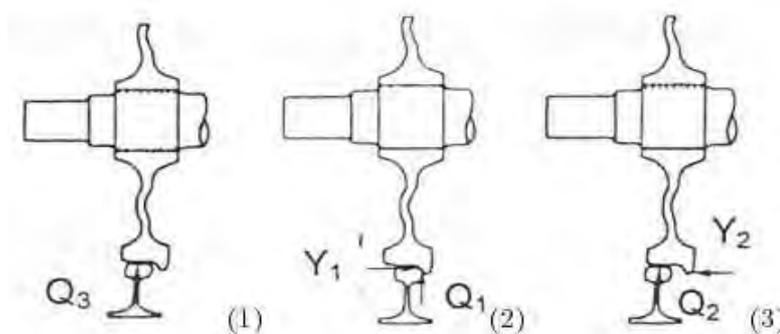


Figure III-8: les trois cas de charge conventionnel (alignement ,courbe, contre-courbe). [14]

III.4.3 Calcul des contraintes :

Les calculs montrent que lorsque la roue est soumise à un chargement de forces Y et Q , les contraintes principales sont radiales et circonférentielles à la verticale du point de contact rail roue. De plus, les contraintes radiales sont grandes devant les contraintes circonférentielles. Ce calcul nous donne des contraintes en tous point de la roue que l’on compare à des contraintes admissibles :

si les contraintes calculées sont inférieures aux contraintes admissibles, c’est-à –dire situées à l’intérieur du domaine de fatigue, alors le dimensionnement est correct : la toile de roue ne devrait pas fissurer en service.

Si la contrainte calculées se situent à l'extérieur de ce domaine, il faut reprendre le 'design' de la toile, puis refaire le calcul jusqu'à ce que la condition soit remplie. [15]

III.5 Le contact roue – rail

Le phénomène d'endommagement des roues monoblocs et l'usure des rails des voies ferrés sont parmi les préoccupations majeures des responsables du secteur du chemin de fer. Les véhicules circulant sur des pneumatiques (camions, autobus, etc.) ont une surface de contact entre la chaussée et le pneu qui fait entre 25.4 mm et 177.8 mm de diamètre. Cette grande surface de contact implique forcément une grande friction. Cette friction, qu'on appelle aussi l'adhérence, et qui permet au véhicule de combattre la force d'inertie lors d'accélération et de freinage. Les wagons et locomotives ont une surface de contact entre la roue et le rail qui ne dépasse guère 6.35 mm. Cette si petite surface, pour un poids 100 fois plus important qu'une auto, ne donne pas beaucoup d'adhésion. Par conséquent, il y a très peu de perte de friction entre la roue et le rail. C'est ce qui permet à un train de transporter des chargements énormes. Mais c'est aussi ce qui rend sa conduite plus difficile, avec des accélérations très lentes, et des freinages très longs.

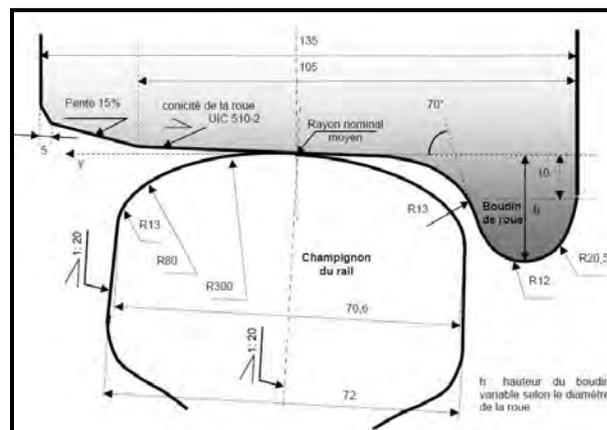


Figure III-9: ensemble roue rail en contact (champignon et table de roulement) [28]

III.5.1 Considérations géométriques fondamentales

L'établissement des conditions d'équilibre d'un essieu nécessite la connaissance exacte des points de contact de chacune de ses roues avec le rail respectif. Les conditions géométriques du contact entre roue et rail dépendent des divers facteurs suivants:

- a) position de l'axe de la roue par rapport au rail;
- b) profil de la roue;
- c) profil du rail;

Et dans certains cas

d) forces intervenant entre roue et rail.

- le nombre de dimensions géométriques envisagées pour la résolution : 2 ou 3,
- les forces en présence : normale, transversales transmises entre les solides,
- la cinématique : statique, roulement, roulement avec glissement et rotation,
- le mode de résolution : analytique ou numérique.

Suivant les conditions géométriques déterminées uniquement par les trois premiers facteurs ci-dessus, le contact peut se faire en un ou en deux points..

III.5.2 Les différentes théories du contact roue-rail :

Les théories du contact ont été établies dans un contexte volontairement simplifié.

Différents chercheurs se sont intéressés au contact roue-rail pour en déterminer la forme et la Surface, en fonction de la nature des matériaux et des forces en présence et tenter d'estimer les limites de l'adhérence et ses valeurs en fonction du glissement. Ces travaux se distinguent par : Le tableau 3 résume le contexte des principaux travaux sur ce sujet :

Le maillage en 3 dimensions des deux solides en présence permet de résoudre Numériquement, en statique , la répartition des contraintes, la forme et la surface du contact. Ces calculs demandent cependant une très grande puissance de calcul.

Tableau III. 3 : Caractéristique des principales théories du contact[28]

Caractéristique des principales théories du contact				
Auteur -année	dimensions	Forces	Cinématique	résolution
HERTZ 1881	2	normale	statique	analytique
BOUSSINESQ 1885		Normale et tangentielle	roulement	
CARTER 1926				
CATTANEO 1938				
MINDIN 1949				
HAINES-OLLERTON 1936	3			
KALKER 1967-1993			Roulement, glissement et rotation	numérique

III.5.3 Conséquences mécaniques de ces lois :

L'histoire du contact roue rail est plus discrète que celle de la grande vitesse mais dès l'origine, l'adhérence est la préoccupation des pionniers du rail. Marc SEGUIN note, en 1829,

à l'issue d'un essai de traction au départ de Lyon. L'adhérence est un état d'équilibre dépendant des caractéristiques du contact, mais aussi du vecteur d'action mécanique, résultante d'autres forces mécaniques amenées à être modifiées.

L'adhérence roue-rail est à la base de la traction dans la très grande majorité des chemins de fer, dans lesquels la puissance de traction est transmise par les roues motrices au rail et repose donc sur le frottement entre une roue en acier sur un rail en acier

III.6 La fatigue de la roue ferroviaire

Dans le secteur ferroviaire, le risque de rupture par fatigue des roues n'est pas acceptable, il faut donc supposer à priori qu'un défaut peut exister, même si c'est très improbable, et prévoir à quelles conditions ce défaut ne pourra pas être à l'origine d'une rupture catastrophique.

Les roues assurent le roulement sur rail. En service la roue transmet les forces entre le véhicule et les rails. Ces forces induisent des champs de contraintes complexes et notamment des contraintes d'HERTZ dans les jantes, dues aux contacts répétés « roue-rail ». Celles-ci peuvent générer des fissurations internes par fatigue, parallèles à la table de roulement pour peu qu'elles trouvent un point d'amorçage. et Comme toute pièce sollicitée de manière cyclique, les roues de train sont confrontées aux problèmes associés à la fatigue des matériaux. Dans la plupart des cas recensés, leur apparition est due à des impacts d'objets externes lors du fonctionnement en service (ballast) ou bien à des défauts d'usinage ou de fabrication.

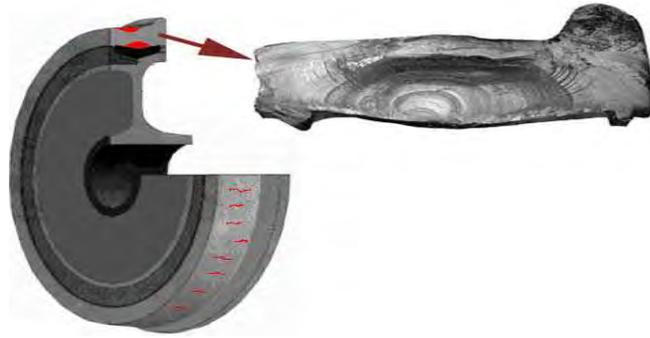


Figure III-10: surface de rupture par fatigue d'une roue de train, vue macro[15]



Figure III-11: Fissuration parallèle à la table de roulement ayant conduit à la perte d'un secteur de roue[21]

III.6.1 Généralités sur la fatigue :

Pour garantir l'aptitude au service et la sécurité, un système doit être dimensionné de façon à ne pas subir d'endommagement et d'avarie dans les conditions de service.

En sait depuis longtemps qu'un élément de structure soumis à une charge variable répétée ou fluctuante est susceptible de rompre sous des charges nettement plus faibles que celle nécessaire à sa rupture sous (chargement constant) (ou chargement statique).

Les ruptures sous charge variable sont appelés ruptures par fatigue. Le phénomène des fatigues des matériaux consiste en un endommagement progressif résultant d'une sollicitation variable dans le temps conduisant à la fissuration puis à la rupture. La rupture apparait généralement après une période de fonctionnement qui peut être longue voir très longue. On considère aujourd'hui que 85 à 90% des ruptures des structures en service en fonctionnement normal résultent d'un phénomène de fatigue. il s'agit d'un problème primordial, étant donné les conséquences économiques, matérielles et humaines que de telles ruptures peuvent entrainer. Le nombre de ces ruptures a fortement augmenté avec le développement des équipements dans le chemin de fer et les machines tournantes en général.

Le phénomène de fatigue est bien souvent insidieux, bien que résultant d'un endommagement progressif, une rupture par fatigue apparait souvent brutalement, en

particulier sans déformation plastique notable préalable. La résistance d'une pièce de structure à la fatigue dépend du matériau, de la forme et de l'état de surface de la pièce, de son mode de sollicitation, et des conditions d'environnement (température, milieu ambiant plus au moins corrosion...). Cette résistance se caractérise par la durée de vie de la pièce, ou nombre de cycles qu'elle peut supporter jusqu'à sa défaillance.

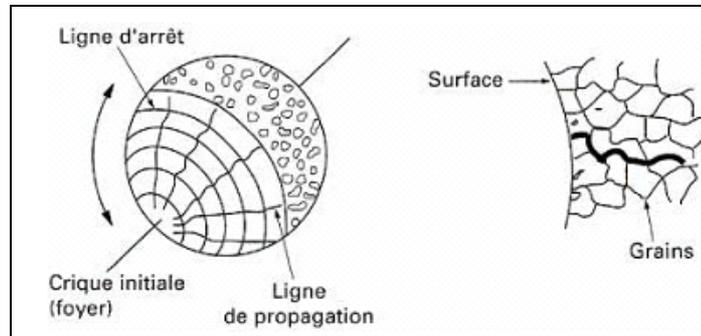


Figure III-12: Endommagement par fatigue [29]

La durée de vie d'une structure soumise à la fatigue est d'autant plus courte que le niveau de sollicitation appliquée est élevé. Inversement, un niveau de sollicitation suffisamment faible peut conduire à une durée de vie infinie de structure. On appelle endurance l'aptitude d'un matériau ou d'une structure de résister à la fatigue.

Pour chaque cas de chargement conventionnel, les contraintes principales et les directions principales des contraintes sont calculés en chaque nœud du maillage. Pour un chargement, la configuration qui donne la plus grande contrainte principale de traction, appelée (σ_{\max}) est recherchée ainsi que la direction n_{\max} de celle-ci par rapport au repère de référence. Ici direction radiale. Ensuite la composante normale de la contrainte qui s'exerce sur l'élément de matière de direction n_{\max} est calculée dans les autres configurations de chargement. La plus petite des valeurs ainsi obtenue est appelée (σ_{\min}).

III.6.2 Différents domaines de la fatigue :

Les caractéristiques de résistance à la fatigue ou endurance d'un matériau sont généralement obtenues grâce à des essais sur éprouvettes lisses soumises à des sollicitations cycliques, en cycle sinusoïdale ou triangulaire. L'amplitude est de fréquence constante. Le nombre de cycle conduisant à la rupture sous le niveau de sollicitation appliquée est appelé durée de vie.

On est couramment amené à définir deux grands domaines de la fatigue à partir du paramètre amplitude de la contrainte ou encore amplitude de la déformation due à cette contrainte : la fatigue d'endurance et la fatigue oligocyclique ou fatigue plastique.

- La fatigue d'endurance : l'amplitude des déformations que l'on fait subir à l'éprouvette reste dans le domaine élastique ; la durée de vie de la pièce (nombre de cycles NR nécessaire pour entraîner la rupture du matériau) est en général supérieure à 10^5 cycles.
- La fatigue oligocyclique : l'amplitude des déformations dépasse le domaine d'élasticité du matériau ; la durée de vie du matériau est en général plus courte $NR < 10^4$ cycles.

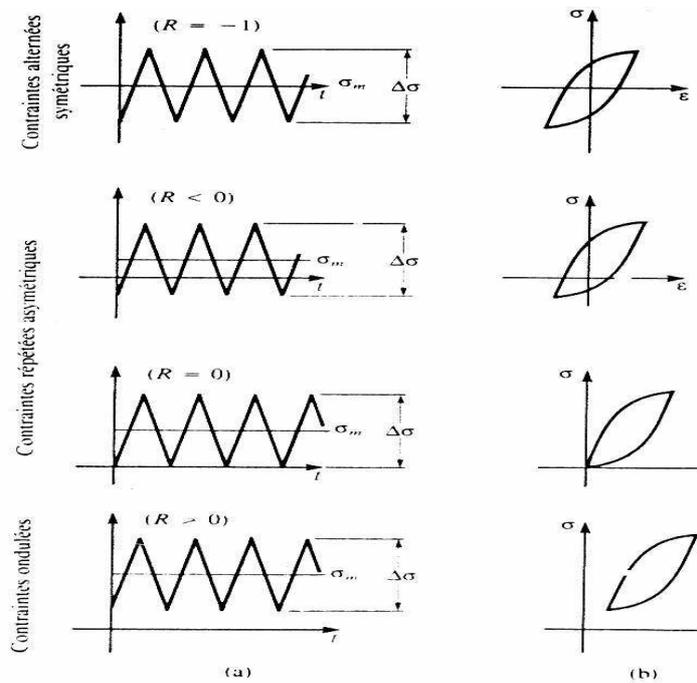


Figure III-13 Cycles de fatigue mécanique (fatigue oligocyclique). [31]

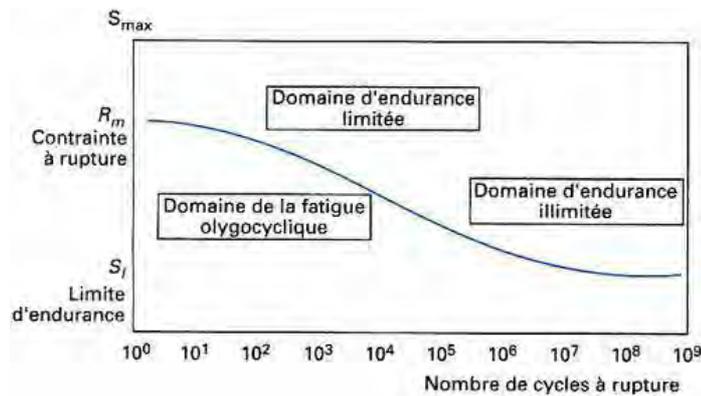


Figure III-14: Les trois domaines d'endurance[29]

III.6.3 Calcul de La fatigue

L'objectif d'un calcul de fatigue est d'obtenir une durée de vie (nombre de cycles à rupture) qui correspond à l'ensemble des quatre phases décrites précédemment

III.6.3.1 Classification des sollicitations

Les contraintes périodiques qui existent en service sont en général sinusoïdales et, selon la valeur de la contrainte statique σ_s que l'on superpose, on distingue :

- les contraintes alternées pures ou symétriques $\sigma_s = 0$ ($\sigma_m = 0$) ;
- les contraintes alternées dissymétriques $\sigma_s < \sigma_a$ ($0 < \sigma_a$) ;
- les contraintes répétées..... $\sigma_s = \sigma_a$ ($\sigma_m = \sigma_a$) ;
- les contraintes ondulées $\sigma_a < \sigma_s$ ($\sigma_a < \sigma_m$).

avec σ_a amplitude de la contrainte variable et σ_m contrainte moyenne (égale à la contrainte statique σ_s) (figure IV.15).

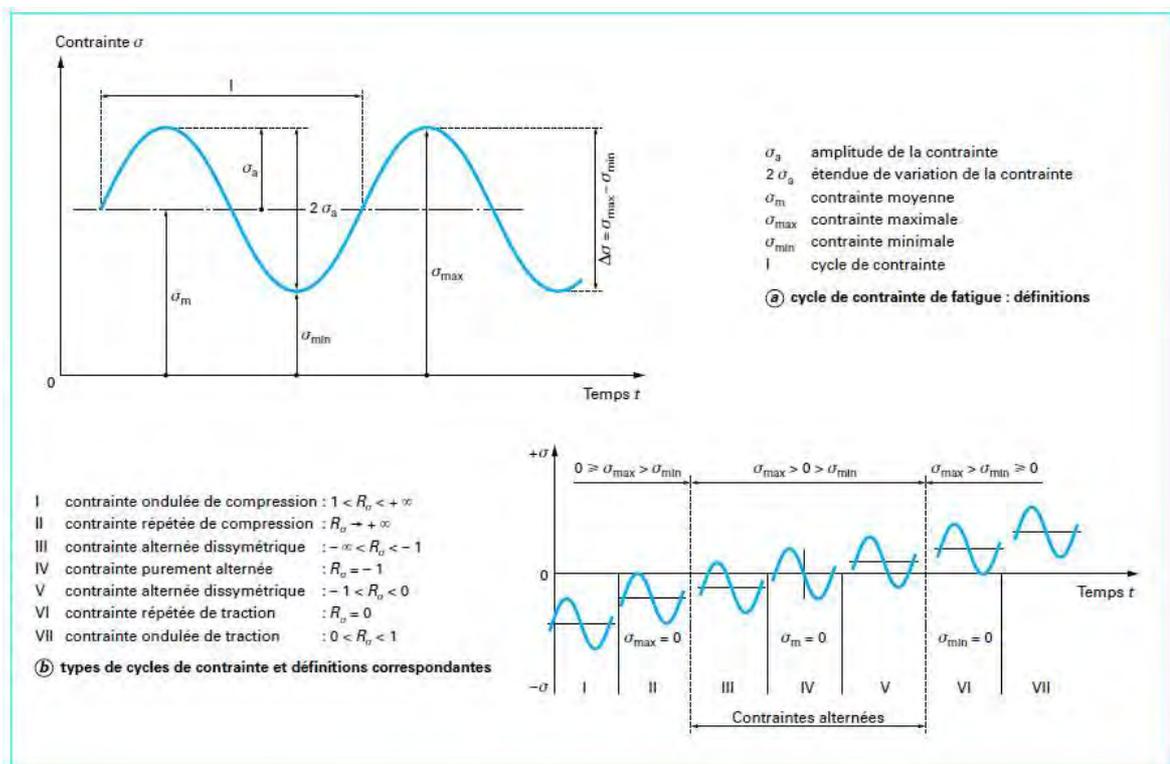


Figure III-15: Classification des sollicitations[30]

III.6.3.2 La forme de la charge cyclique

En traction uni axiale les essais de Mielke 84 [14], montrent qu'il n'y a pas d'influence de la forme du cycle de chargement (sinus, trapèze, triangle) sur la limite d'endurance. des essais de traction compression ($R_{\sigma-1}$) réalisés par Banville sur des éprouvettes lisses en fonte mettent en évidence qu'à des niveaux de contraintes menant à des durées de vie voisines de 10^5 cycles, l'effet de la forme du cycle de chargement sur la durée de vie n'est pas significatif. Par contre si l'état de contrainte est non proportionnel, Dietmann et al [14] mettent en évidence une influence notable, sur les limites de fatigue, de la forme du chargement. C'est

plus précisément la forme du trajet de chargement qui a alors probablement un effet sur la durée de vie. Pour cela nous avons choisi le type triangulaire qui explique mieux notre cas de chargement.

On considère donc un chargement du type de celui présenté sur la Figure III. 16 . On note σ_{min} la contrainte minimale et σ_{max} la contrainte maximale du cycle. La contrainte alternée, σ_a et la contrainte moyenne, σ_m , ainsi que le Taux de variation de contrainte, R , sont donnés par les formules suivantes :

- Une contrainte moyenne fictive :

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

- Une amplitude moyenne fictive :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

- Taux de variation de contrainte

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

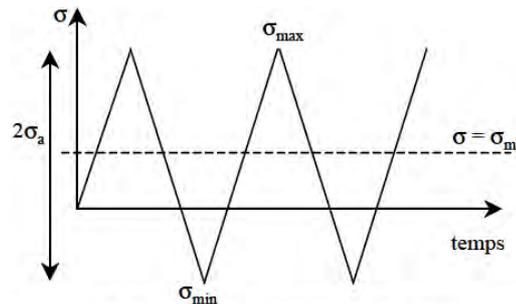


Figure III-16: chargement d'une éprouvette de fatigue à contrainte imposée[36]

III.6.3.3 Diagramme d'endurance

La tenue en fatigue d'un matériau est habituellement quantifiée par des courbes d'endurance ou courbes de Wöhler ou la courbe dite « S-N » est exprimée en contraintes (Figure III.17). On utilise une échelle logarithmique pour le nombre de cycles à rupture, NR, que l'on porte en abscisse : on connaît généralement le nombre de cycles visés et on souhaite connaître le niveau de chargement que la pièce est capable de supporter au cours de ces cycles. Le chargement mécanique, S, est généralement la contrainte alternée σ_a ou l'amplitude de contrainte. Ces courbes sont obtenues par des essais à fréquence élevée (typiquement 20 Hz) sur des machines de flexion, de flexion rotative (on applique un poids constant sur une extrémité de l'éprouvette maintenue en rotation), voire de traction-compression.

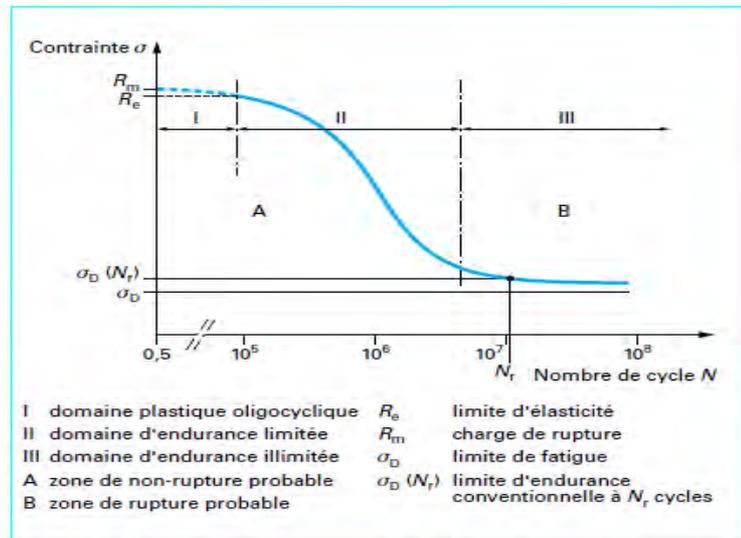


Figure III-17: Diagramme d'endurance et courbe de Wöhler[30]

Chapitre IV : Modèle mathématique et Modélisation numérique du couple roue/ rail

IV.1 Introduction

La simulation numérique est devenue un moyen incontournable pour concevoir et valider un système complexe subissant des phénomènes réels. L'explosion de la puissance de calcul des ordinateurs depuis une dizaine d'années a permis le développement de logiciels de calculs toujours plus complexes, basés sur des modèles théoriques interdisciplinaires. En raison de la grande quantité d'information traitée et générée par ces codes, les moyens d'exploitation des résultats doivent évoluer en permanence pour faire face aux nouveaux besoins.

Les simulations utilisées de nos jours imposent l'utilisation de modèles complexes pouvant décrire différentes propriétés physiques sur des objets multidimensionnels. Au sein d'un domaine 3D des sous-structures de plus petites dimensions sont modélisées explicitement pour décrire des caractéristiques fines des objets.

La visualisation scientifique est devenue l'outil indispensable pour comprendre et communiquer les résultats obtenus. Ce domaine de l'informatique exploite la représentation graphique pour aider à la compréhension des données, en utilisant les conventions d'un langage visuel propre au domaine d'application visé. Avec ces outils, un utilisateur est capable de visualiser et d'interagir, à temps interactif, avec une représentation de ses résultats. Les figures ci-dessous montrent quelques étapes de la création des deux géométries (roue et rail) sous le logiciel **Solid Works** ; tandis que tous les calculs sont faits sous le code de simulation **ANSYS et ANSYS Workbench** basé sur un calcul par éléments finis.

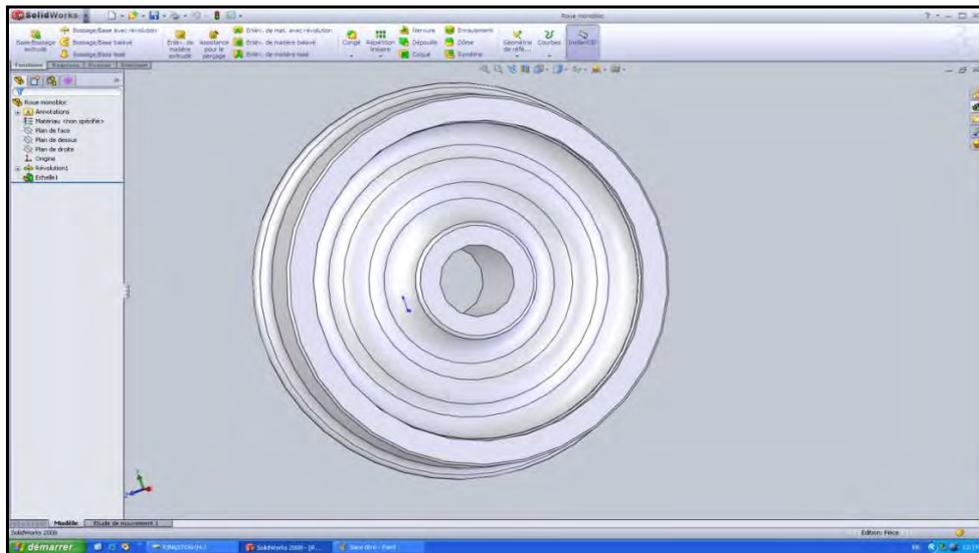


Figure IV-1: modèle géométrique (roue) [32]

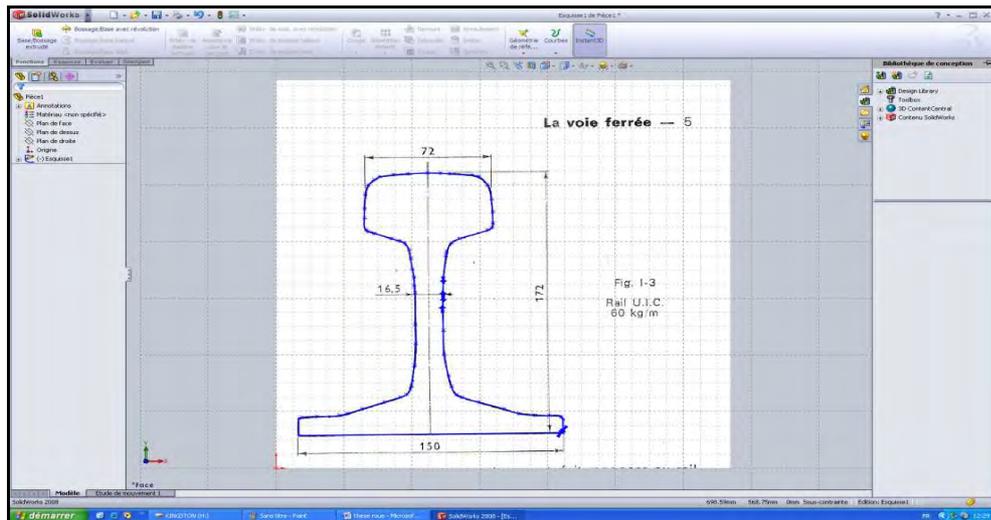


Figure IV-2: introduction du plan du rail dans l'interface du logiciel[32]

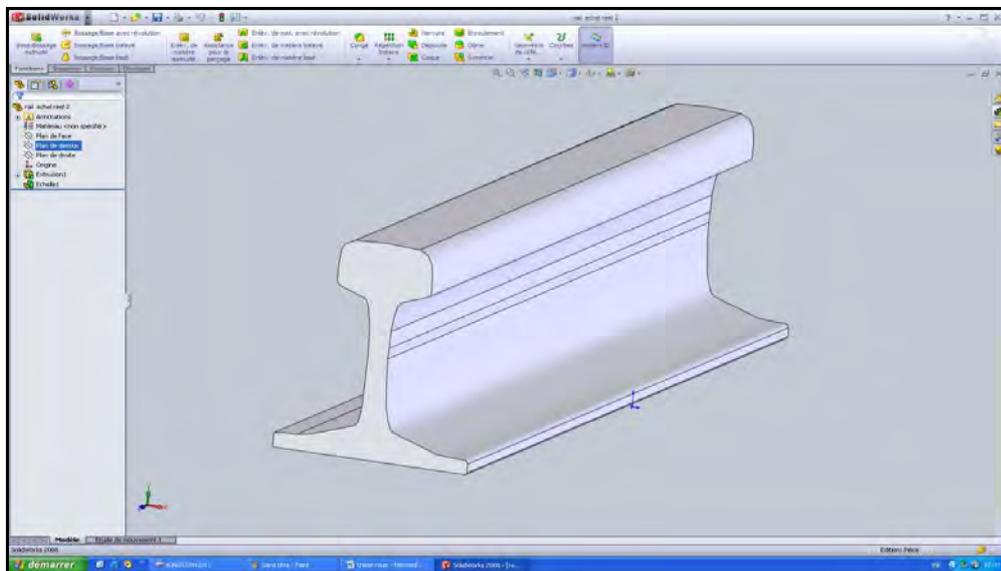


Figure IV-3: le rail après extrusion [32]

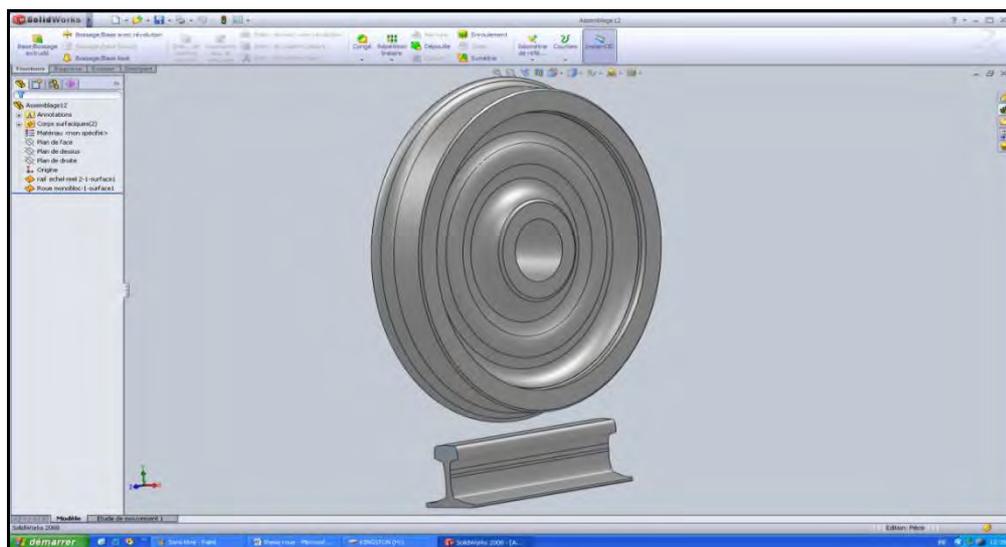


Figure IV-4: assemblage entre les deux solides [32]

ANSYS Inc., créé en 1970 aux Etats-Unis, est le numéro un mondial des logiciels de simulation. Depuis, son objectif est de développer et de fournir des logiciels de simulation en mécanique des structures, mécanique des fluides, électromagnétique et explicite (très grande vitesse et très grandes déformations). Ce produit majeur est un logiciel qui met en œuvre la méthode des éléments finis, afin de résoudre des modèles discrétisés.

IV.1.1 Plats formes ou environnements

Deux environnements logiciels permettent de mettre en œuvre le code ANSYS :

- ANSYS classique : Chronologiquement, c'est la première solution logicielle développée par le constructeur. Elle est destinée à la construction de modèles éléments finis à la géométrie simple, facilement constructible à l'aide d'opérations basiques. À partir de cet environnement, l'utilisateur construit directement un modèle éléments finis en se basant sur les commandes disponibles dans le code ANSYS. Il est donc destiné à des utilisateurs compétents dans le domaine de la simulation numérique.
- ANSYS Workbench : Cette plate-forme propose une approche différente dans la construction d'un modèle en réutilisant le code ANSYS initial. Elle est particulièrement adaptée au traitement de cas à la géométrie complexe (nombreux corps de pièce) et aux utilisateurs non confirmés dans le domaine du calcul. Dans cet environnement, l'utilisateur travaille essentiellement sur une géométrie et non plus sur le modèle lui-même. La plateforme est donc chargée de convertir les requêtes entrées par l'utilisateur en code ANSYS avant de lancer la résolution. Le modèle éléments finis généré reste néanmoins manipulable en insérant des commandes propres au code ANSYS.

IV.2 Méthode des éléments finis

Pour obtenir les meilleurs résultats de ANSYS, ni d'ailleurs des éléments finis tout programme, il est important de comprendre les concepts de base et les limites de la méthode des 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'ils peuvent facilement être programmés. Les techniques des éléments finis ont été initialement développées pour des problèmes structurels, mais ils ont été étendus 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

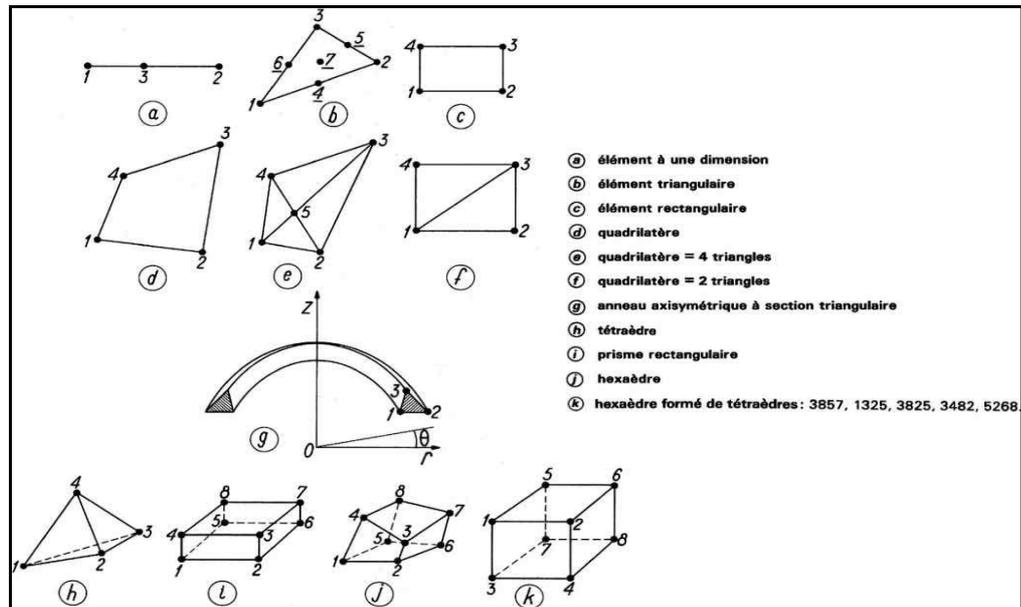


Figure IV-5: élément le plus fréquemment utilisés[33]

IV.2.1 Choix du maillage

. D'habitude l'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 l'on a 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.

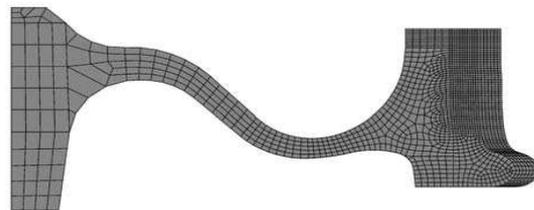


Figure IV-6: exemple de maillage 3D de la roue [35]

ANSYS propose un grand nombre d'éléments volumiques. Parmi ceux-là, certains sont plus spécifiques pour l'étude de structure. Le post-traitement se limitera donc aux éléments suivants : solid45, solid 64, solid65, solid72, solid73, solid92, solid95. Et puisque nous allons

modéliser un corps solide nous avons choisis l'élément volumique solid45 qui est très utilisé pour la modélisation de la roue ferroviaire. Parmi les éléments volumiques qui existent dans la plateforme ANSYS sont :

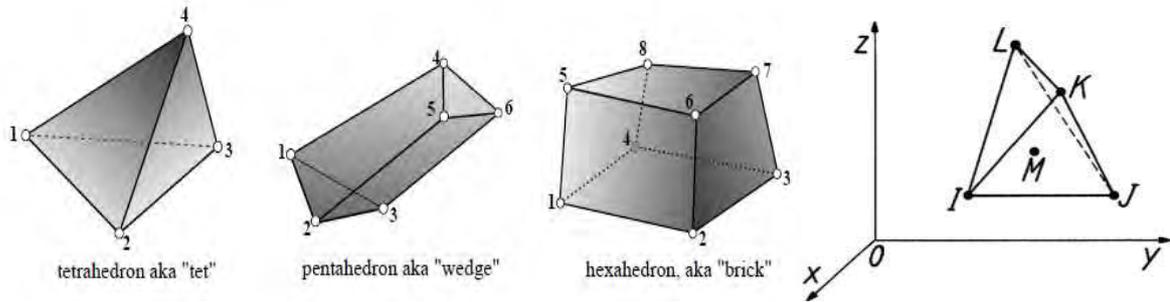


Figure IV-7: différents éléments volumique[38]

- **L'élément tétraédrique :**

Les trois composantes du déplacement $u(x, y, z)$, $v(x, y, z)$ et $w(x, y, z)$ seront données par les trois équations :

$$\begin{cases} U(x,y,z) = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y + \alpha_4 z \\ V(x,y,z) = \beta_1 + \beta_2 x + \beta_3 y + \beta_4 z \\ W(x,y,z) = \gamma_1 + \gamma_2 x + \gamma_3 y + \gamma_4 z \end{cases} \quad (\text{IV- 1})$$

Les principes et les techniques des méthodes par éléments finis sont largement décrits dans plusieurs ouvrages tels que [33]. Aujourd'hui en calcul de structure, la méthode des déplacements est généralement appliquée aux problèmes statiques de la mécanique.

Les n équations régissant l'équilibre statique d'un système mécanique ou d'une pièce se mettent sous la forme :

$$[K] \{u\} = \{F\} \quad (\text{IV- 2})$$

Ou :

- $[K]$ est la matrice de rigidité symétrique de dimensions $n_x n$ caractérisant la rigidité du système. Elle est formée par l'assemblage des matrices de rigidité élémentaires associées à chaque sous domaine. La dimension n est égale au produit du nombre de noeuds par le nombre de déplacements élémentaires associés à chacun.
- $\{u\}$ est le vecteur, de dimension n , des déplacements des noeuds de la structure.
- $\{F\}$ est le vecteur de dimension n des efforts ponctuels appliqués sur les noeuds de la structure.

Les déplacements en tous points du milieu continu sont alors déduits du vecteur $\{u\}$ et des fonctions de forme. Les tenseurs de déformation et de contraintes en tous points en découlent également grâce aux lois de comportement du matériau.

Les matrices de rigidité des éléments non linéaires dépendent des nœuds de connexion et sont assemblées aux matrices issues de la méthode des éléments finis pour donner un système caractérisant le comportement statique du mécanisme complet en contact du type :

$$[K(\{u\})]\{u\}=\{F\} \quad (\text{IV- 3})$$

Les résultats concernant les éléments de liaison (déplacements, déformations ou efforts) sont des valeurs discrètes aux nœuds de connexion (contact).

Les étapes de base de toute analyse par élément finis sous Ansys sont les suivantes. :

- Créer et discrétiser la solution du domaine en éléments finis. Il s'agit de diviser le domaine en sous-domaines, appelés «éléments», et la sélection de points, appelés nœuds, sur l'inter-frontières ou à l'élément à l'intérieur des éléments.

- Supposons une fonction de représenter le comportement de l'élément. Cette fonction est approximative et continue et est appelée la "fonction de la forme".

- Mettre en place des équations pour un élément.

- Assembler les éléments pour représenter l'ensemble du problème.

- Choix du maillage

- Solution (solve)

- Lire les résultats (postprocess)

Les méthodes aux éléments finis volumiques mises en œuvre pour résoudre les schémas théoriques, utilisent souvent une discrétisation du domaine par des maillages tétraédriques non structurés incluant des mailles 2D et 1D. Ces éléments constituent des caractéristiques fondamentales des modèles qui doivent être mises en valeur et étudiées précisément lors de la phase d'exploitation. Pour ce qui est dans notre cas solid45

IV.2.1.1 SOLID45 3-D structurels solides:

SOLID45 est utilisé pour la modélisation en trois dimensions des structures solides. L'élément est défini par huit nœuds ayant trois degrés de liberté à chaque nœud: la traduction dans les z nodale x, y et les directions. La géométrie, la position des nœuds, et le système de coordonnées pour cet élément sont indiqués dans la Figure IV. 8 .

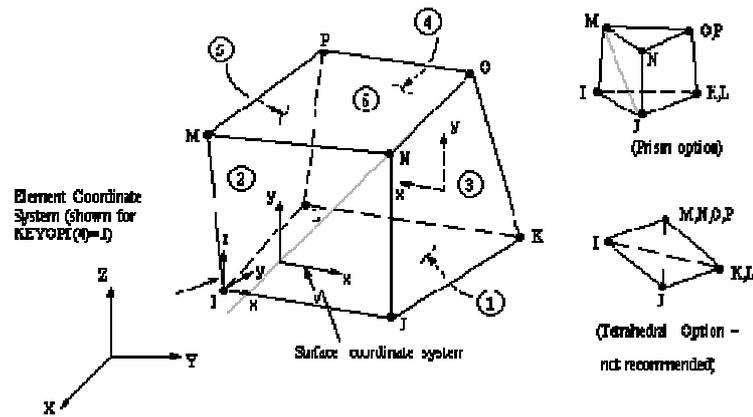


Figure IV-8: l'élément solid 45[34]

IV.2.1.2 Eléments de contact (CONTACT174)

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.

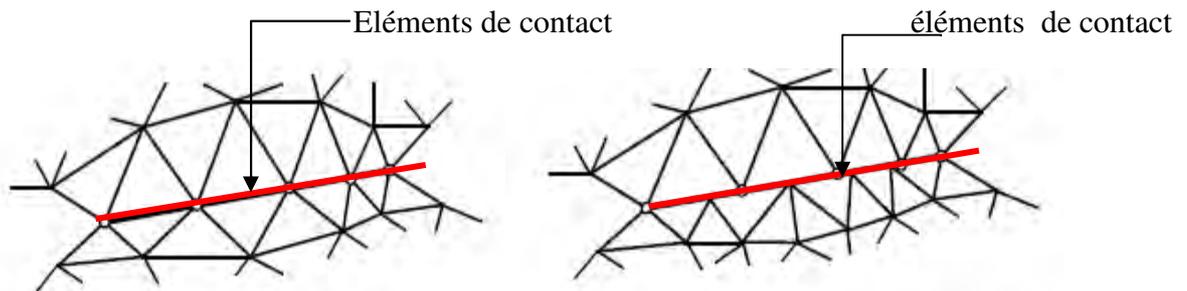


Figure IV-9: a) Maillage compatible sur l'interface, b) incompatible sur l'interface[35]

IV.2.1.3 TARGE170

Est 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 discrétisée par un ensemble d'éléments du segment cible (TARGE170) et est associée 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 IV. 10

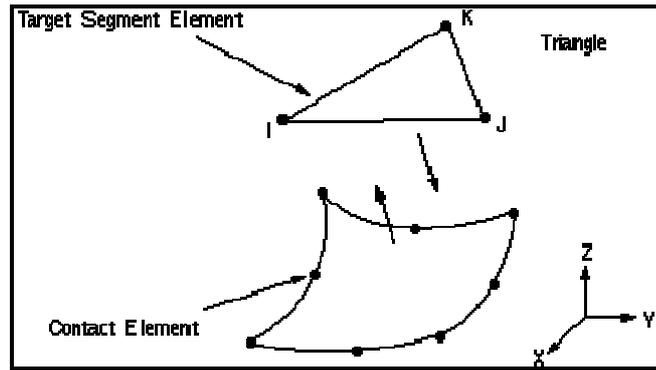


Figure IV-10: l'élément cible TARGET170 [34]

IV.3 Modèle mathématique

IV.3.1 Loi de comportement mécanique de la roue en statique

Nous travaillerons dans le cadre des petites déformations, cela implique que la position de référence reste la position initiale. Les chargements peuvent être de type volumique ou de type surfacique dans le cas 3-D. La résolution d'un problème de structure consiste à étudier trois champs vectoriels ainsi que leur relation :

Le repère fixe : $R (O, x_1, x_2, x_3)$

$i, j, k \in \{1, 2, 3\}$

$\alpha, \beta, \gamma \in \{1, 2\}$

- le champ de déplacement noté $\begin{cases} u(x, y, z) \\ u(x) = v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{cases}$ (IV- 4)

- Le champ de déformation noté $[\varepsilon(x)] = \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} & \varepsilon_{12} & \varepsilon_{13} \\ \varepsilon_{21} & \varepsilon_{22} & \varepsilon_{23} \\ \varepsilon_{31} & \varepsilon_{32} & \varepsilon_{33} \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ 2\varepsilon_{12} \\ 2\varepsilon_{13} \\ 2\varepsilon_{23} \end{bmatrix}$ (IV- 5)

-Le champ de contrainte noté $[\sigma(x)] = \begin{bmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \sigma_{21} & \sigma_{22} & \sigma_{23} \\ \sigma_{31} & \sigma_{32} & \sigma_{33} \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{12} \\ \sigma_{13} \\ \sigma_{23} \end{bmatrix}$ (IV- 6)

IV.3.1.1 L'élasticité en 3D

Soumis à une contrainte, le matériau se déforme de manière linéaire par rapport à cette contrainte pourvu que la déformation engendrée soit faible. Lorsque la contrainte est

supprimée, le matériau revient dans son état standard de manière réversible. Ce comportement observé pour tous les matériaux est dit élastique

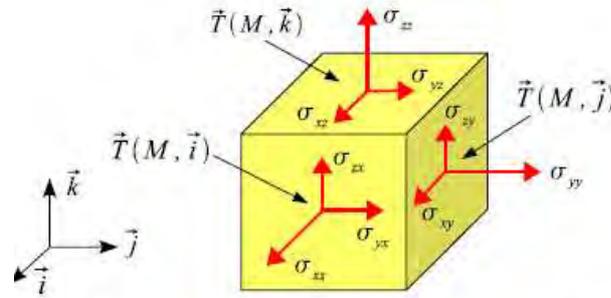


Figure IV-11: vecteur contrainte sur les facettes ijk en M partagées [37]

Sous l'action des forces appliquées, les points d'un solide se déplacent. Il en résulte, pour des fibres Infinitésimales de matière, des variations de longueur et des variations d'angle appelés déformations

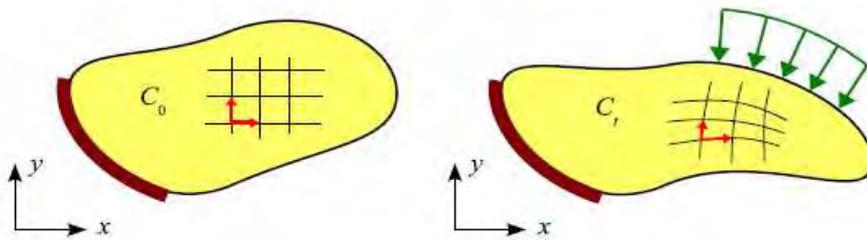


Figure IV-12: Déformation dans un solide[37]

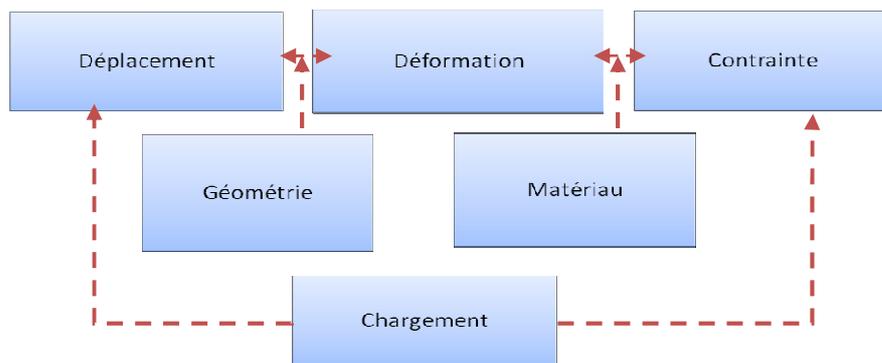


Figure IV-13: Organigramme : relation entre déplacement, déformation et contrainte

En statique, l'état des contraintes sur la roue est défini par les expressions suivantes :

1. L'équation d'équilibre :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \sigma_{ij} + F_i = 0 \tag{IV- 7}$$

2. Relation entre déformation et déplacement

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1+\nu}{E} \sigma_{ij} - \frac{\nu}{E} \sigma_{kk} \delta_{ij} \quad (\text{IV- 8})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \\ \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \\ \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \\ \gamma_{xy} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \\ \gamma_{xz} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \\ \gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \end{array} \right. \quad (\text{IV- 9})$$

3. Relation entre déformation et contrainte

$$\sigma_{ij} = \lambda \frac{-3\nu}{\lambda+2\mu} \delta_{ij} + 2\mu \varepsilon_{ij} \quad (\text{IV- 10})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \\ \varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \\ \varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \end{array} \right. \quad (\text{IV- 11})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_x = \frac{E}{1+\nu} \left[\frac{1-\nu}{1-2\nu} \varepsilon_x + \frac{\nu}{1-2\nu} (\varepsilon_y + \varepsilon_z) \right] \\ \sigma_y = \frac{E}{1+\nu} \left[\frac{1-\nu}{1-2\nu} \varepsilon_y + \frac{\nu}{1-2\nu} (\varepsilon_x + \varepsilon_z) \right] \\ \sigma_z = \frac{E}{1+\nu} \left[\frac{1-\nu}{1-2\nu} \varepsilon_z + \frac{\nu}{1-2\nu} (\varepsilon_x + \varepsilon_y) \right] \end{array} \right. \quad (\text{IV- 12})$$

Ou :

E : module d'élasticité (module de Young).

ν : coefficient de poisson.

λ, μ sont les coefficients de lamé

Sont récapitulés de la manière suivante :

$$E = \frac{\lambda}{2(\lambda+\mu)} \frac{\mu(3\lambda+2\mu)}{\lambda+\mu}$$

$$\nu = \frac{\lambda}{2(\lambda+\mu)}$$

4. La contrainte de Von mises

Ce critère est basé sur le dernier constat concernant la compression isotrope et sur l'énergie de déformation. Comme il n'y a aucune limite, il faut que ce critère permette de

quantifier une énergie de déformation qui ne dépende pas de la compression isotrope. Il vérifie particulièrement bien le cas de la compression hydrostatique, présente l'inconvénient d'être symétrique en traction et en compression. Il ne permet pas de prendre en compte une différence entre la limite élastique en traction et la limite élastique en compression. Son principal intérêt réside dans sa simplicité d'usage.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}{2}} \quad (\text{IV-13})$$

Ou :

σ_x , σ_y et σ_z sont les contraintes suivant les trois directions.

τ_{xy} : le cisaillement dans le plan xy.

τ_{yz} : le cisaillement dans le plan yz.

τ_{xz} : le cisaillement dans le plan xz.

IV.3.2 Le contact roue rail

L'analyse de la zone de contact a été faite par Hertz en statique, sans transmission d'effort. L'application la plus simple de ce résultat utilise deux cylindres à axes perpendiculaires. Le cylindre représentant le champignon du rail a son axe parallèle à la direction x de la figure IV. 1, qui est la direction du déplacement. Le cylindre idéalisant la roue a son axe dirigé selon la direction y.

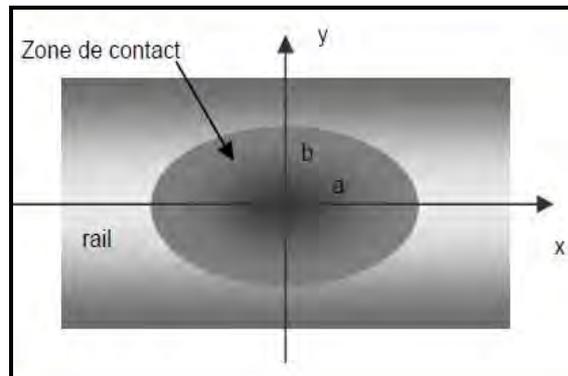


Figure IV-14: forme de contact de hertz en statique [28]

La surface de contact calculée analytiquement dans ces conditions, est une ellipse plane Les demi axes a et b , de l'ellipse se calculent par les expressions :

$$\frac{a}{m} = \frac{b}{n} = \sqrt{\frac{3\pi}{2} \cdot \frac{k_1 + k_2}{A+B} \cdot P} \quad (\text{IV- 14})$$

Ou $A(m^{-1})$, $B(m^{-1})$, m , n et k_1 , k_2 sont respectivement : Inverse du rayon du cylindre idéalisant le champignon du rail, Inverse du rayon du cylindre idéalisant la roue, coefficients sans dimension dépendants de l'angle θ ($^\circ$) défini par la relation $\cos(\theta) = \frac{B-A}{B+A}$ et constantes dépendant du module d'élasticité E (module de Young) et du coefficient de Poisson μ des aciers de la roue et du rail par la relation $k_i = \frac{1-\mu_i}{\pi \cdot E_i}$.

Tableau IV. I [28]

θ ($^\circ$)	10	20	30	40	50	60	70	80	90
m	6.61	3.78	2.73	2.14	1.75	1.49	1.28	1.13	1
n	0.32	0.41	0.49	0.57	0.64	0.72	0.80	0.89	1
r	2.8	2.3	1.98	1.74	1.55	1.39	1.25	1.12	1

La pression, en un point de la surface, en fonction des coordonnées x et y de ce point est calculable par :

$$P(x, y) = \frac{3P}{2\pi \cdot a \cdot b} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (\text{IV- 15})$$

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

$$P_0 = \frac{3P}{2\pi \cdot a \cdot b} = \frac{3}{2} \cdot P_{\text{moyenne}} \quad (\text{IV- 16})$$

$$\text{Avec } P_{\text{moyenne}} = \frac{P}{S}$$

IV.3.2.1 La loi de frottement

Les phénomènes physiques à faire apparaître dans une loi de frottement sont l'existence d'un seuil d'effort en dessous duquel aucun glissement n'est possible et une éventuelle dépendance de ce seuil à l'intensité des efforts normaux. Par ailleurs le déplacement de glissement semble irréversible ce qui pousse à imaginer, pour les lois de frottement, des relations entre les forces de frottement et la vitesse de glissement. Bien évidemment, ces lois ne doivent intervenir que lorsqu'il n'y a pas de décollement sur la zone de contact.

IV.3.2.1.1 Loi de TRESCA et loi de COULOMB

La plus simple (en apparence) des lois de frottement est la loi de TRESCA qui s'écrit de la manière suivante :

Si $\|\vec{F}_t\| < g$ alors $[\vec{u}_t] = 0$ (Adhérence)

Si $\|\vec{F}_t\| = g$ alors $\exists \lambda > 0$ tel que $[\vec{u}_t] = \lambda \vec{F}_t$ (Glissement)

Ou g est un seuil de d'adhérence/glissement fixé à priori. Le graphe de cette loi est tracé sur la figure IV. 15 , en posant :

$$[\vec{u}_t] = [\dot{u}] \frac{[\vec{u}_t]}{\|[\vec{u}_t]\|} \quad \text{et} \quad \vec{F}_t = F_t \frac{\vec{F}_t}{\|\vec{F}_t\|}$$

Pour décrire la dépendance de ce seuil à l'intensité des efforts normaux. On utilise une loi de Tresca dont le seuil g est proportionnel à l'effort normal. C'est la loi de Coulomb (1785) qui est utilisé dans le cas des problèmes statiques (qui est notre cas d'étude) ou monotones quasi-statiques, cette loi donc peut s'écrire comme une relation entre les forces de frottement et le déplacement de glissement:

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

$F^t \leq \mu F^n$ avec

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

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

ou μ est le coefficient de frottement qui dépend des matériaux en présence et des états de surface. Le graphe de cette loi est tracé sur la figure IV-15.

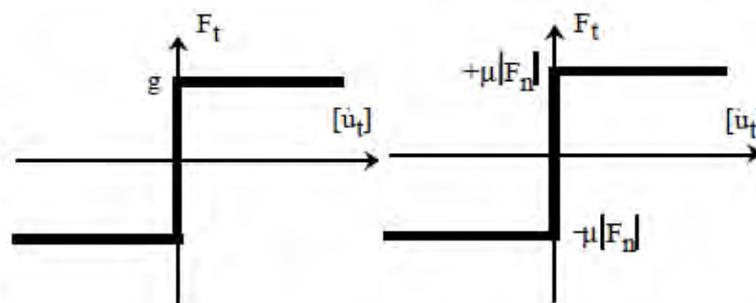


Figure IV-15: lois de frottement (a- loi de TRESCA b- loi de coulomb) [35]

On peut tracer le lieu géométrique de l'extrémité du vecteur force de contact sous forme d'un cône, en 2D et en 3D (Figure IV. 2). On l'appelle cône de Coulomb. L'enveloppe de ce cône est la surface seuil du glissement dont la définition et l'utilisation est à rapprocher de la définition de la surface seuil en plasticité. Pour le cas du contact roue rail la Figure IV.3 montre bien le cône de coulomb. Donc on dit qu'il y a adhérence entre la roue et le rail si la résultante R des efforts en contact se situe à l'intérieur du cône.

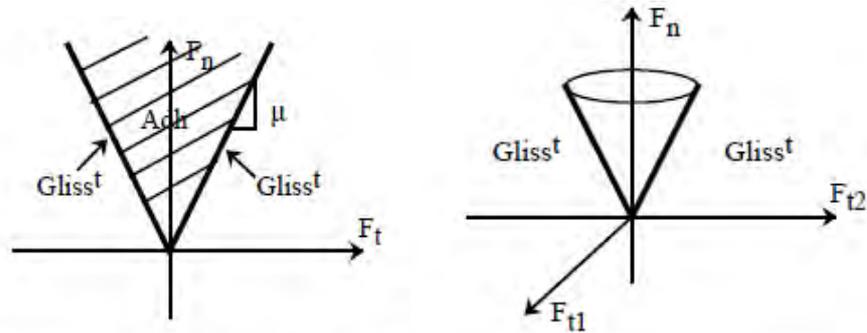
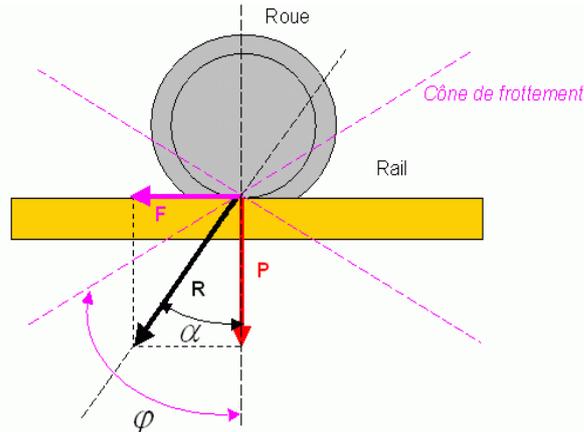


Figure IV-16: cône de coulomb (a- en 2D b- en 3D) [35]

Figure IV-17: cône de frottement pour le contact roue rail (adhérence si $R=F+P$ est à l'intérieur du cône) [28]

IV.3.2.1.1 : Cas de l'adhérence ferroviaire

Prolongement des lois de COULOMB sur le contact surfacique d'HERTZ Le contact roue/rail ne se limite pas à un point mais à une zone surfacique dont la forme et les dimensions sont connues comme approchant l'ellipse d'HERTZ (Fig. IV. 4). Les lois de COULOMB peuvent être étendues à l'ellipse en considérant cette dernière comme somme continue de contacts ponctuels élémentaires dont l'action mécanique est une force élémentaire dR . L'angle de frottement élémentaire $d\phi$ est alors considéré le même en tout point de la zone de contact.

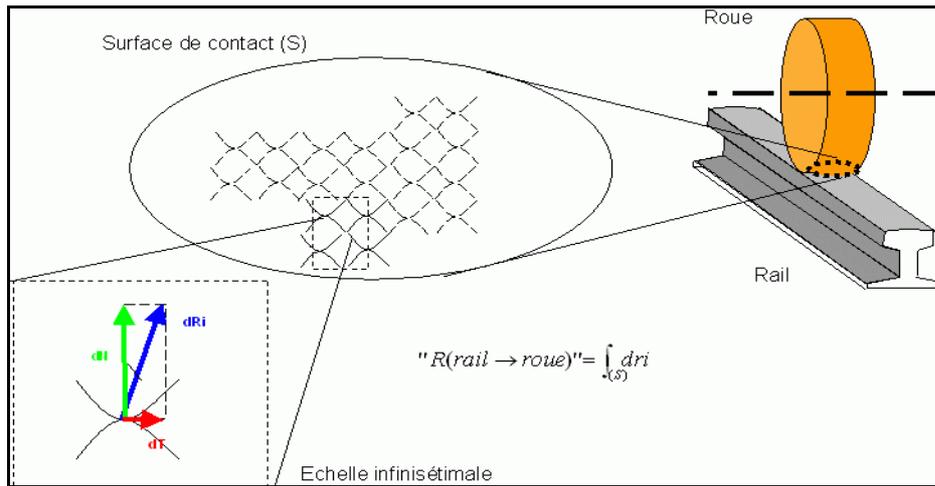


Figure IV-18: surface de contact roue/rail modélisé comme une infinité de contact ponctuels[28]

Chapitre V : Résultats et discussions

V.1 Résultats de la roue

Les résultats présentés sont relatifs à trois cas de chargement à savoir :

V.1.1 1^{er} cas : roue en alignement

La force appliquée par essieu est de 22.5tonnes (donnée expérimentale). Les figures V.1 (a,b,c,d) montrent les deux modèles géométriques avec maillage et maillage raffiné de la roue d'un diamètre de 920 mm et d'une épaisseur de la jante 135 mm (voir Annexe) , réalisé sur le logiciel ANSYS et l'état de sollicitation dans la zone du contact roue-rail.

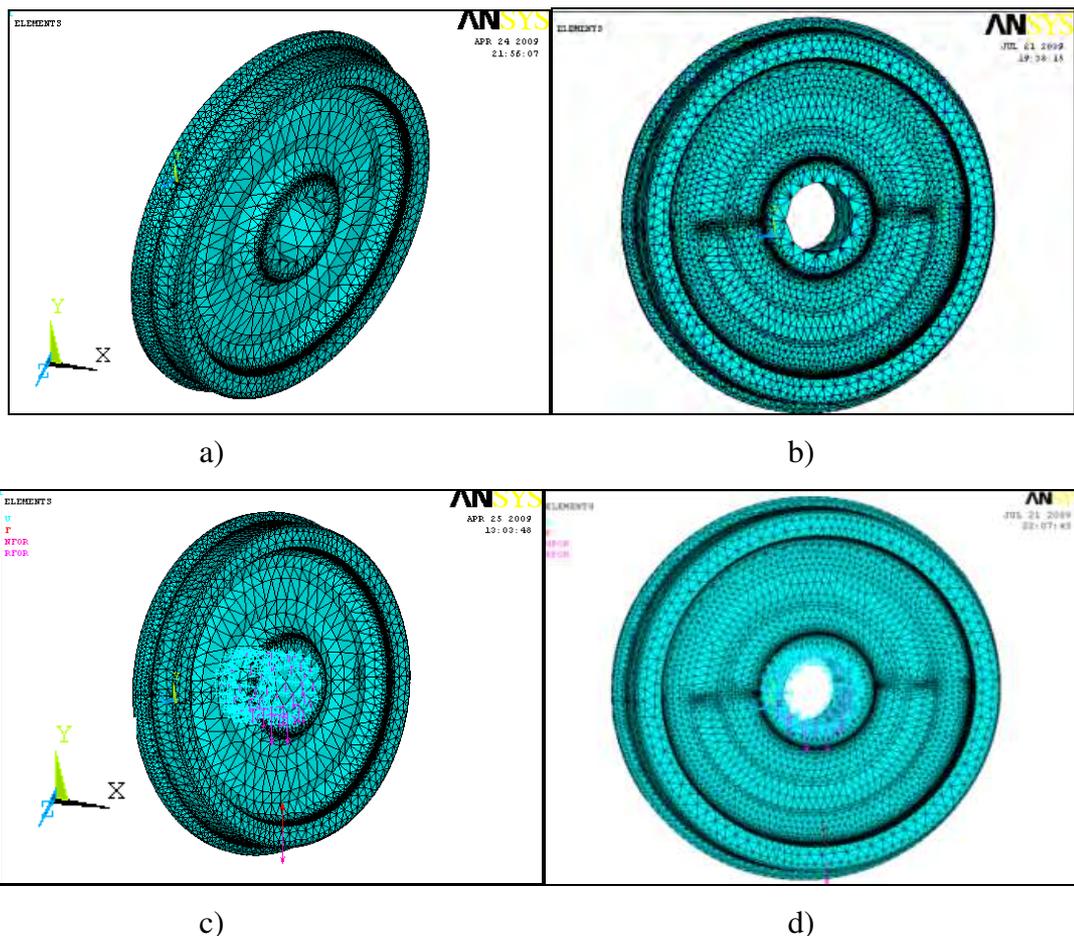


Figure V-1: modèle géométrique (a : roue maillée ; c : état de sollicitation ; b-maillage raffiné et d- état de chargement après raffinage)

Le tableau suivant récapitule le nombre de nœuds de la roue maillée avant et après raffinage.

Tableau V. 1 : le nombre de nœuds pour les deux roues

SOLID 45 : tétraèdre	Roue maillée	Roue avec maillage raffiné
Nombre de nœuds	27802	39288

Les figures V-2 (a, b, c, d,) représentent respectivement le déplacement nodal de la roue et la roue raffinée suivant la direction X et Y. On constate l'importance du déplacement au niveau du bord extérieur (le boudin). Pour les figures V.3 (a,b) et V.4 (a,b), on constate que le déplacement est beaucoup plus grand sur la table de roulement et suivant la direction Z, la roue se déforme en compression. Les figures V.3 (c,d), montrent en plus la discontinuité du déplacement à cause de la forme ondulée de la toile et l'alésage de la roue. En plus on remarque que toutes les valeurs des déplacements nodaux sont plus importantes dans le cas du maillage raffiné.

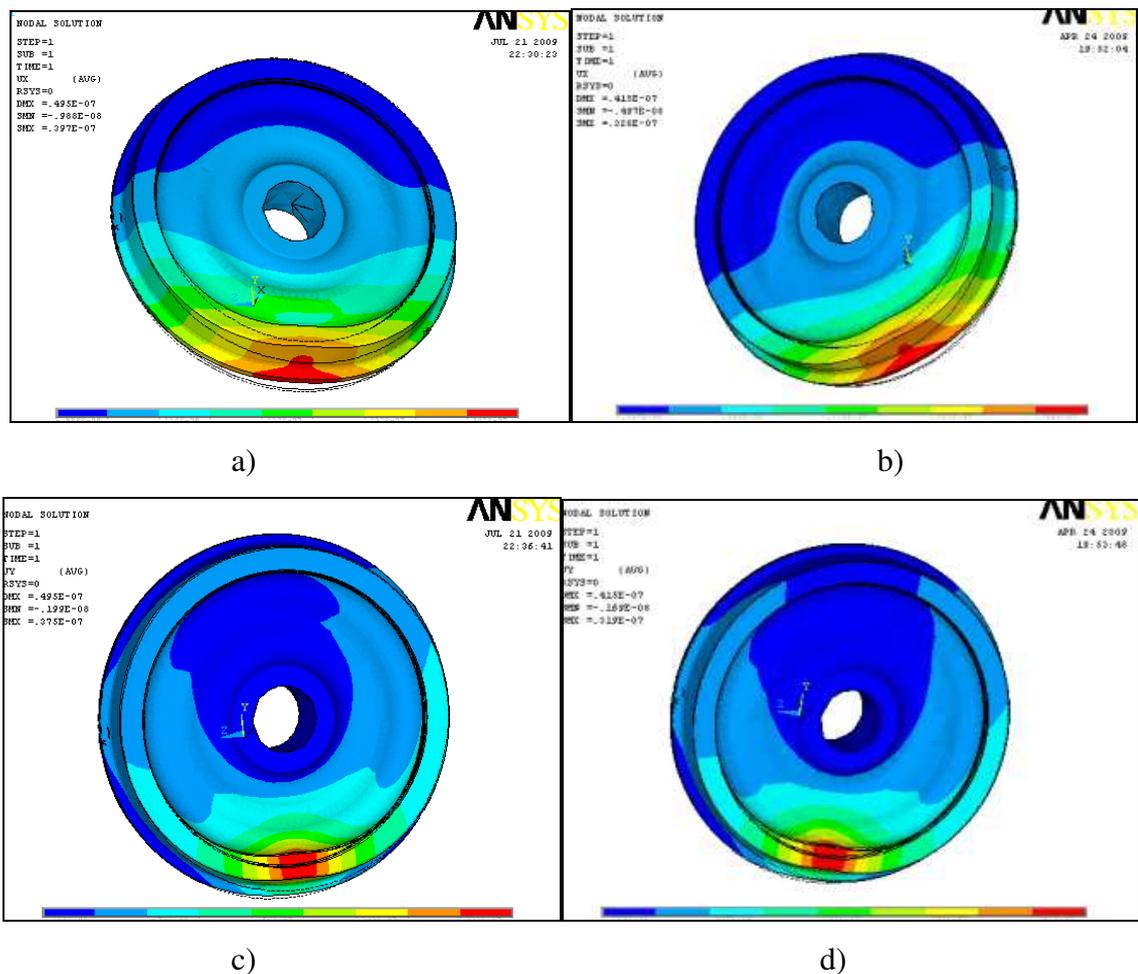
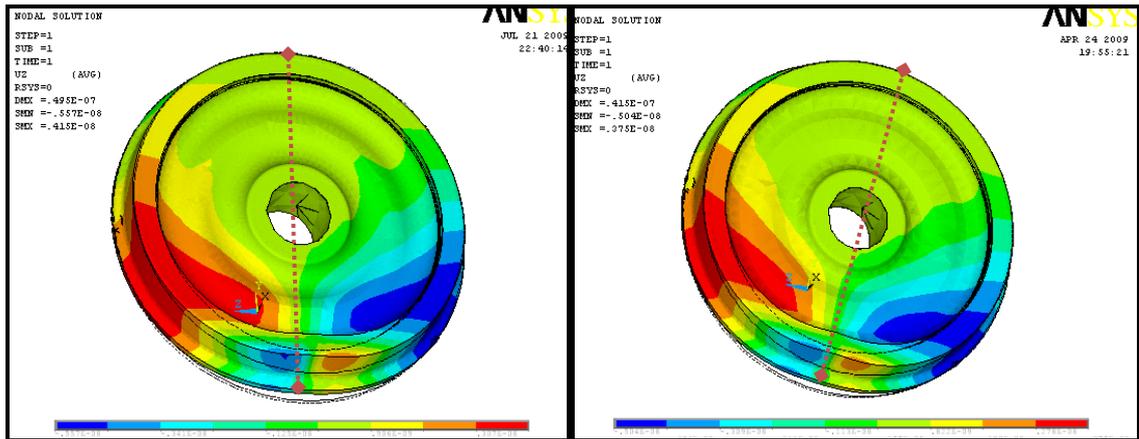
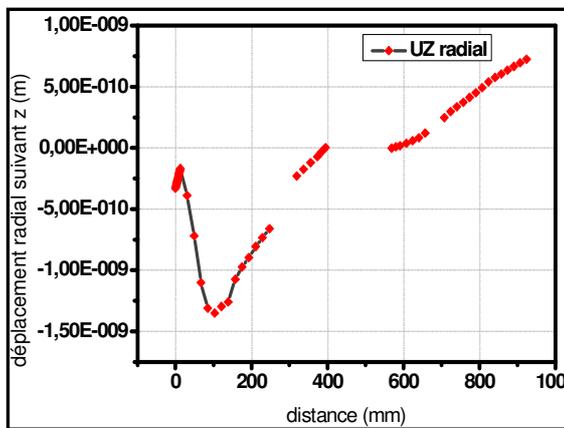


Figure V-2: déplacement suivant X et Y (a et c: maillages grossiers ; b et d : maillages raffinés)

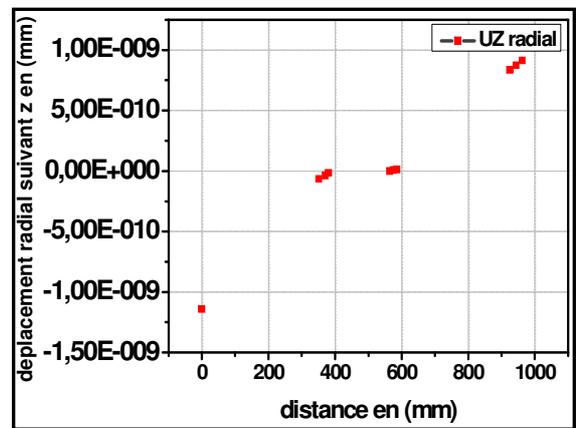


a)

b)

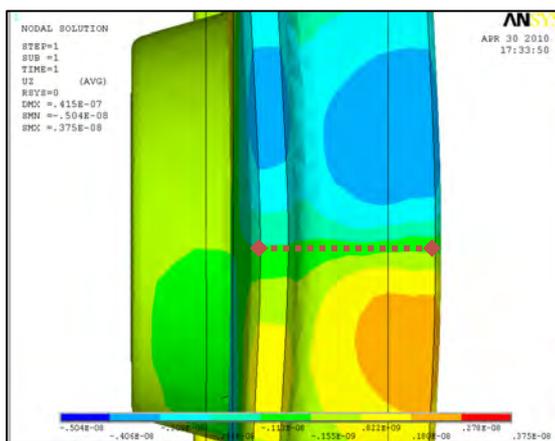


c)

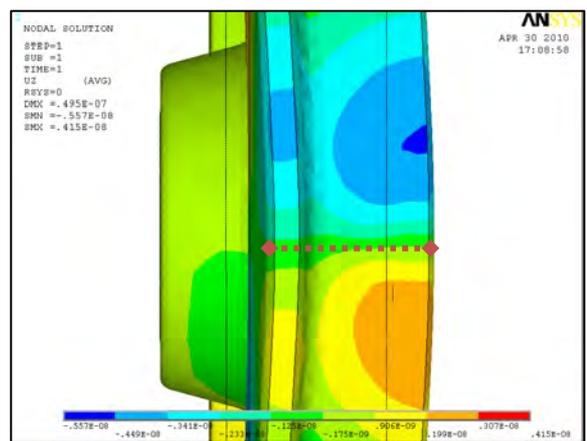


d)

Figure V-3: le déplacement Uz radial (a et c : maillage grossier ; b et d :maillage raffiné)



a)



b)

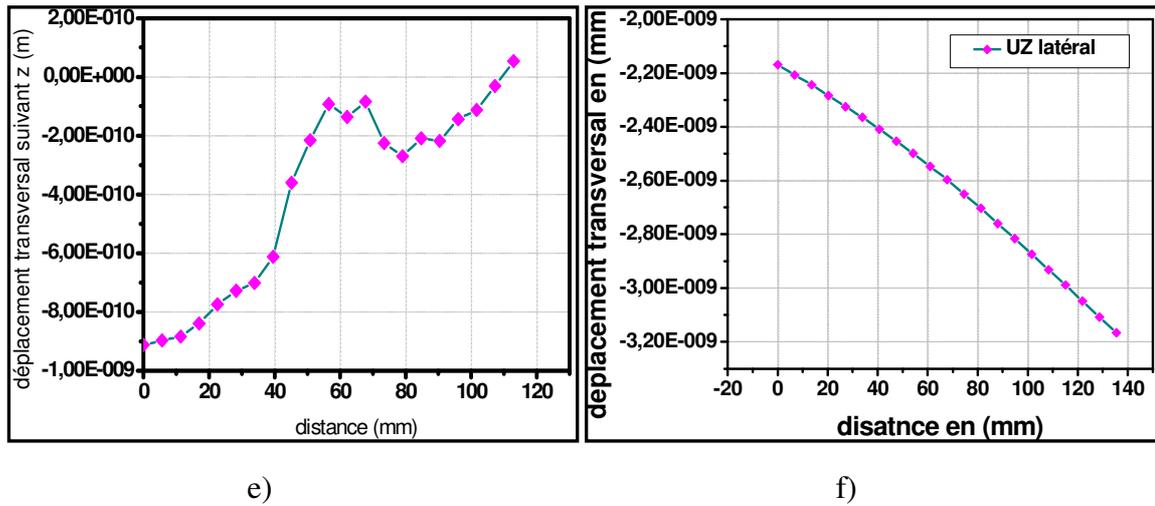


Figure V-4: déplacement Uz latéral (a ,b : maillage grossier de la roue c,d : maillage raffiné)

La figure V-6 (a et b) représente la variation de la contrainte équivalente de Von mises. Dans les deux cas. On remarque que la contrainte maximale Seqv pour le 1^{er} cas est atteinte au nœud 7005 qui se trouve sur la toile près du point d’application de la charge Avec une valeur de 28,795 Pa. Par contre dans le cas de la roue raffinée la valeur maximale est au nœud 28062 avec une valeur de 35.565 Pa. Donc on voit clairement que la contrainte équivalente maximale a augmentée et plus précisément dans la toile ce qui confirme que plus le maillage est raffiné plus on obtient des résultats plus réels. La figure V-5 montre bien ces deux résultats.

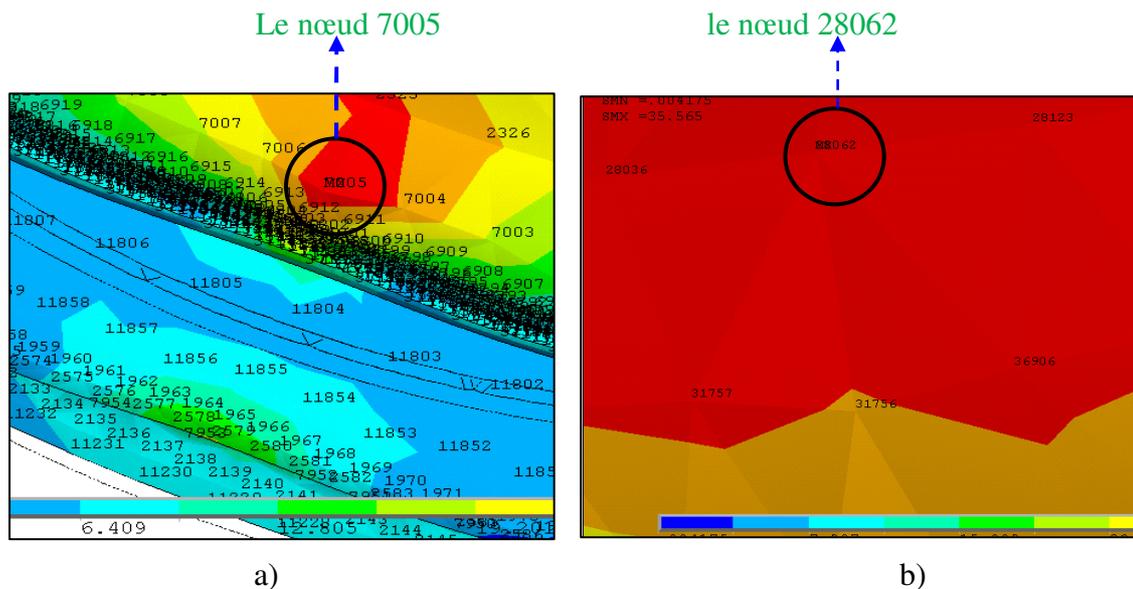


Figure V-5: Zoom sur Seqv max (a : maillage grossier et b : maillage raffiné)

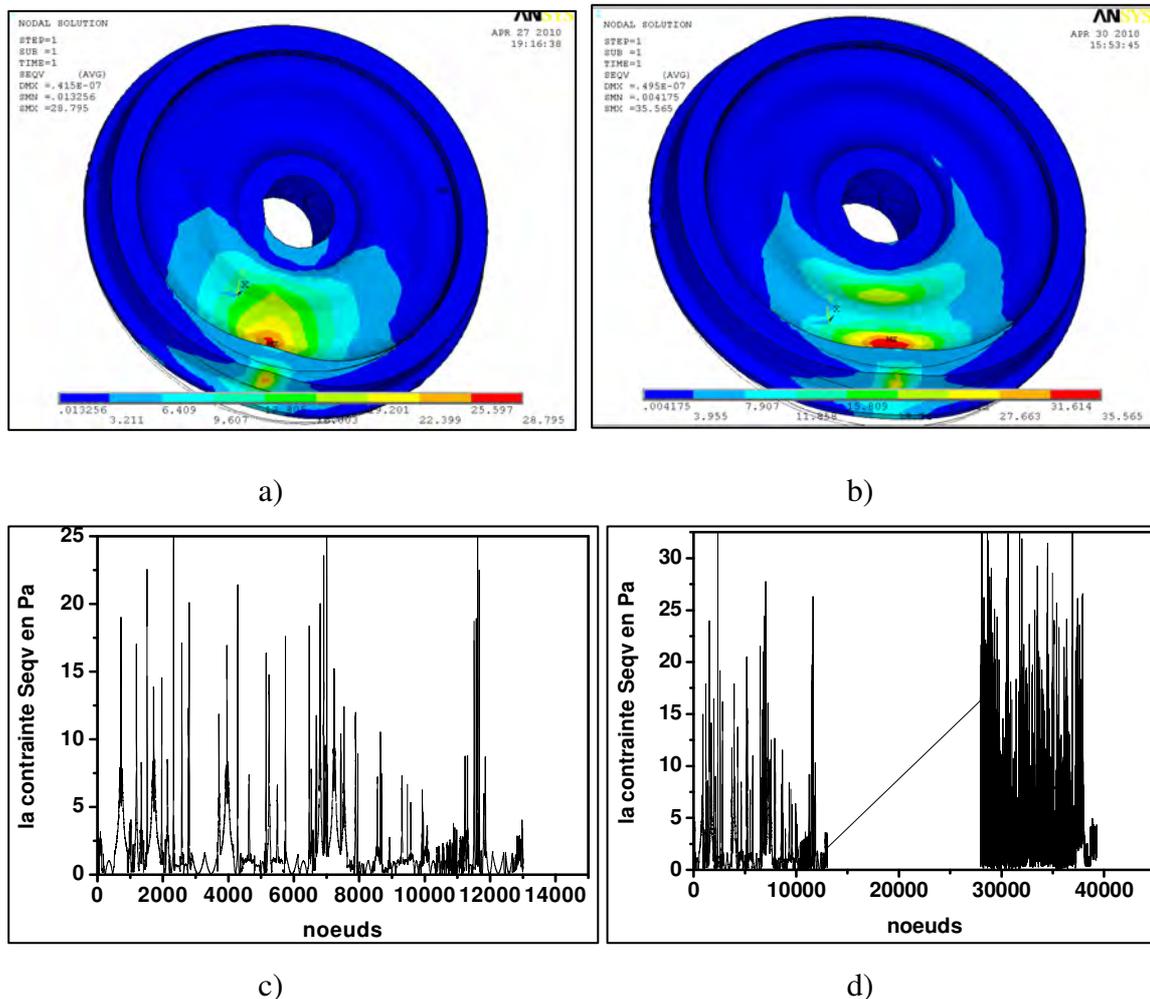
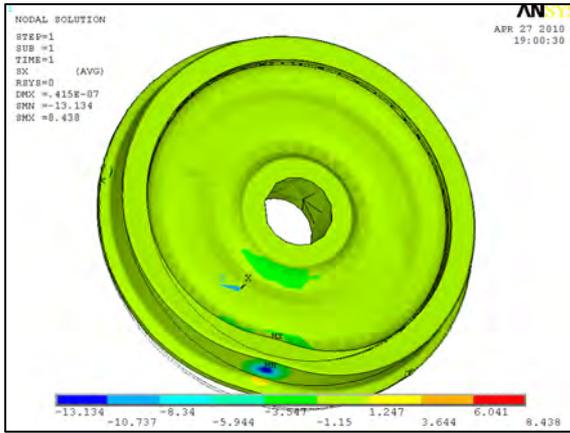
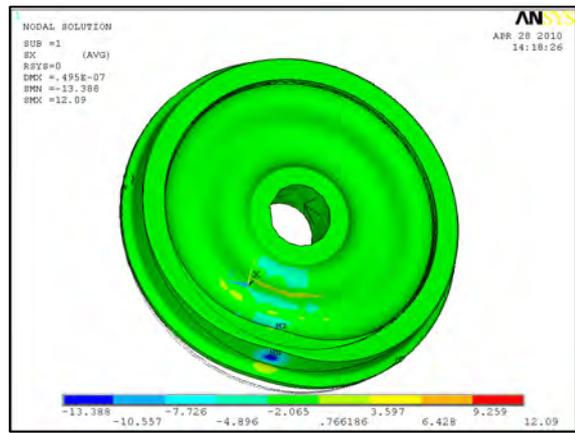


Figure V-6: la contrainte équivalente de Von mises (a ; c : maillage grossier et b, d : maillage raffiné)

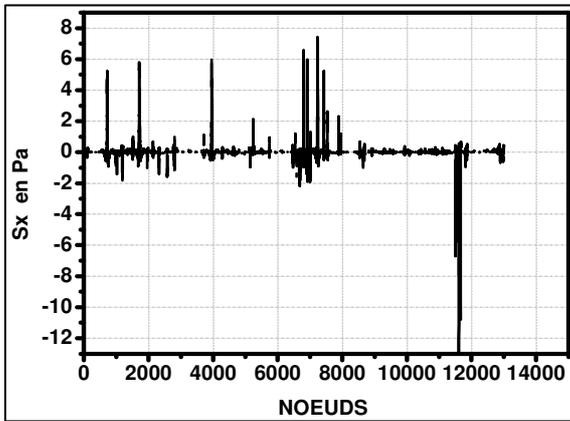
Les figures V-7 , V-8 et V-9 expriment les variations du champ de contrainte suivant les directions principales dans la roue sans raffinement et roue raffinée . On peut remarquer que la roue ferroviaire est beaucoup plus sollicitée en Compression et surtout suivant la direction Y dans les deux cas (la direction de chargement) et surtout la table de roulement et la toile ; ou la valeur maximale pour le 1^{er} cas est autour du nœud 7233 avec une valeur de 6,037 Pa en traction et au nœud 2325 avec une valeur de -26.45 Pa. Par contre pour la roue avec maillage raffinée la contrainte maximale se trouve au nœud 28062 avec une valeur de -39.53 Pa ; cela implique que le maillage raffiné donne plus de précision dans les calculs.



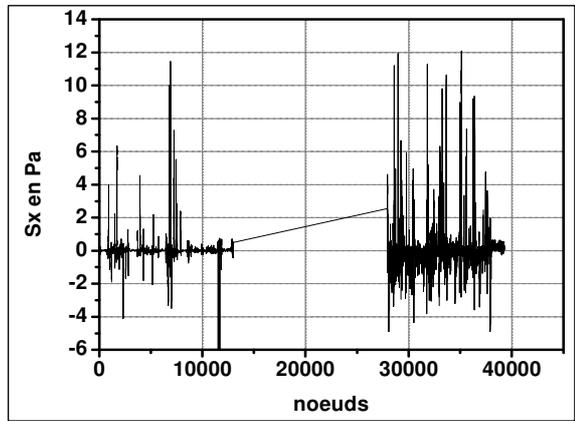
a)



b)

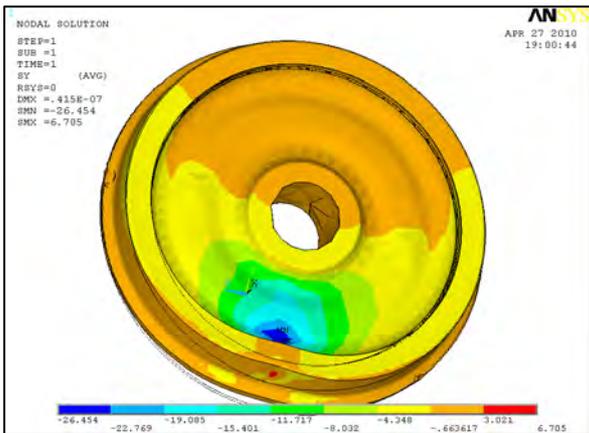


c)

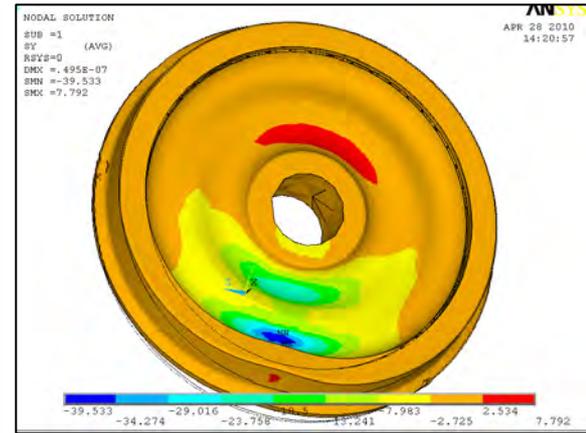


d)

Figure V-7: résultats de la contrainte Sx (a et c : maillage grossier ; b et d : maillage raffiné)



a)



b)

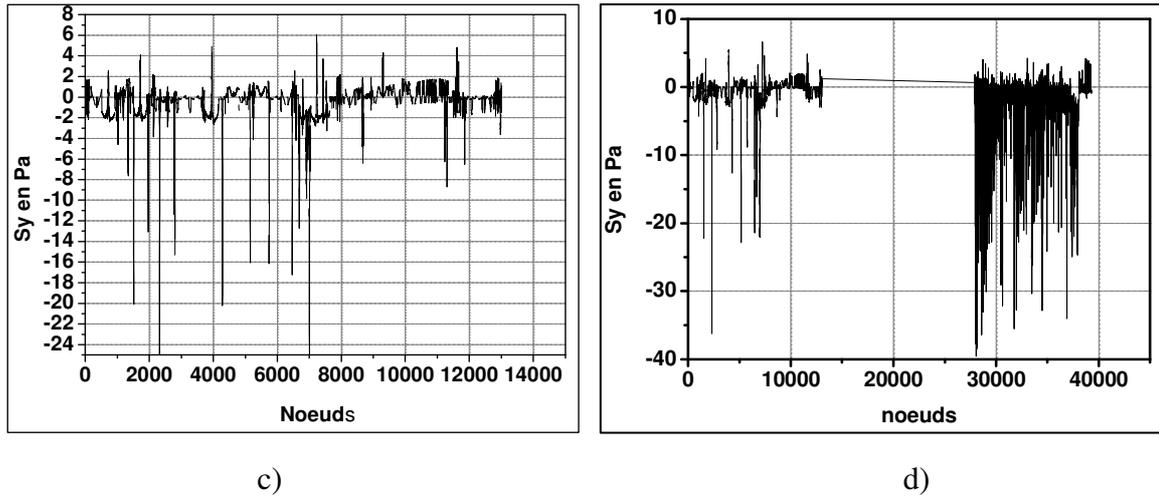


Figure V-8: résultats de la contrainte S_y (a et c : maillage grossier ; b et d : maillage raffiné)

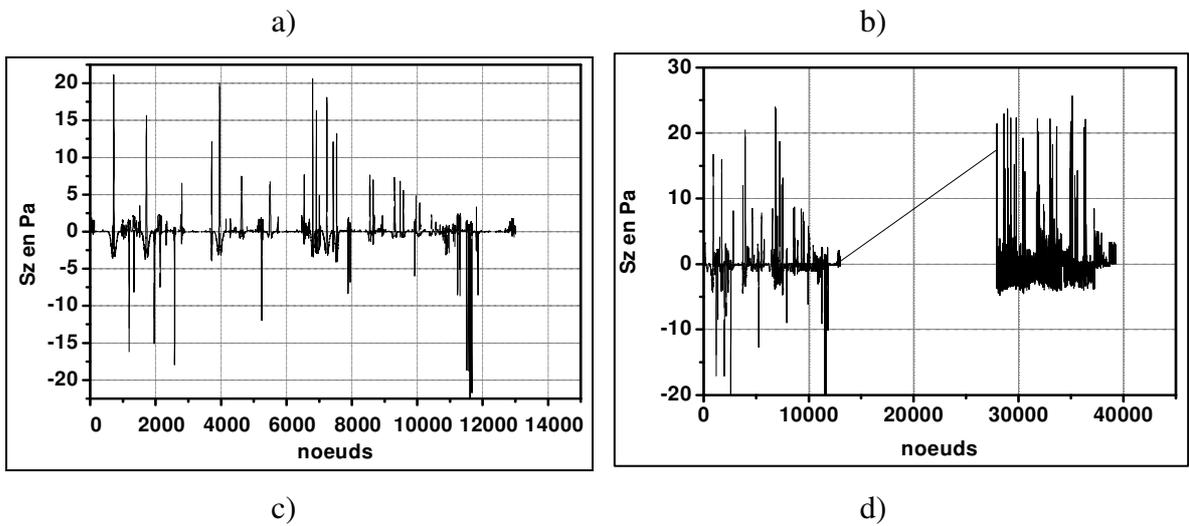
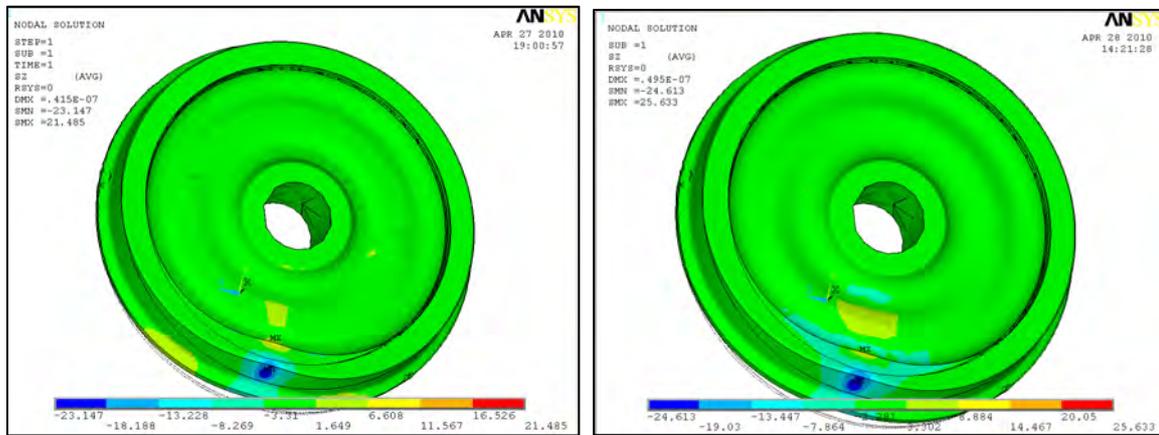


Figure V-9: résultats de la contrainte S_z (a et c : maillage grossier ; b et d : maillage raffiné)

La figure V-10 (a .b ; c ; d) représente la déformée totale dans les deux cas de maillage. On remarque que dans le cas de la roue avec un maillage raffiné nous avons la plus grande

déformation qui se situe au nœud 28062 avec une valeur de $2,2629E-10$. Donc au même nœud ou la contrainte de Von mises est maximale.

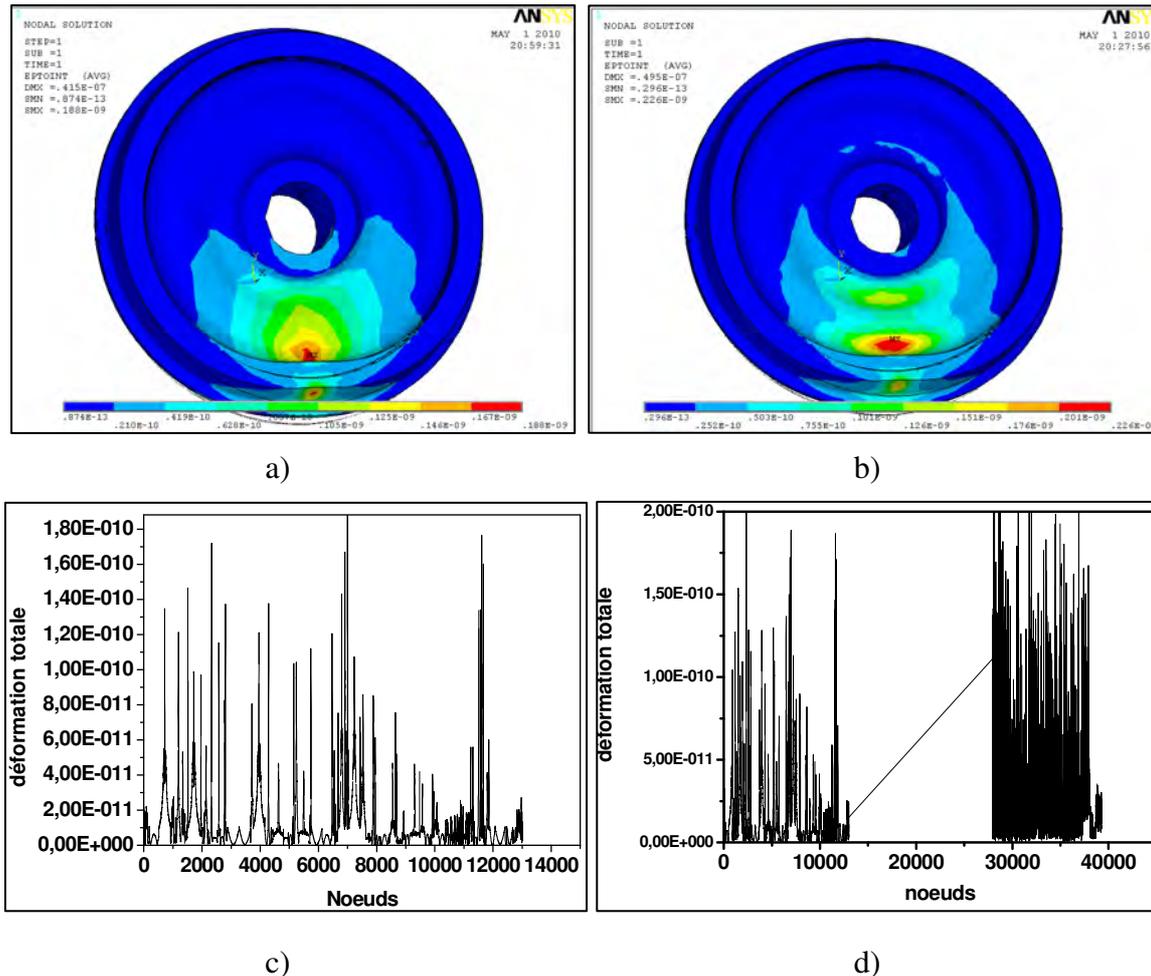


Figure V-10: résultats de la déformation totale (a et c : maillage grossier ; c et d : maillage raffiné)

V.1.2 Cas 2 : dans une courbe et contre courbe

Les figures V-11 (a, b, c, d) montrent le modèle géométrique de la roue et l'état de sollicitation dans la zone du contact roue-rail suivant une courbe et contre courbe. Les charges appliquées sont :

- La charge statique due au poids du véhicule sur la roue de 22.5 tonne par essieu.
- La charge horizontale due au passage dans une courbe ou contre courbe. elle est donnée par la formule empirique $Q = 0.85 \cdot (10 + P/3) = 72335 \text{ N}$ [26]

Ou P est la charge statique par essieu. On distingue que la résultante des deux charges est dirigée dans le sens de l'axe x. Ceci explique que la charge verticale se projette suivant l'axe x à cause de la forme conique de la table de roulement ce qui bien visible à la figure V-11 (c

et d) et par conséquent on a remarqué que le plus grand déplacement est enregistré suivant cette même direction.

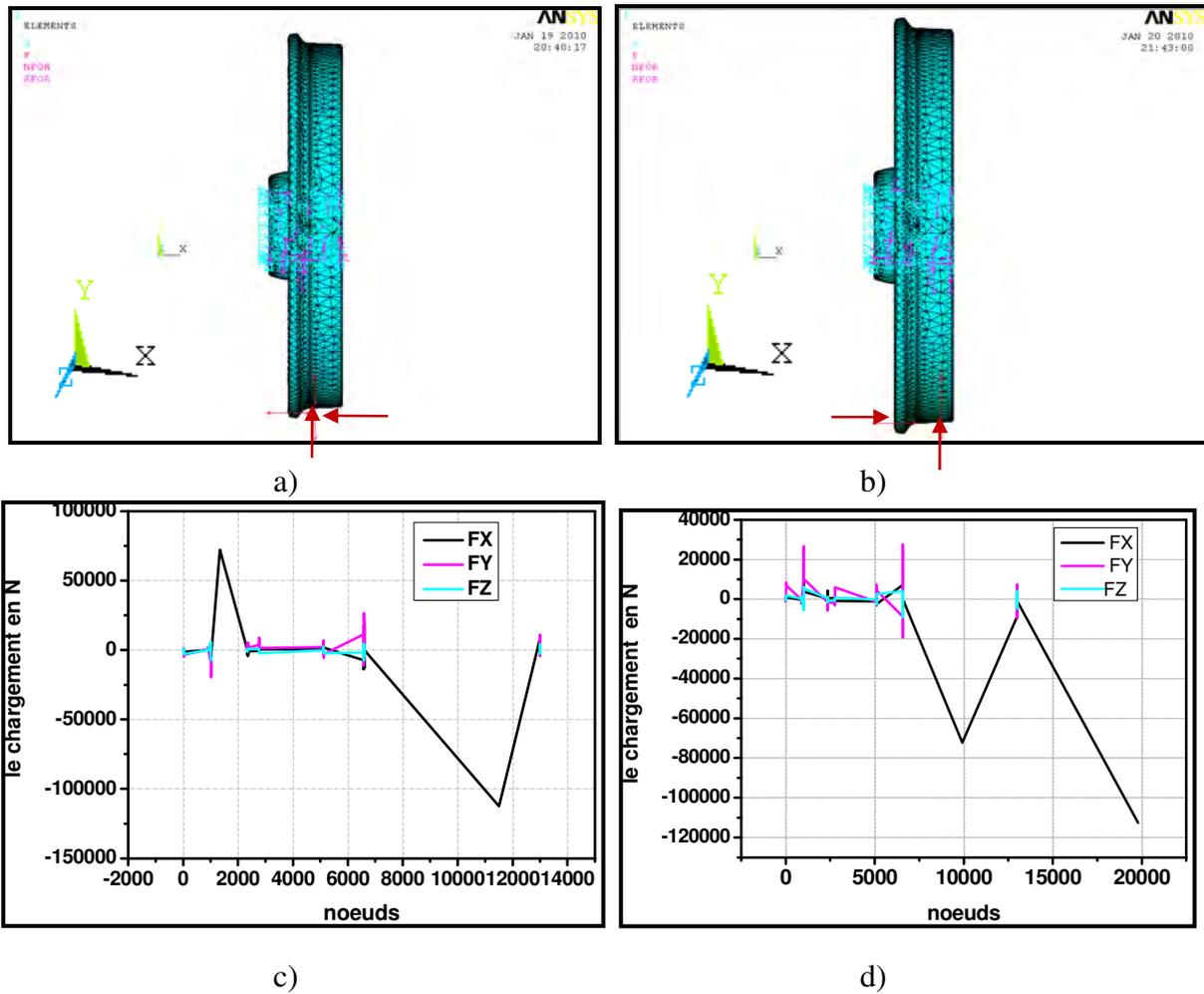


Figure V-11: modèles géométriques et chargements : (a et c : chargement en courbe, b et d : chargement en contre courbe)

Les figure V-12 (a, b, c, d, e) montrent respectivement l'orientation du vecteur du champ de déplacement pour les deux cas de chargement et le déplacement total nodal. On voit clairement que l'orientation est dans le sens de la compression du boudin c'est-à-dire dans la direction x.

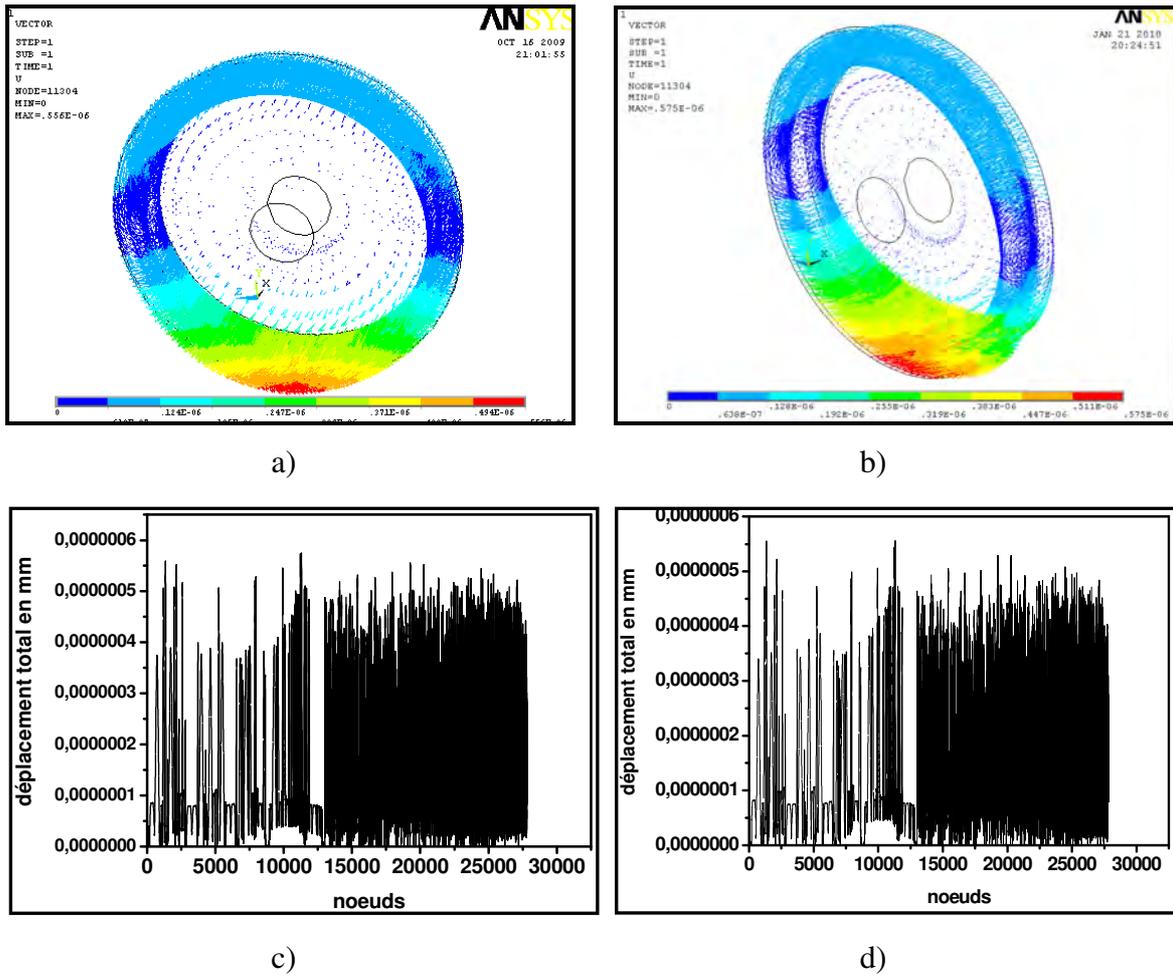


Figure V-12: Orientation du vecteur de déplacement total: (a et b : en courbe ; b et d : en contre courbe)

Les Figures V-14, V-15 et V-16 présentent l'évolution des déplacements radiaux et transversaux pour les deux cas de chargement (courbe et contre courbe). On remarque tout d'abord que l'allure de certaines courbes obtenues par notre modélisation est inversée, ce qui est compatible avec les résultats obtenus dans la référence [14] de la figure N°V-13, notamment pour les solutions nodales. Dans une courbe les résultats montrent l'importance du déplacement au niveau du bord extérieur (le boudin) et suivant la direction X. La roue se déforme beaucoup plus radialement en compression. Par analogie, en contre courbe, on a remarqué que le déplacement est suivant la direction opposée. L'application d'une charge horizontale induit une déformation dans la toile sous forme de flexion ce constat a été obtenu dans le travail de [14].

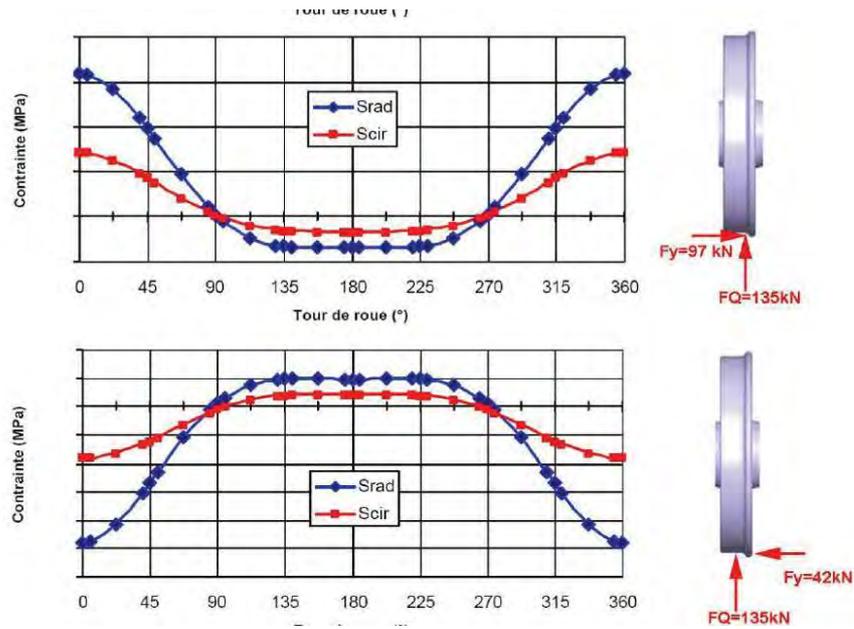


Figure V-13: évolution de la contrainte en courbe et contre courbe [14]

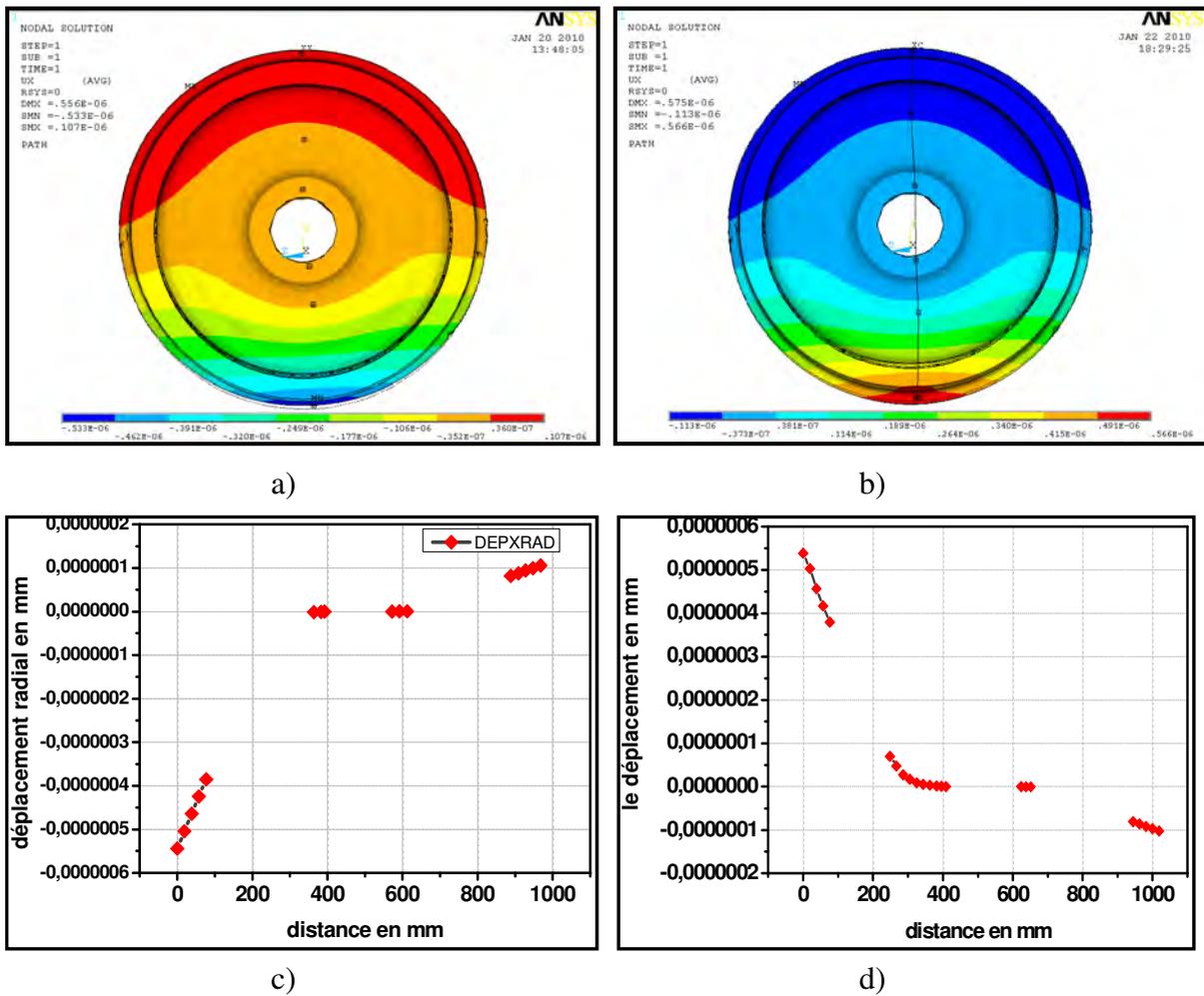
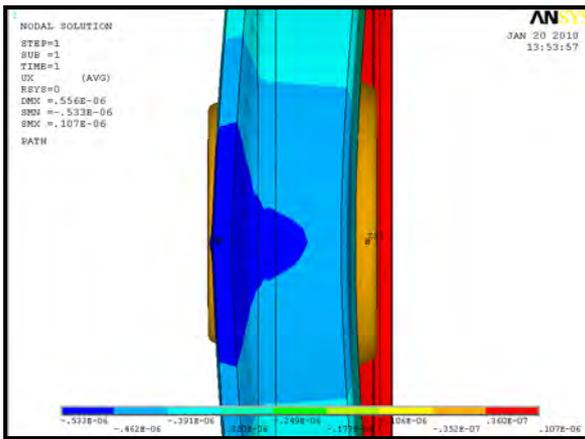
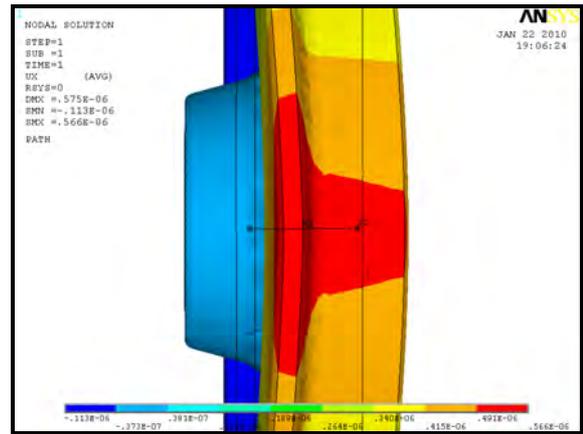


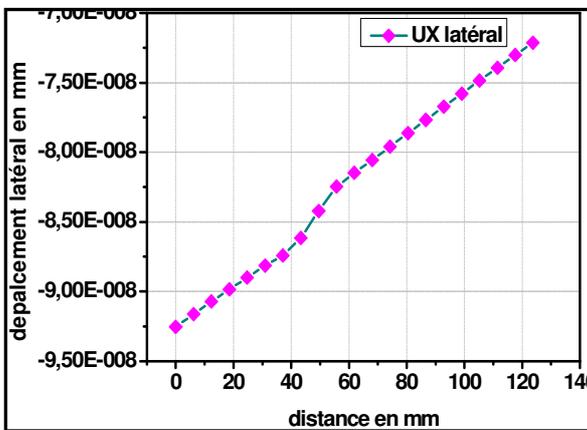
Figure V-14: résultats du déplacement radial U_x : (a et c : en courbe ; b et d : en contre courbe)



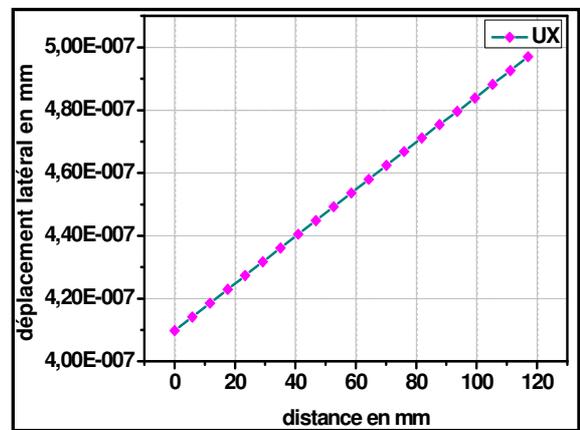
a)



b)

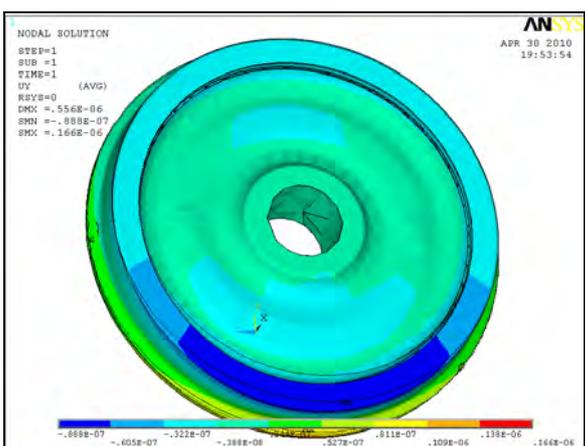


c)

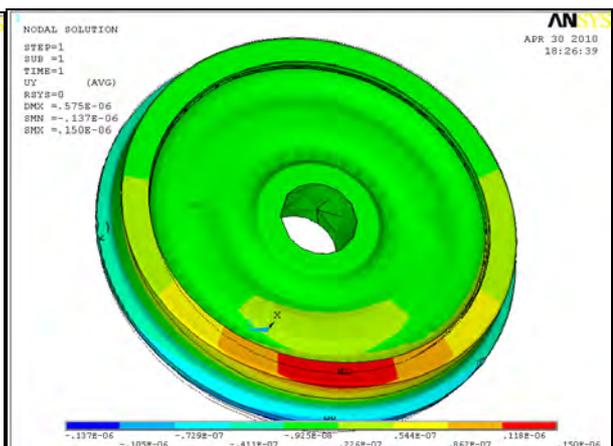


d)

Figure V-15: résultats du déplacement latéral U_x : (a et b : en courbe ; c et d : en contre courbe)



a)



b)

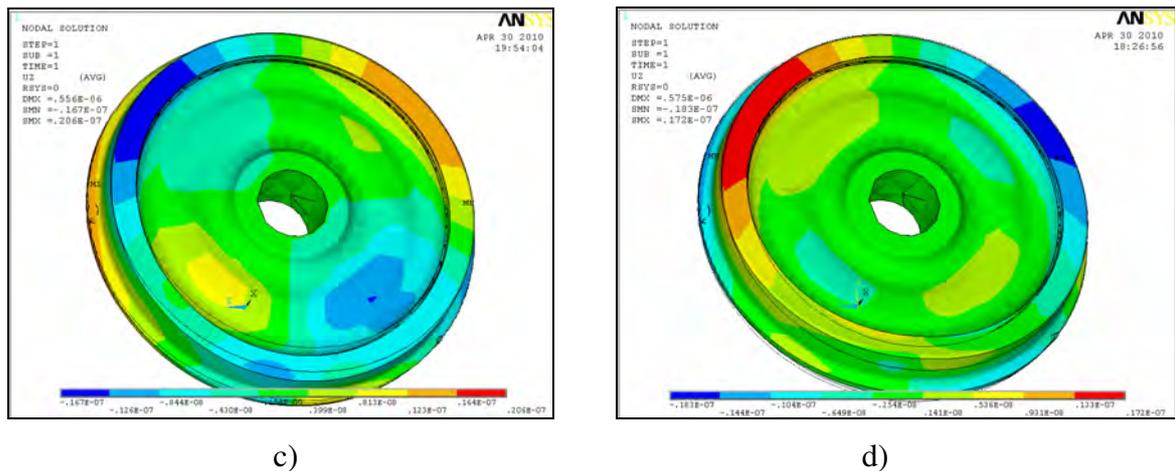


Figure V-16: déplacements suivant y et z ; a,b) : structures déformées en courbe, c,d: structures déformées en contre courbe)

Les Figures V-17, V-18 et V-19 présentent la variation des contraintes suivant les trois directions (s_x , s_y et s_z) pour les deux cas de chargement aussi (courbe et contre courbe). On remarque que la valeur maximale de la contrainte en courbe est suivant l'axe X avec une valeur de 216.8 Pa située au nœud 1342 et en contre courbe elle est aussi suivant l'axe X avec une valeur -73,42 Pa de se trouvant au nœud 9925 . La figure V-20 montre bien ce résultat.

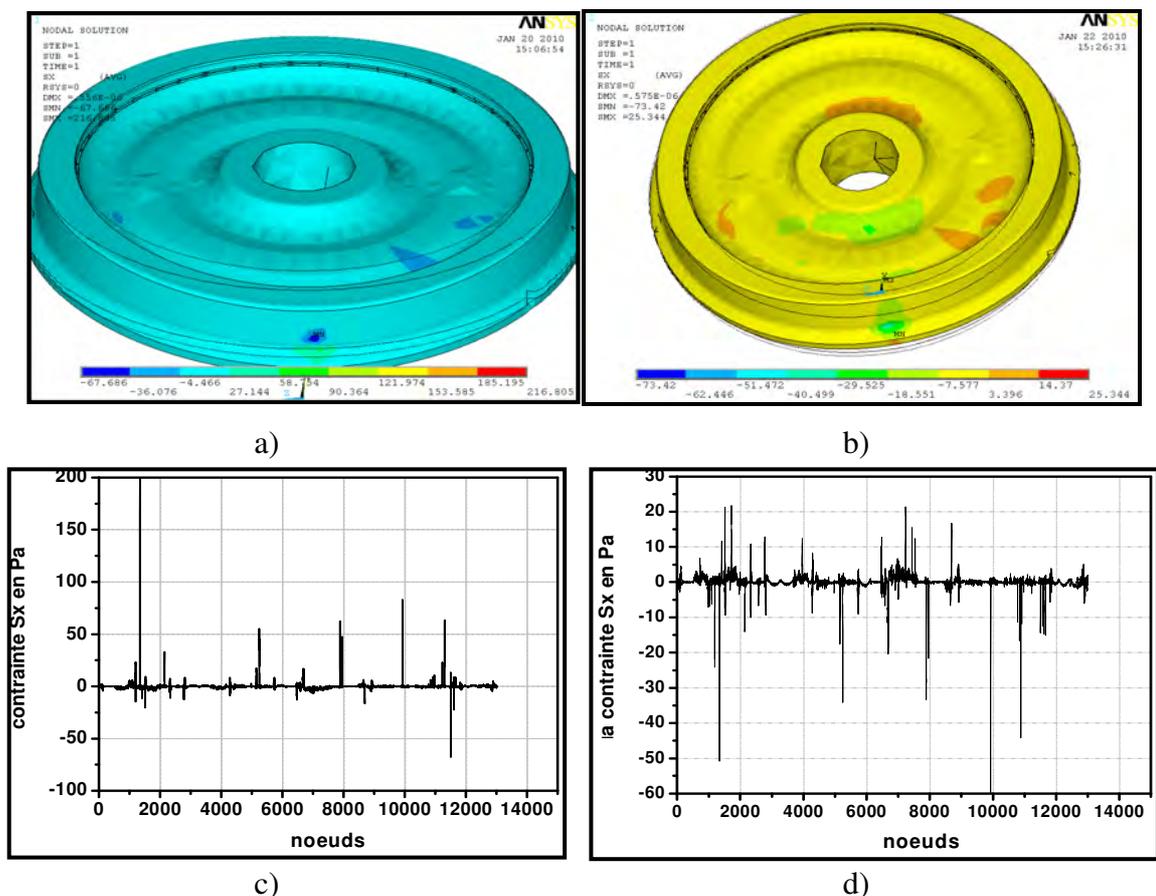
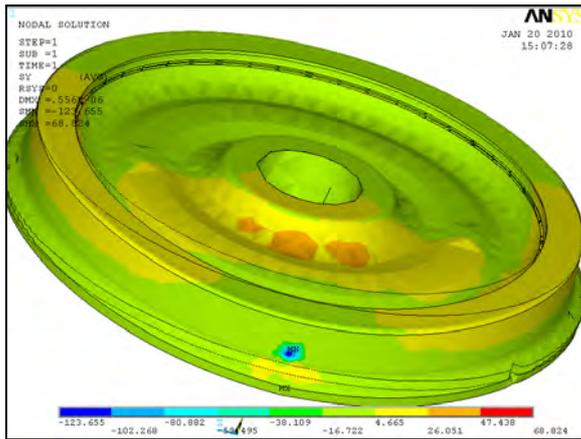
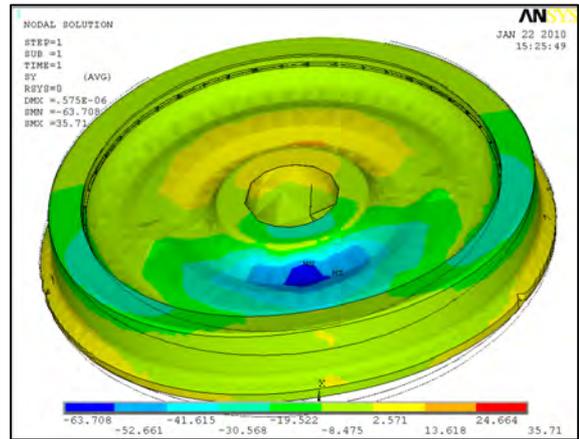


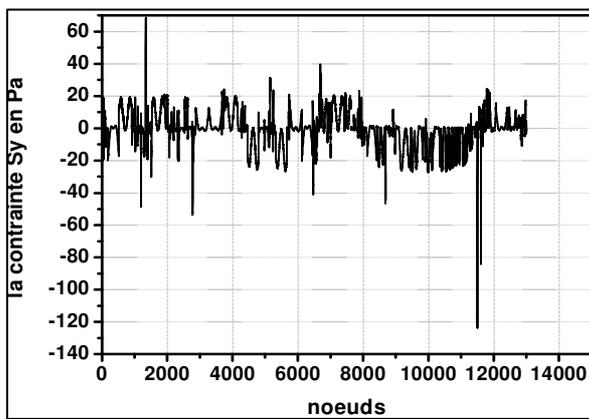
Figure V-17: résultats de la contrainte S_x (a et c : en courbe b et d : en contre courbe)



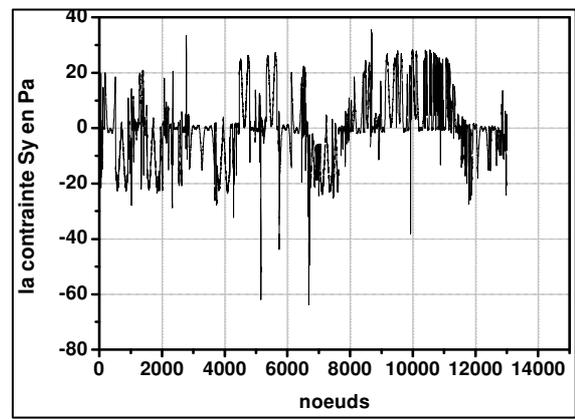
a)



b)

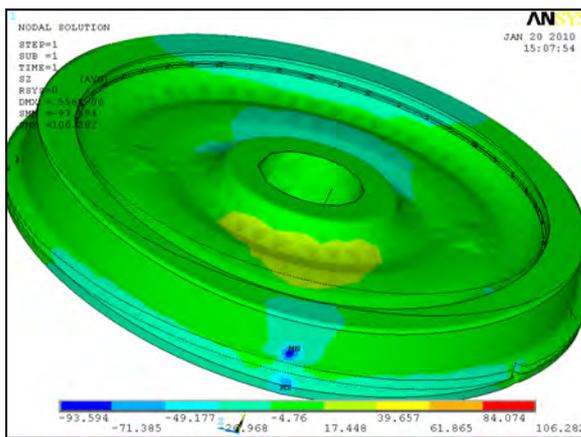


c)

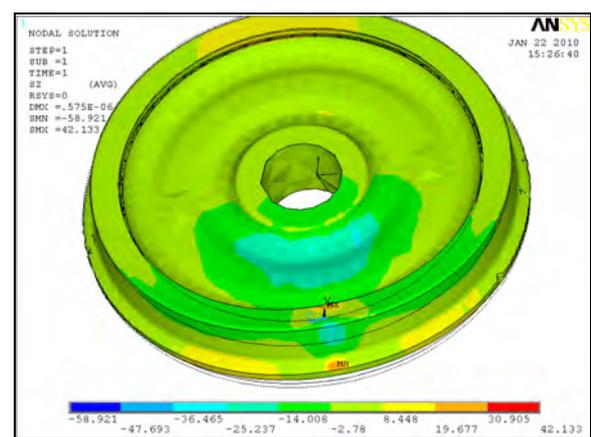


d)

Figure V-18: la contrainte Sy (a et c : en courbe b et d : en contre courbe)



a)



b)

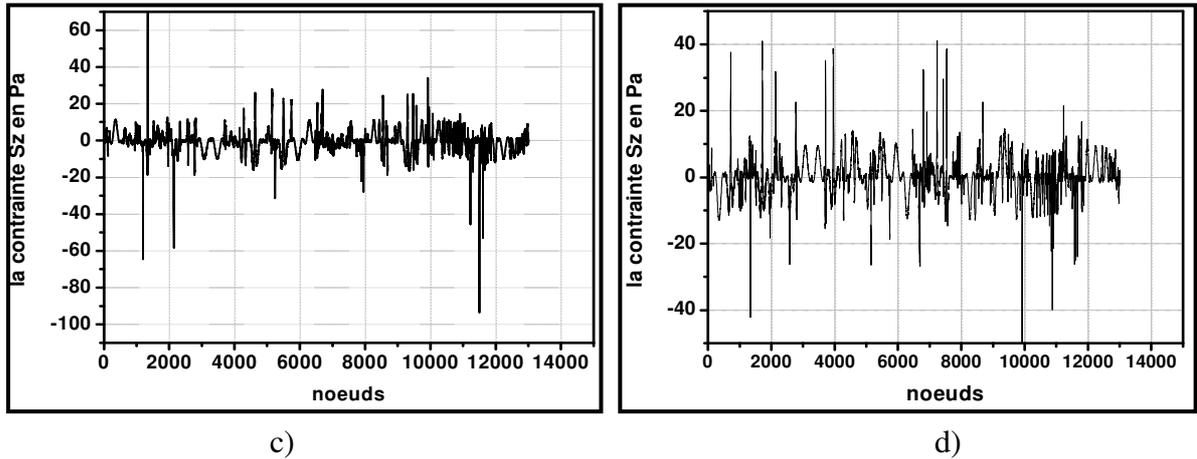


Figure V-19: la contrainte Sz (a et c : en courbe ; c et d : en contre courbe)

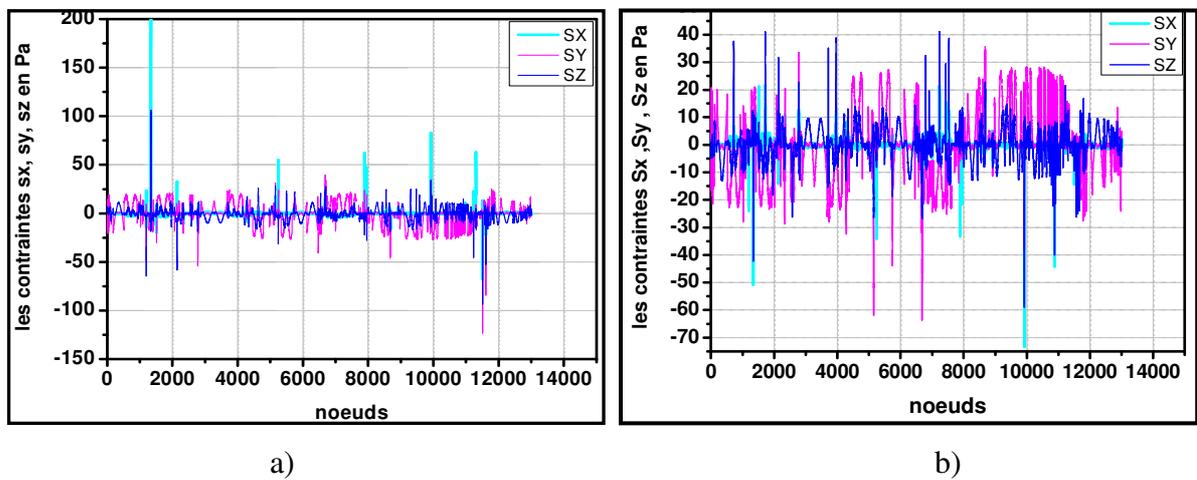


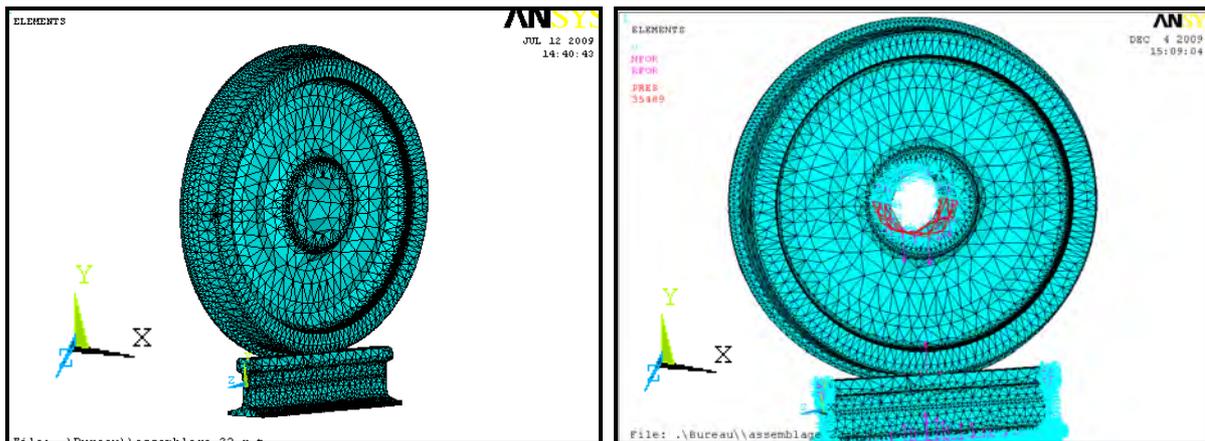
Figure V-20: la comparaison entre les trois contraintes S_x , S_y , S_z : a) en courbe et b) en contre courbe

V.2 Résultats du contact roue - rail

Les résultats concernant le contact roue-rail sont donnés aux figures ci-après pour les trois cas de chargement.

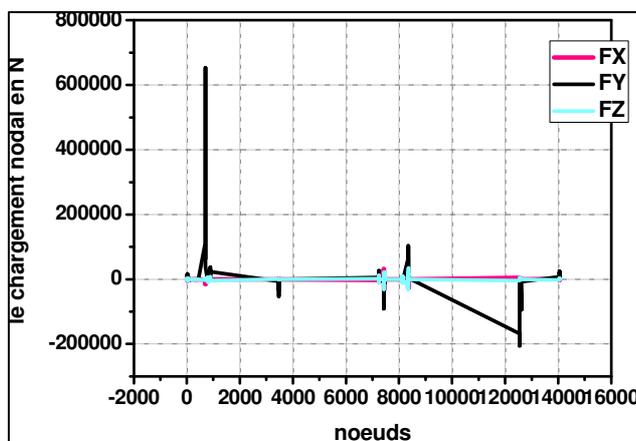
V.2.1 1^{er} cas : contact roue rail en alignement

Les Figures V-21 (a,b,c) présentent le modèle géométrique (roue-rail) en contact ainsi le chargement appliqué (pression) dans une ligne droite. La figure V-21 c montre la distribution de la charge appliquée dans chaque nœud de la structure.



a)

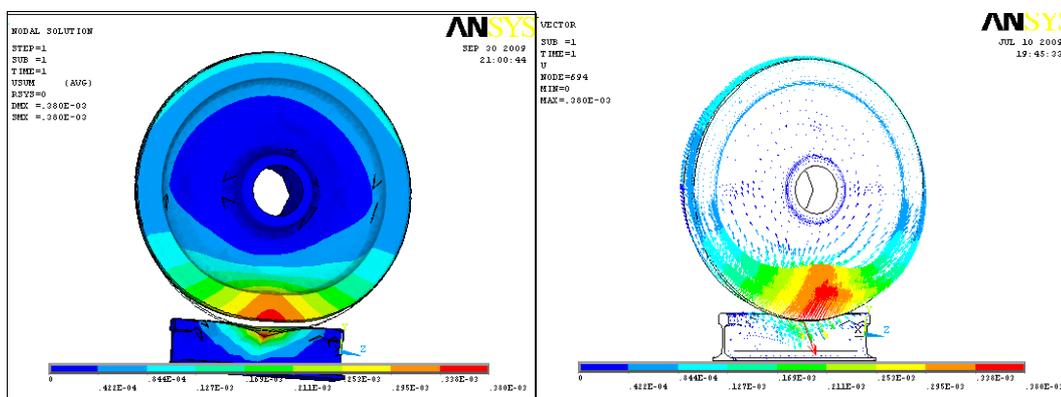
b)



c)

Figure V-21: modèle géométrique et chargements

La figure V-22 (a et b) montre respectivement le déplacement total Us_{um} ainsi que la variation du vecteur de déplacement. On remarque bien que la zone du contact roue-rail est la plus sollicitée.

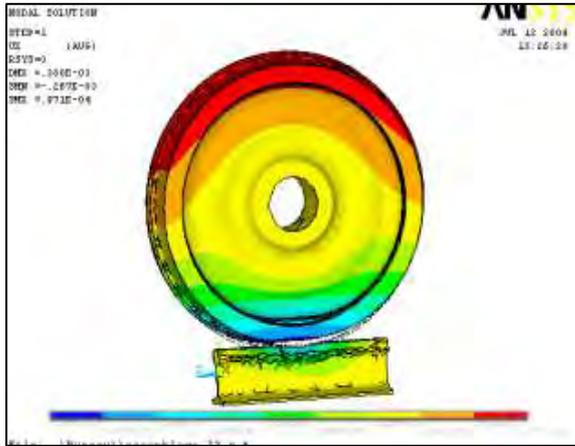


a)

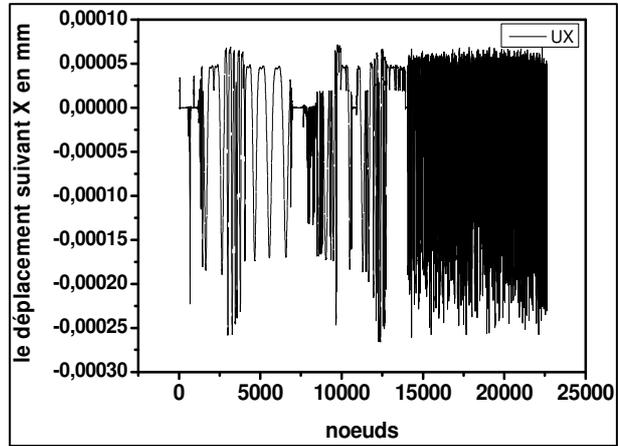
b)

Figure V-22: déplacement total (a déplacement structure déformée -, b- Orientation vecteur)

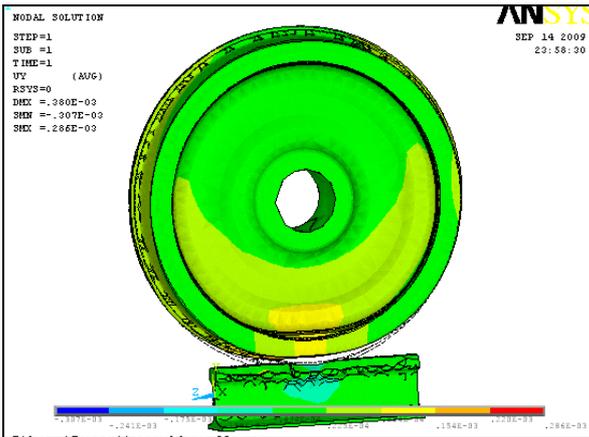
Les figures V-23 (a, b, c, d, e et f) expriment les déplacements nodaux suivant les trois directions. On remarque que le déplacement maximal est suivant la direction du chargement Y avec une valeur de $-3.0632E-4$ située autour du nœud 694 qui se trouve dans la zone du contact. Cela est bien montré sur la figure (g).



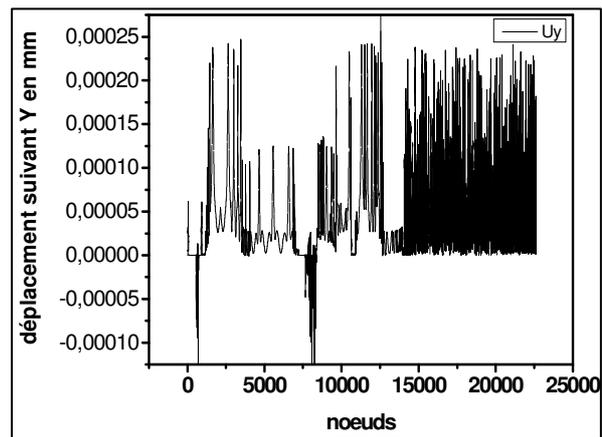
a)



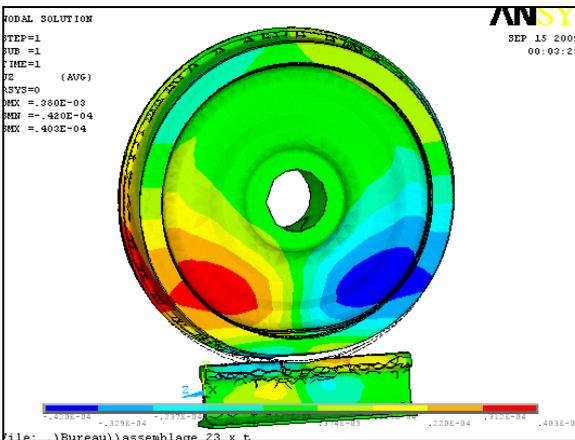
b)



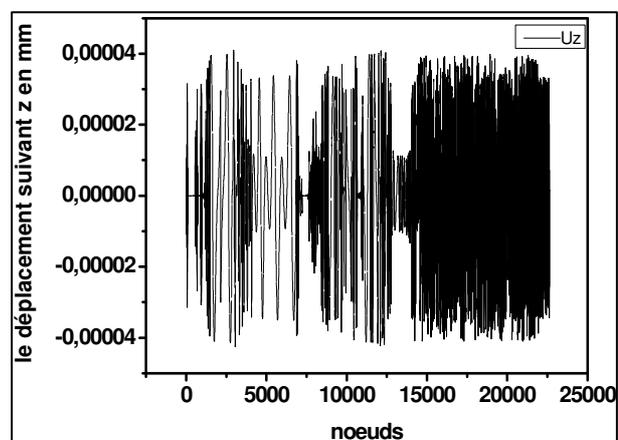
c)



d)



e)



f)

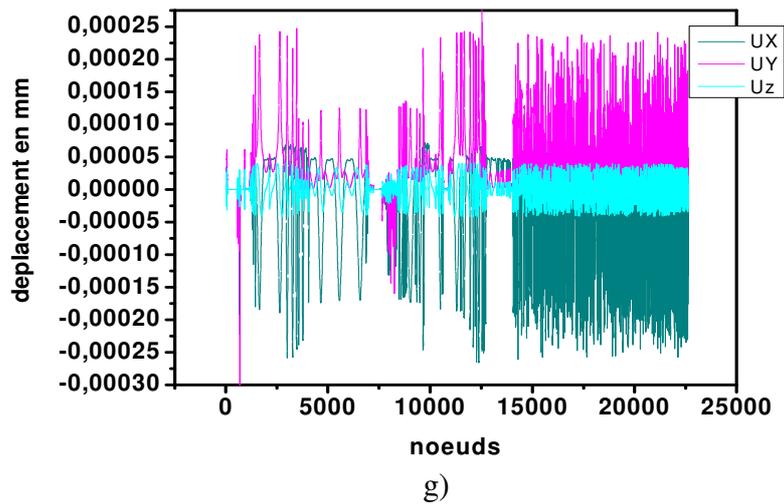


Figure V-23: les déplacements nodaux suivant X, Y ,Z (a, c et e : structures déformées ; b ; d et f :les solutions nodales ; g : comparaison entre Ux, Uy et Uz)

La figure V-24 représente l'élément de contact 174 suivant la bibliographie du code de calcul ANSYS. La figure V-25 exprime les solutions de l'élément de contact (le jeu, le statut et la pression). On remarque que la roue sous l'effet du chargement statique vertical présente deux états à savoir : un glissement et une adhérence. Nous remarquons aussi la présence d'un jeu de contact et que les valeurs maximales de ce dernier se situent dans la zone du contact et plus précisément autour des nœuds 3446 et 12644 avec une valeur de -0.01535 mm. Et plus précisément au nœud 53.

La figure V-25 (c et f) montre la pression de contact sur l'élément. On peut voir que les valeurs maximales se situent presque autour des mêmes nœuds et surtout autour du nœud 12543 avec une valeur de 1.4311E9 Pa.



Figure V-24: l'élément de contact (surface d'épaisseur nulle autour de la roue)

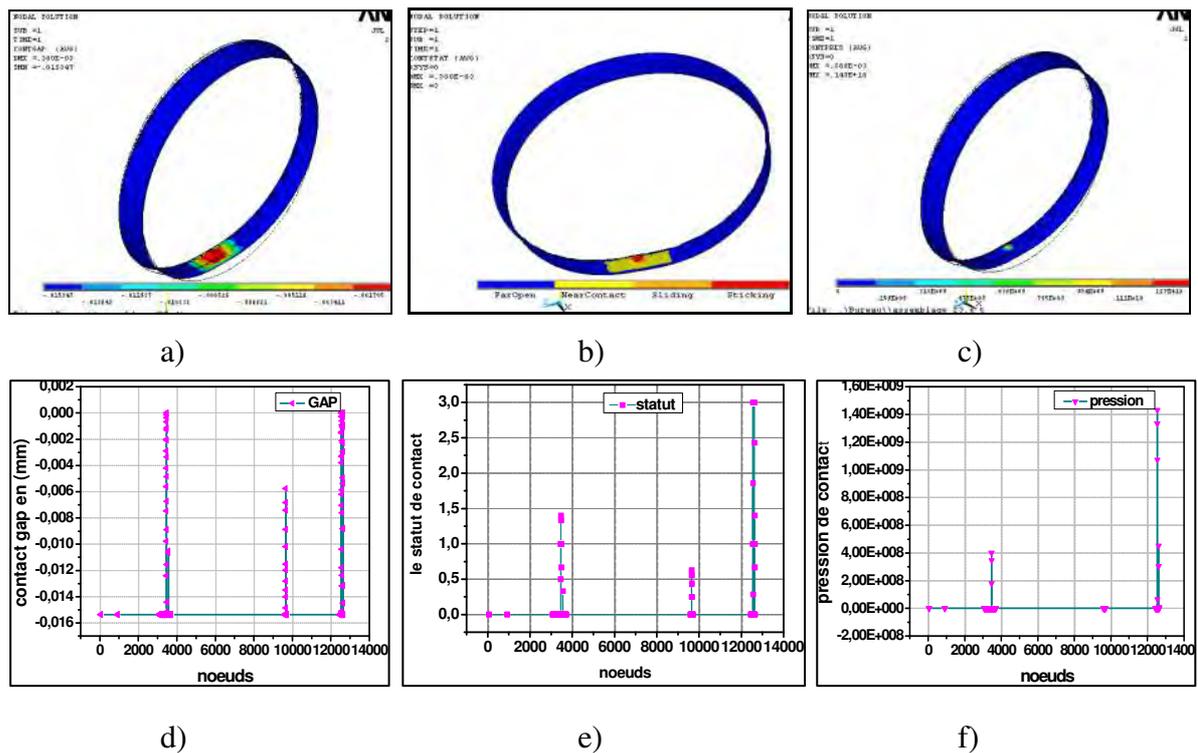


Figure V-25: les solutions de l'élément de contact (a et d : le jeu de contact, b et e : la pression de contact ; c et f : le statut de contact)

V.2.2 2eme cas : Dans une courbe et contre courbe

La figure V-26 (a, b, c, et d) représente respectivement les deux modèles géométriques et les deux états de chargement (en courbe et contre courbe).

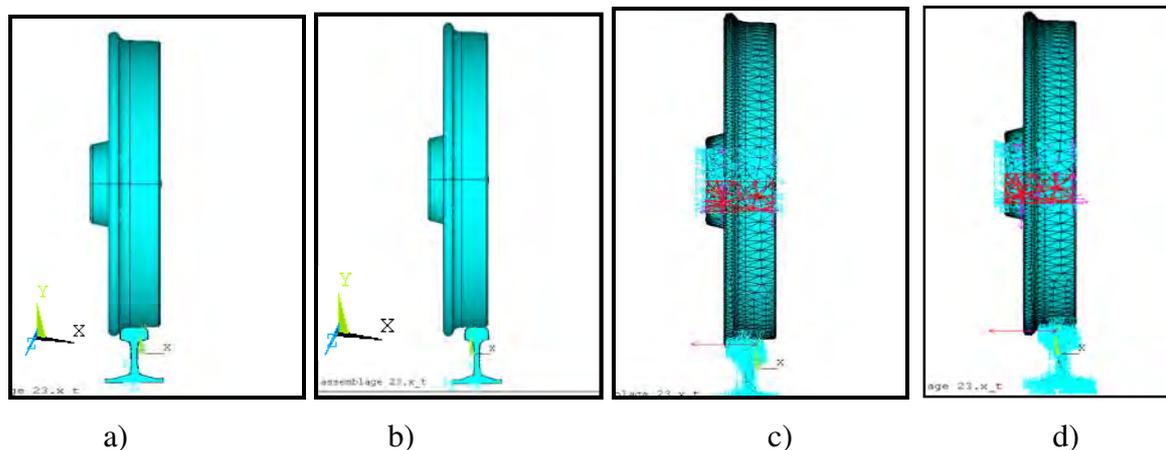
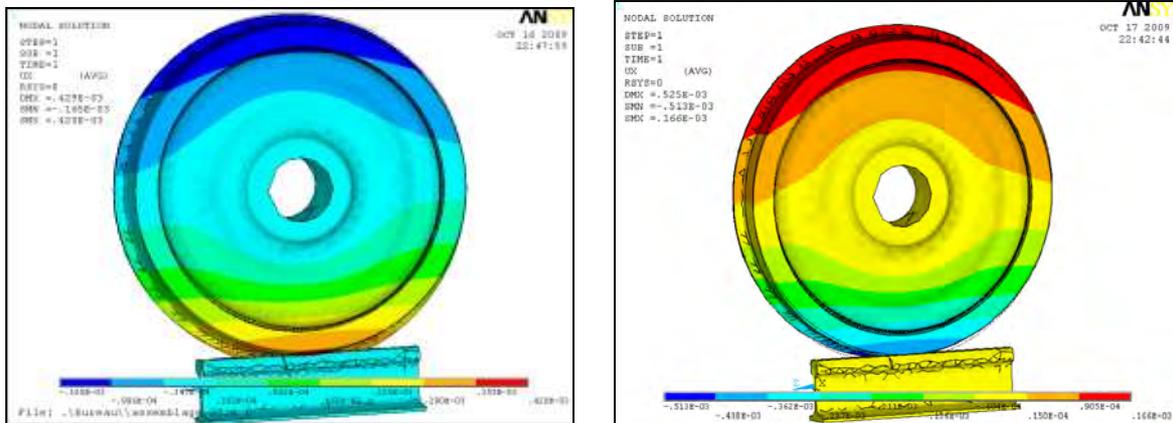


Figure V-26: les modèles géométriques du contact et l'état de chargement (a, c : en courbe et b, d : en contre courbe)

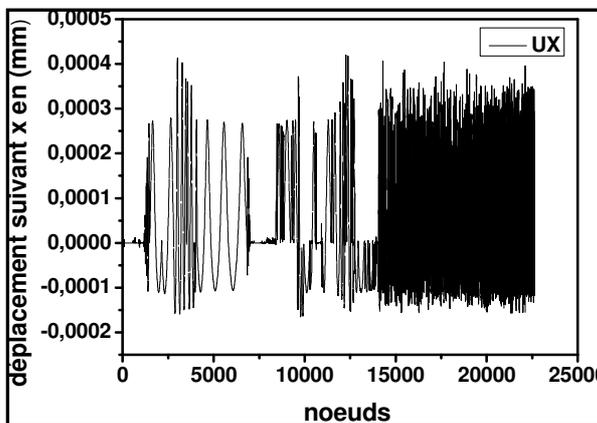
Les figures V-27, V-28 et V-29 montrent les variations des déplacements nodaux suivant les trois directions et dans les deux cas de chargements. Les résultats obtenus montrent que le déplacement maximal en courbe est suivant la direction X et se situe au nœud 12272 avec une valeur de 4.1976 E-4 mm et la structure se déforme beaucoup plus en traction avec une flexion de la

toile due à la charge verticale. Par contre, en contre courbe le déplacement maximal est aussi suivant X mais la structure se déforme cette fois ci beaucoup plus en compression ce qui est bien visible sur la figure V-27(c, d).

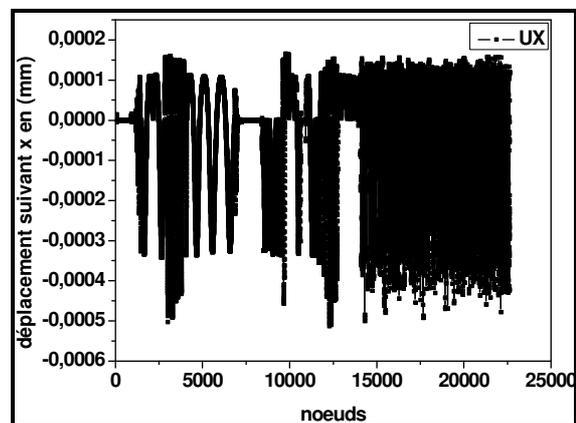


a)

b)

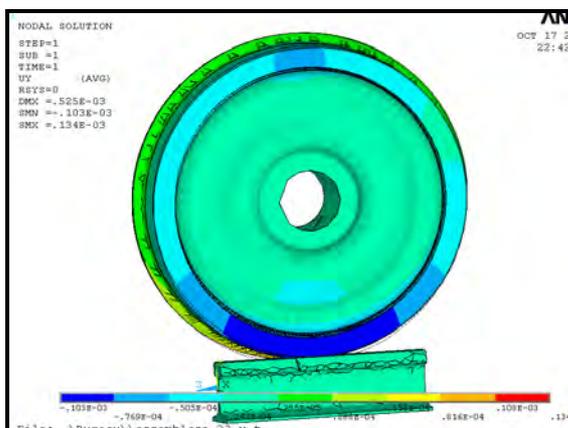


c)

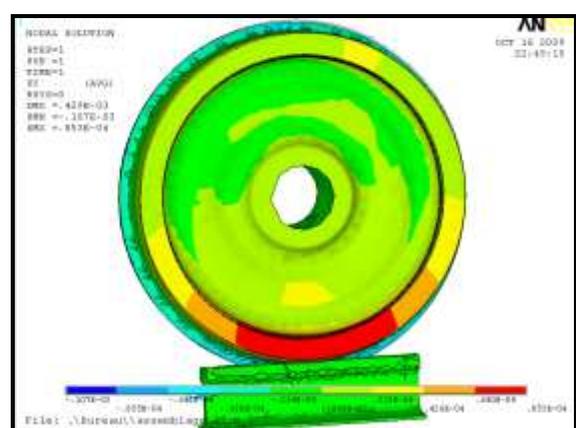


d)

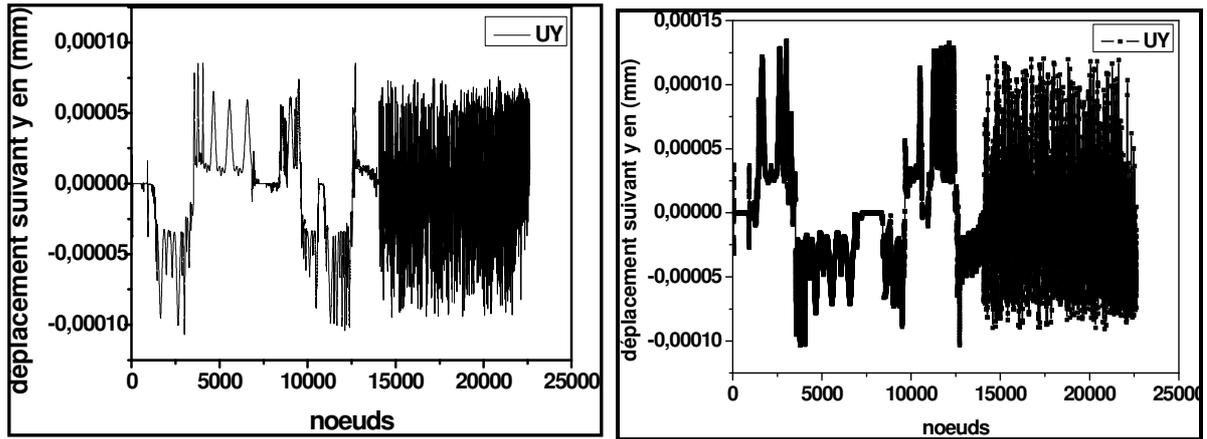
Figure V-27: les déplacements nodaux suivant X (a et c : en courbe ; b et d : en contre courbe)



a)



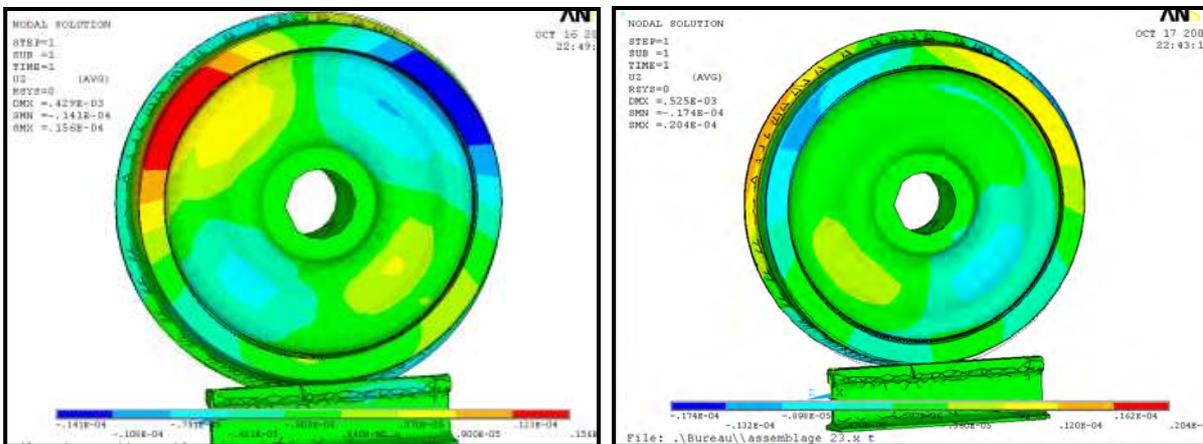
b)



c)

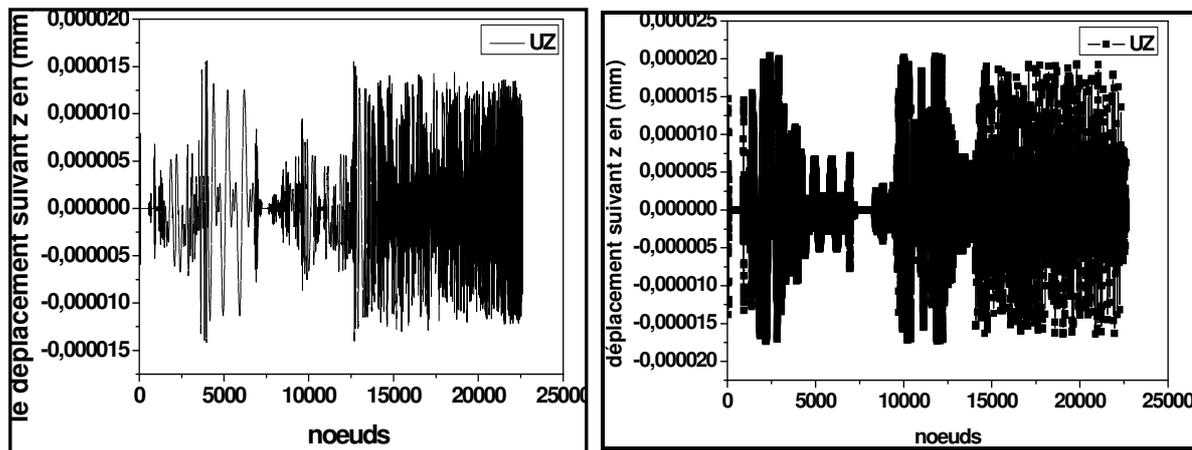
d)

Figure V-28: les déplacements nodaux suivant Y (a et c : en courbe ; b et d : en contre courbe)



a)

b)

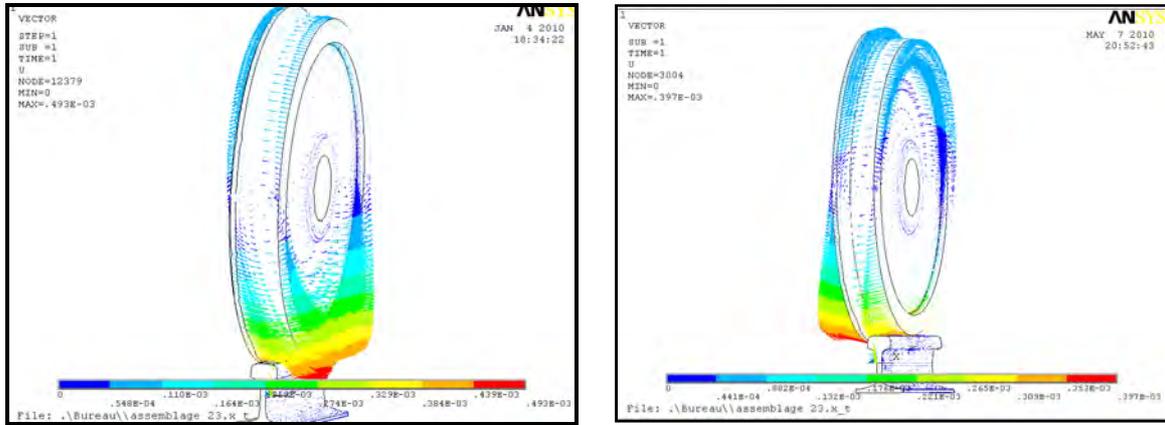


c)

d)

Figure V-29: les déplacements nodaux suivant Z (a et c : en courbe ; b et d : en contre courbe)

La figure V-30 représente la distribution des vecteurs champs de déplacement de l'ensemble en contact et dans les deux cas. On remarque que la partie en contact (zone de déformation) présente un important déplacement.

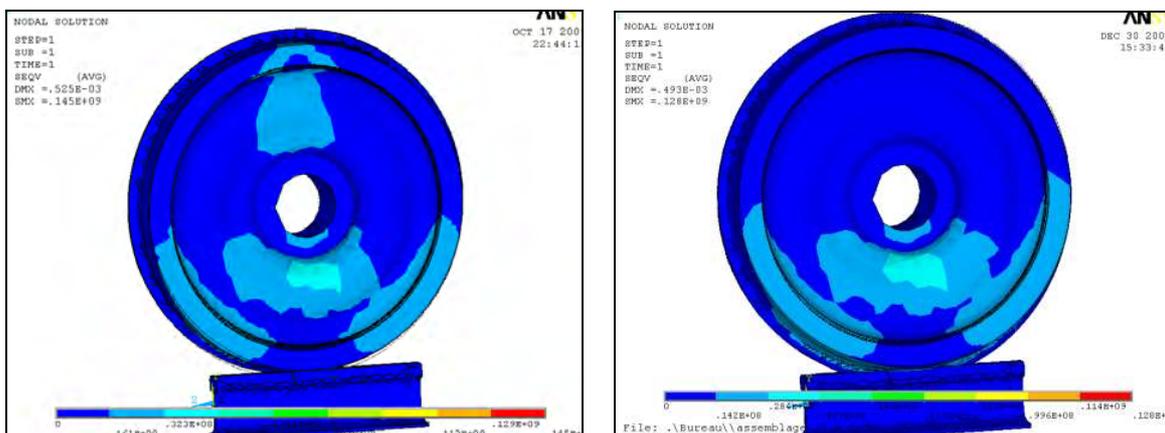


a)

b)

Figure V-30: orientation du vecteur de déplacement (a : en courbe ; b : en contre courbe).

La figure V-31 montre la variation de la contrainte de Von mises dans les deux cas. On constate que la valeur maximale est en courbe avec une valeur de 102,71MPa .elle se situe au nœud 3005 et en contre courbe, elle est de 98.009MPa et se trouvant au nœud.3004. Donc presque dans le même endroit qui est la zone du contact et plus précisément sur le boudin. avec la présence d'une contrainte transversale due à la flexion de la toile.



a)

b)

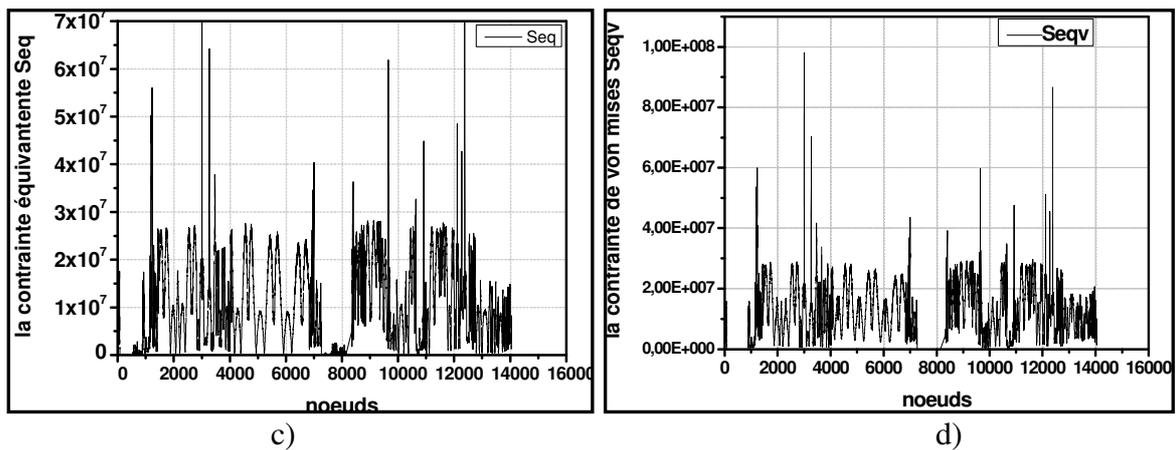


Figure V-31: la contrainte de Von mises (a et c :en courbe ; b et d : en contre courbe)

Les figures V-32, V-33 et V-4 montrent la variation de contraintes suivant les trois directions. On remarque que la contrainte maximale en courbe et en contre courbe est suivant la direction X (contrainte transversale) qui est la direction de déformation dans ces deux cas, avec les valeurs de -123,68 MPa se trouvant au nœud 3006 et 74 ,232 MPa au nœud 12380 respectivement. Donc la contrainte en courbe est la plus importante.

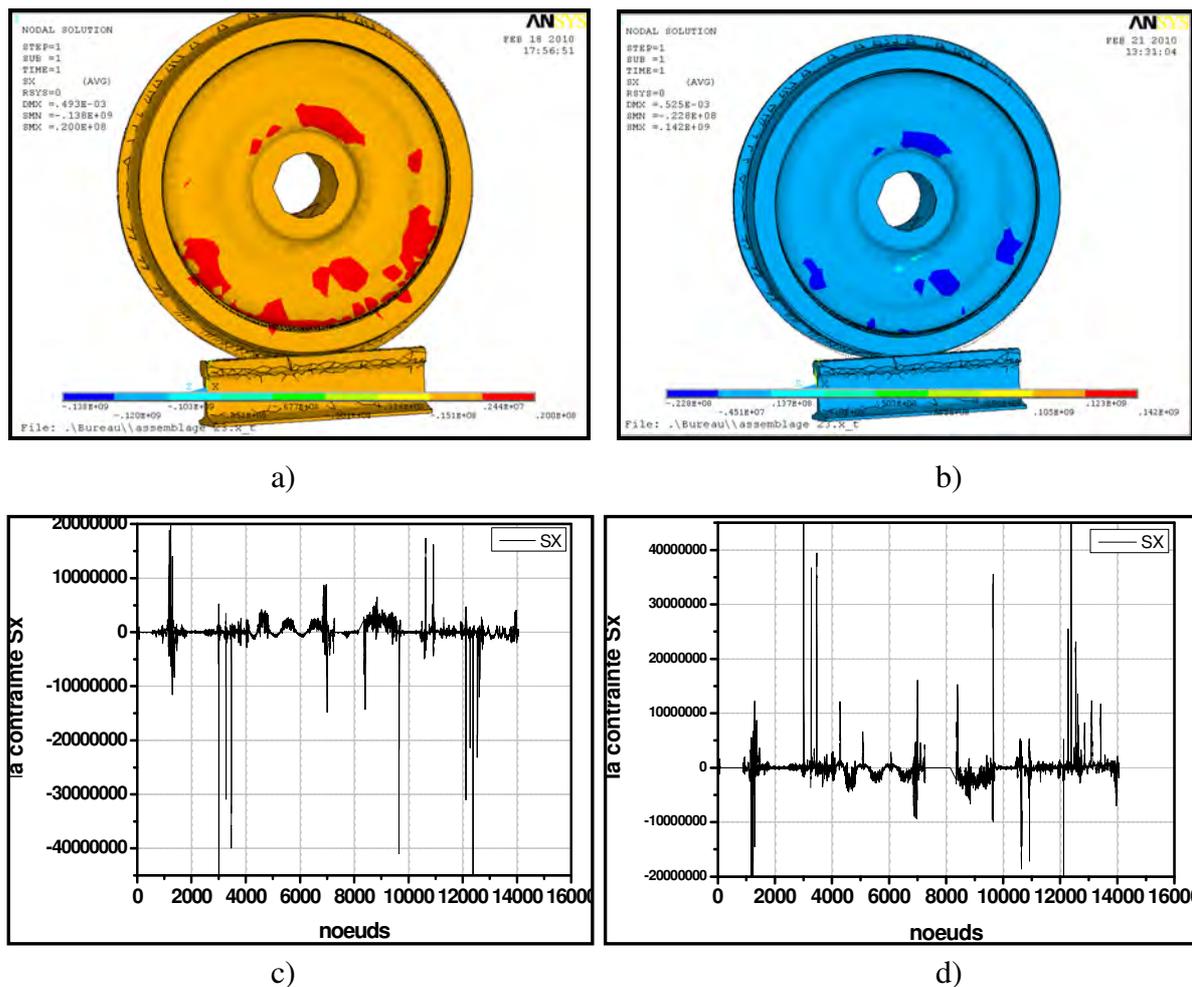
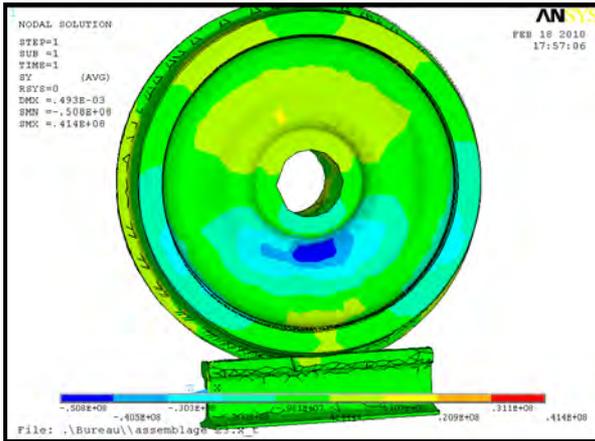
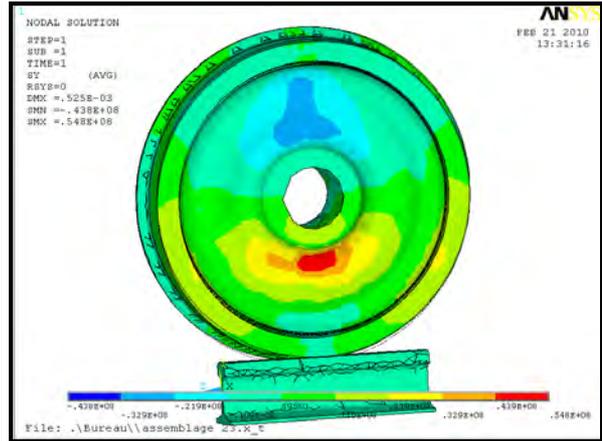


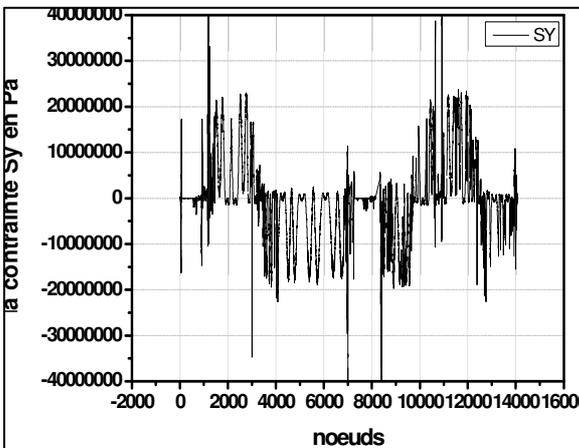
Figure V-32: les contraintes Sx (a et c : en courbe ; b et d : en contre courbe)



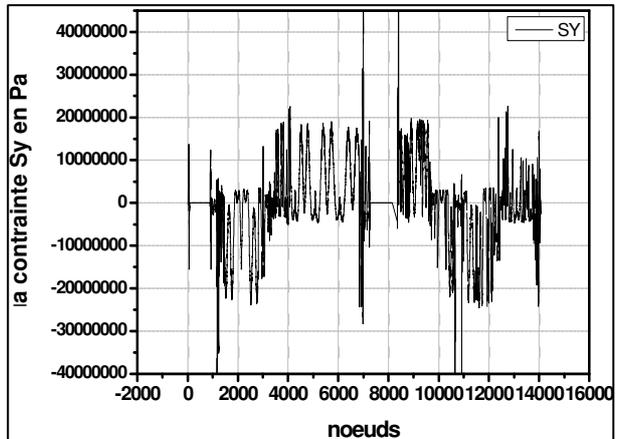
a)



b)

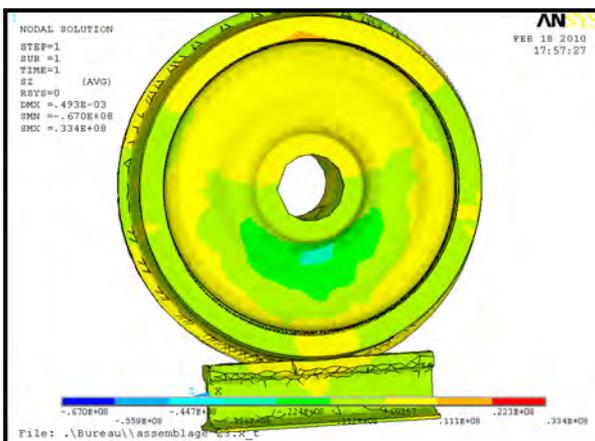


c)

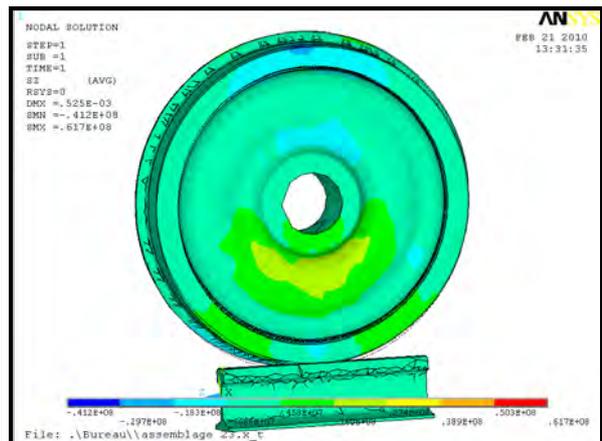


d)

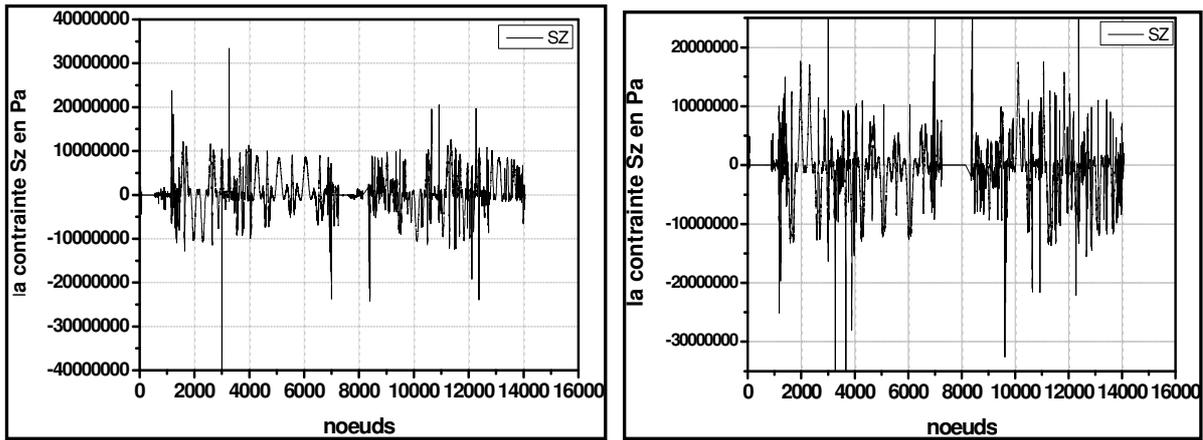
Figure V-33: les contraintes sy (a et c : en courbe ; b et d : en contre courbe)



a)



b)



c)

d)

Figure V-34: les contraintes sz (a et c : en courbe ; b et d : en contre courbe)

V.2.3 Résultats des éléments en contact (Contact174 et Target170)

La figure V-35 représente les éléments de contact (contact174 et target170) pour les deux cas de chargements étudiés.

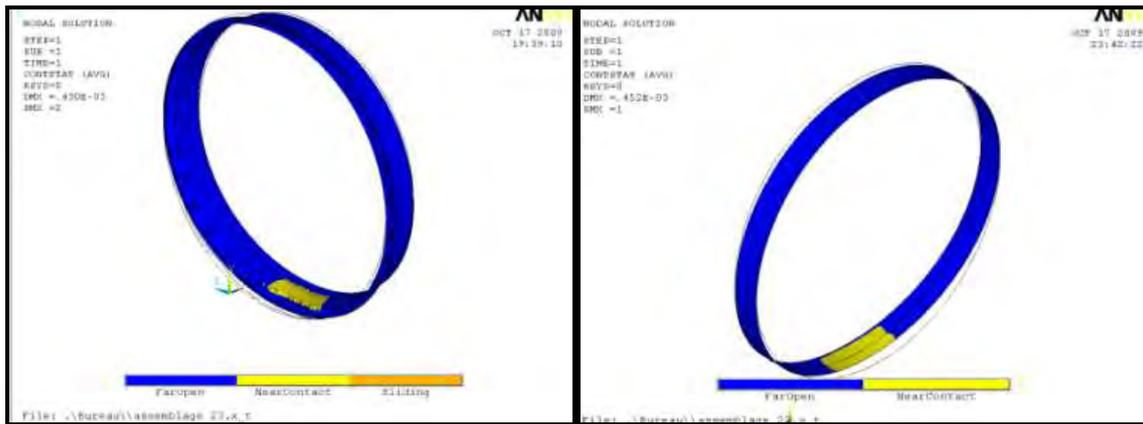


a)

b)

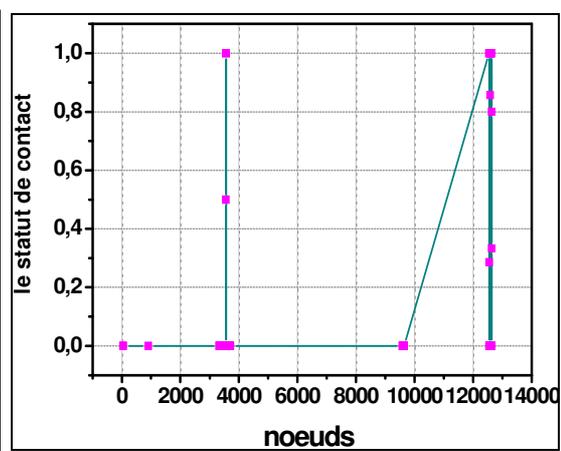
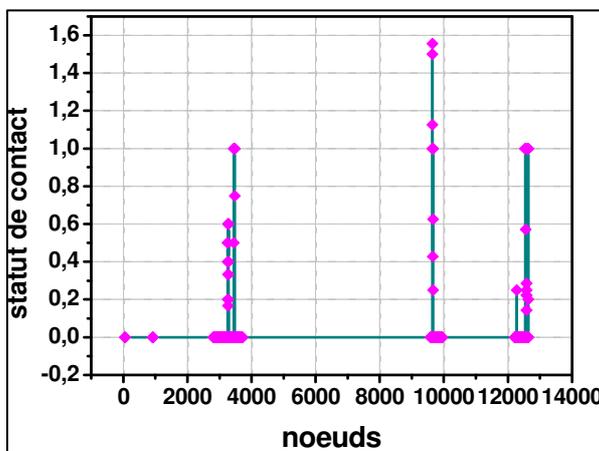
Figure V-35: les éléments de contact (a : en courbe et b : en contre courbe)

Les figures V-36 et V-37 montrent les solutions de l'élément de contact pour les deux cas. on remarque que le statut de contact (figure V-36) est plus glissant que adhérent et cela explique bien la position des roues par rapport aux rails, c 'est à dire que le véhicule est moins stable dans les courbes et les contre courbes d'où la présence du glissement est plus importante. La valeur maximale de pression de contact en courbe à la figure V-37 (a, c), se situe au nœud 9650 avec une valeur de $5.4762 \text{ E}7 \text{ Pa}$, Où le statut de contact se trouve dans la zone de glissement. Par contre on a trouvé que la pression de contact figure V-37 (b, d) dans le cas du contre courbe est presque nulle.



a)

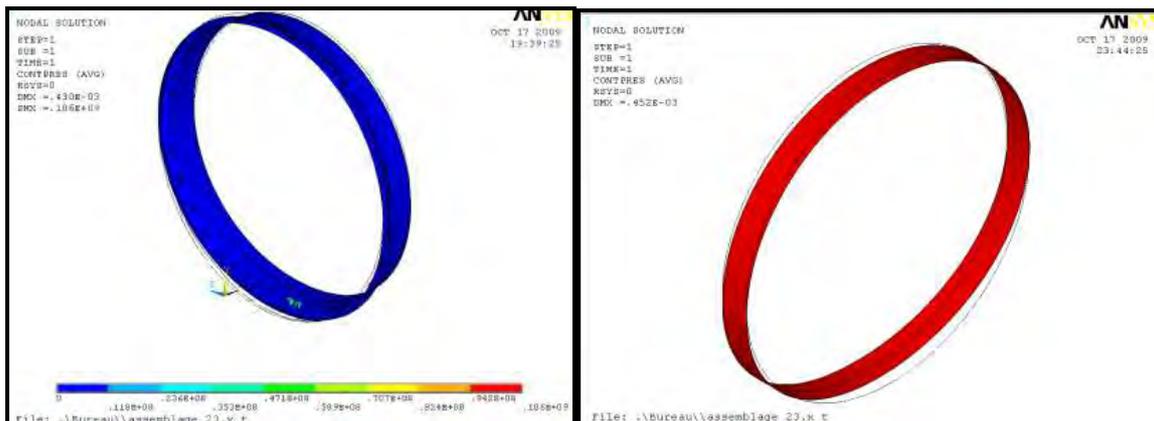
b)



a)

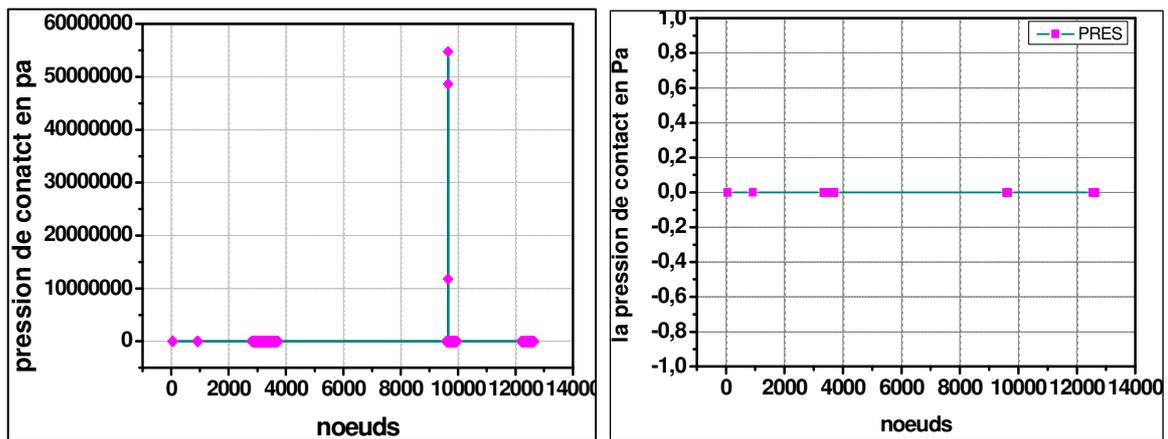
b)

Figure V-36: les statut de contact (a.c : en courbe et b.d : en contre courbe)



a)

b)

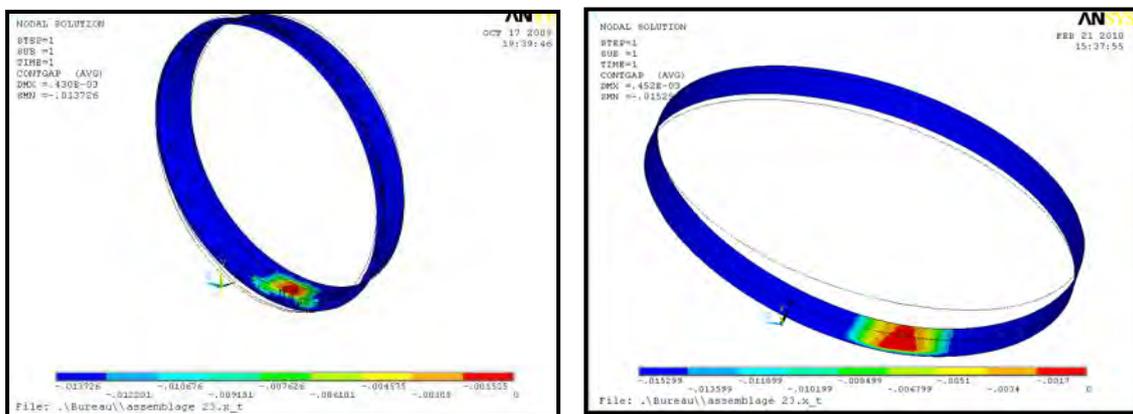


c)

d)

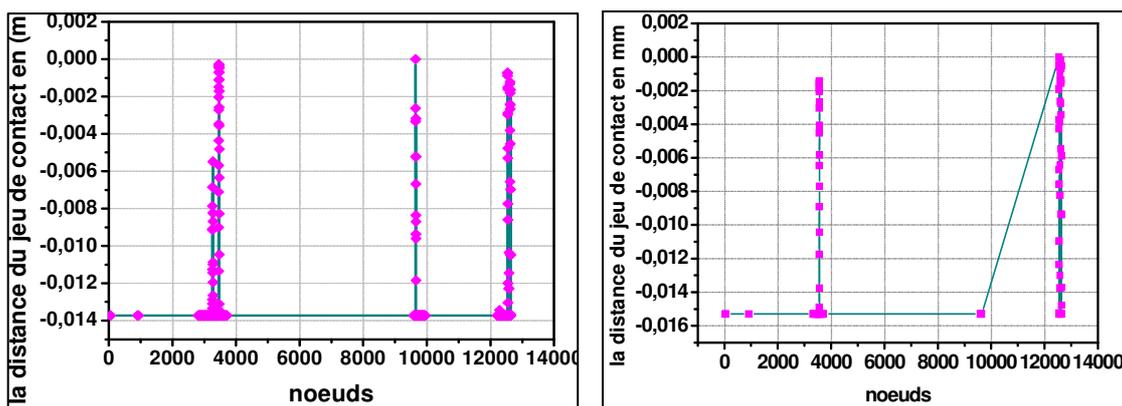
Figure V-37: les pressions de contact (a et c en courbe ; b et d en contre courbe)

Les figures V-38 (a, b, c et d) expriment le jeu de contact dans les deux cas. On observe que la valeur maximale est enregistrée dans la cas du contre courbe.



a)

b)



c)

d)

Figure V-38: le jeu de contact (a et c en courbe ; b et d en contre courbe)

V.2.4 Maillage raffiné au niveau du contact en contre courbe

Afin d'évaluer qualitativement les résultats, on a considéré le raffinement de la zone de contact appliqué au cas de chargement en contre courbe à titre indicatif. Sur la figure V-39 (b) est montrée la trajectoire choisie pour la suite des calculs.

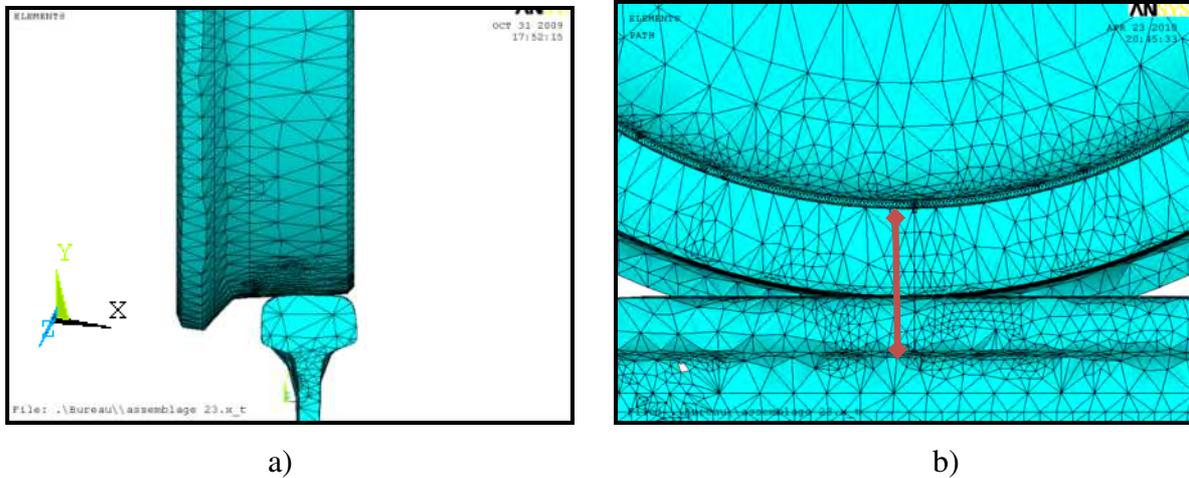
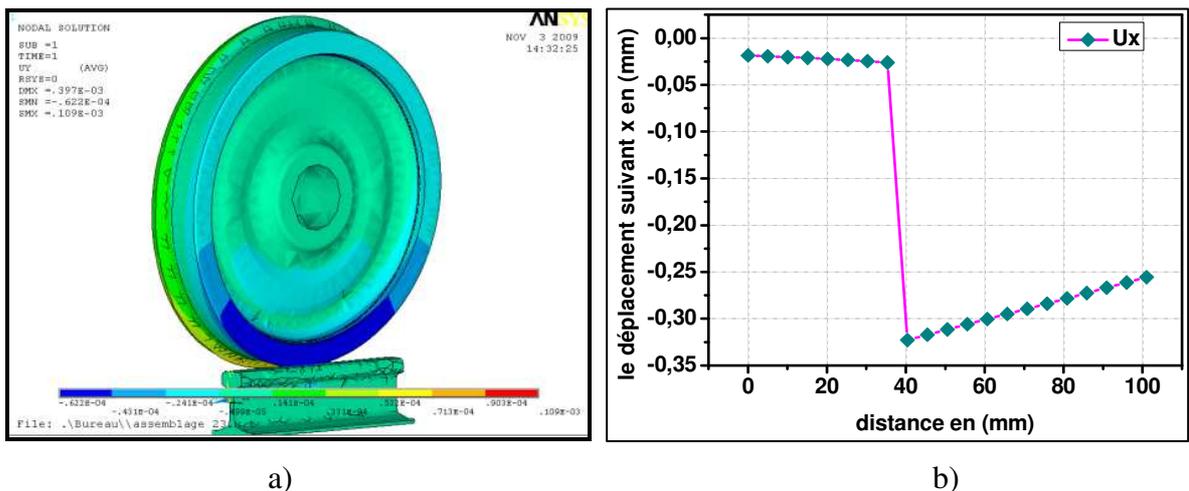


Figure V-39: raffinement dans la zone du contact en contre courbe.

Les figures V-40 (a, b, c, d, e et f) montre le déplacement nodal dans la zone de contact raffinée suivant les trois directions. On remarque que le déplacement commence relativement faible à partir du bord du champignon du rail et croit rapidement dans la zone de contact, décroît relativement dans la jante de la roue suivant les directions x et y. Par contre, suivant la troisième direction, c'est-à-dire figure (f), on observe deux zones de déplacement (compression et traction) dont le maximum est atteint en traction sur la roue.



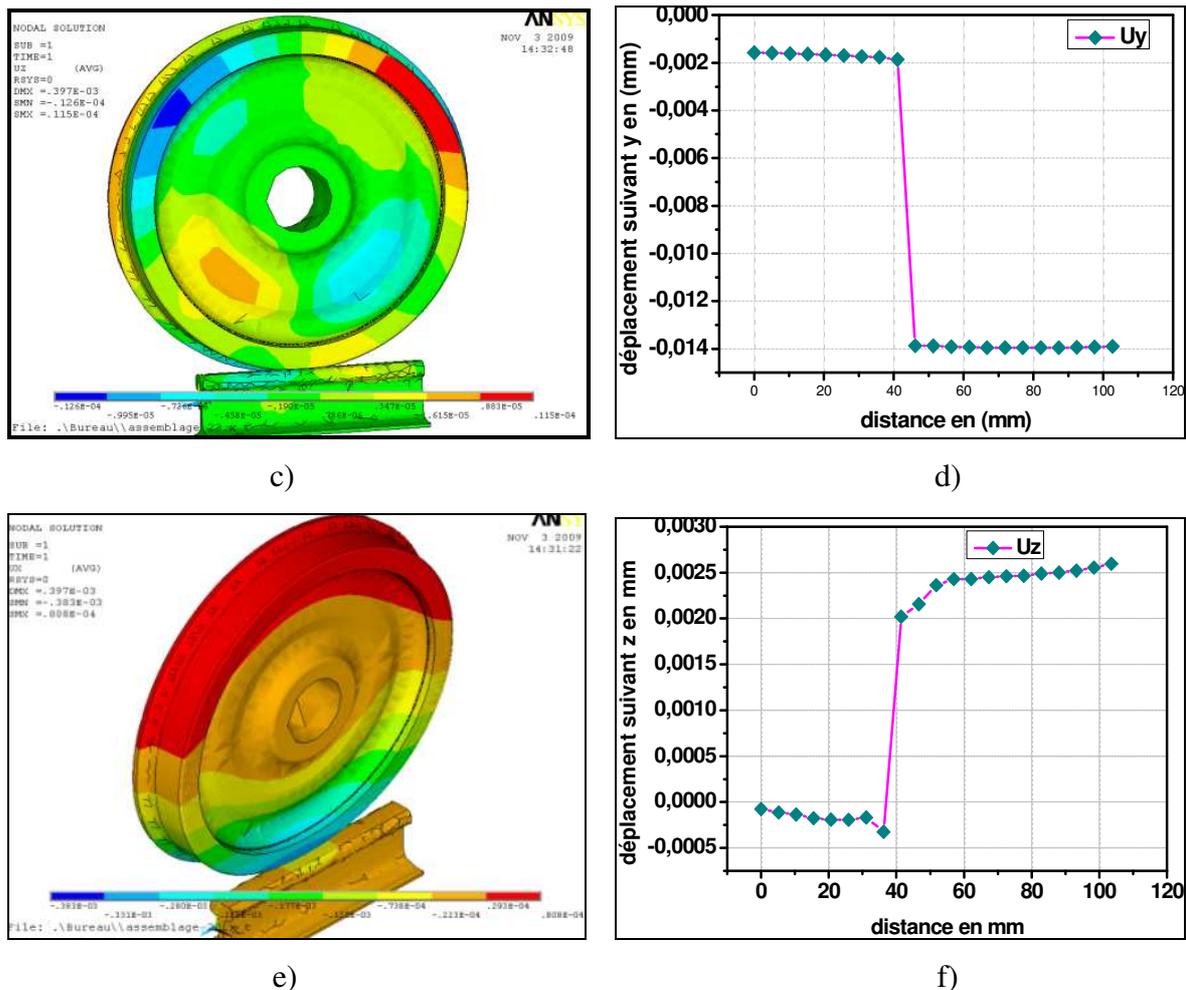
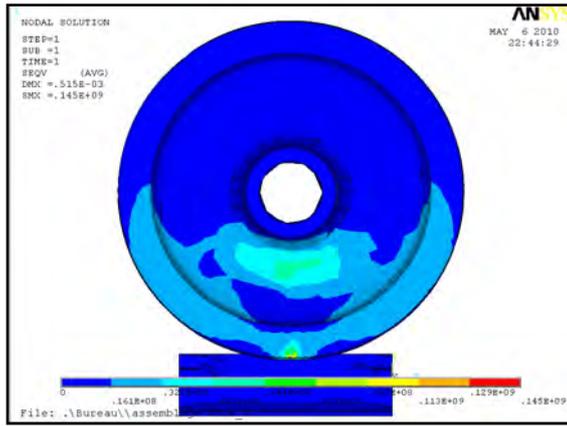
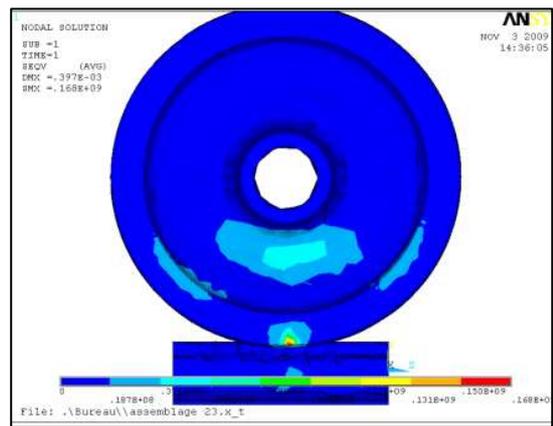


Figure V-40: les déplacements suivant X, Y et Z dans la zone de contact (a, b : U_x ; c, d : U_y et e, f : U_z)

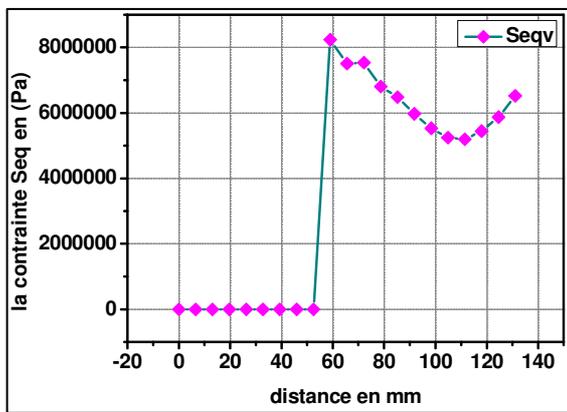
La figure V-41 montre une comparaison entre la solution nodale de la contrainte de Von mises avant raffinage et après raffinage de la zone du contact ; ainsi que la solution par élément pour le 2eme cas . On constate clairement sur les figures (a, b) que la variation de la contrainte de Von mises dans la solution après raffinage est plus importante ou elle atteint la valeur presque 33,146 MPa surtout sur le boudin près de la zone de contact; par contre avant raffinage la valeur maximale est au environ de 8,2361 MPa seulement. Par comparaison aussi des deux résultats après raffinage ; de la solution nodale et la solution en élément, on voit clairement que la contrainte est plus importante dans le 1^{er} cas notamment dans la zone du contact et la toile ou la valeur maximale en élément est 25,71 MPa. Toutes ces observations confirment que la solution nodale est plus précise que celle en élément et que le raffinage des éléments donnent des résultats qui se rapprochent de la réalité.



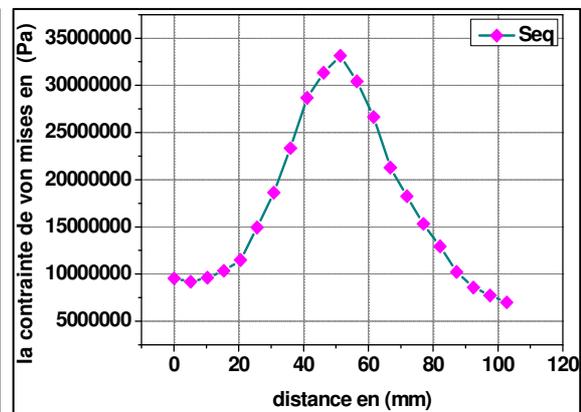
(a)



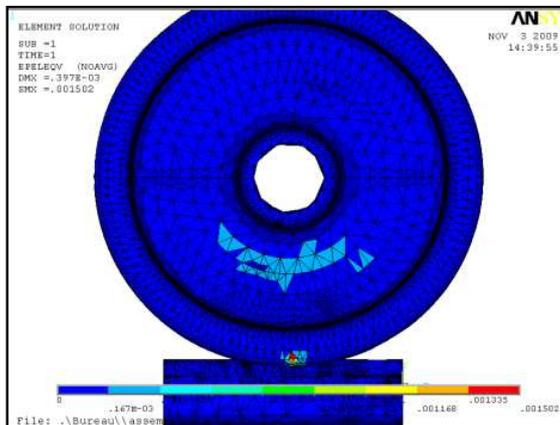
(b)



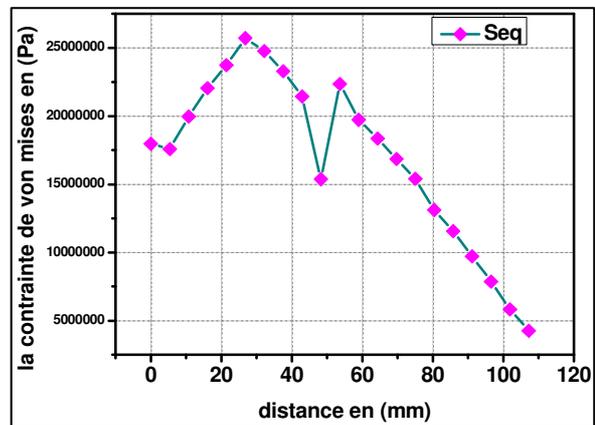
(c)



(d)



(e)



(f)

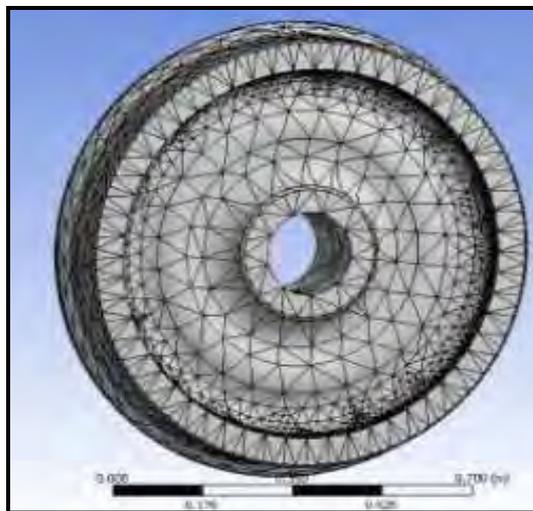
Figure V-41: la contrainte de von mises (a, c :solution nodale avant raffinement ,b, d : solution nodale après raffinement et e,f : solution en élément après raffinement)

V.3 Résultats de la fatigue

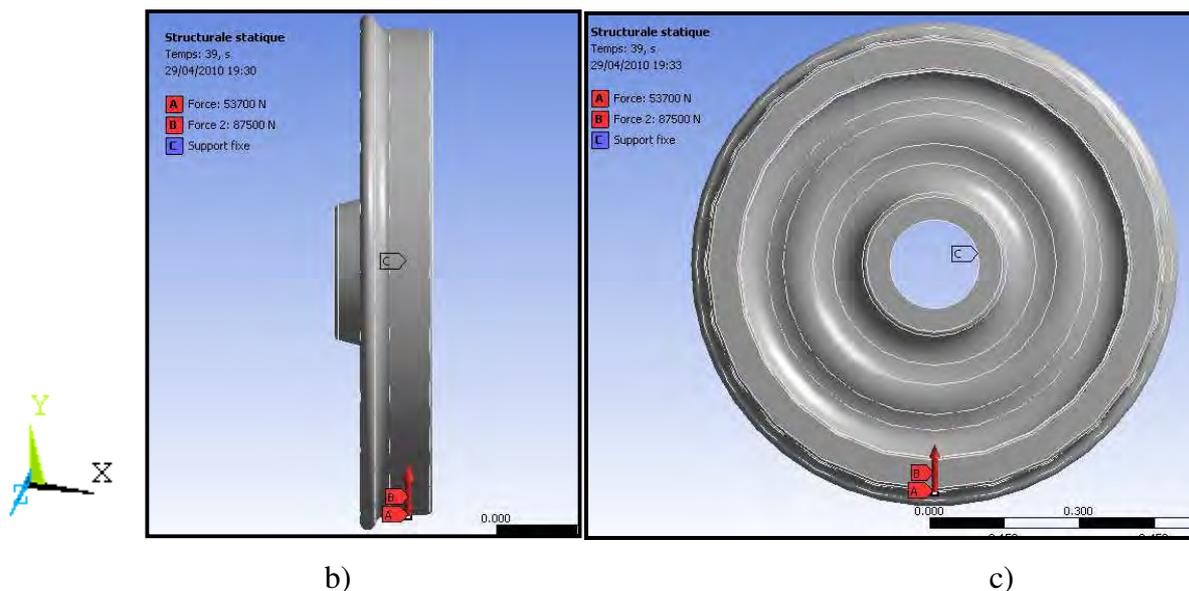
V.3.1 Fatigue statique

A l'aide du module de la fatigue du logiciel ANSYS WORKBENCH, on a modélisé le comportement mécanique à la fatigue de la roue dans le cas d'une ligne droite en état statique et avec variations d'amplitude.

La figure V-42 (a , b, c) représente le modèle géométrique de la roue et les différentes charges appliquées au point de contact roue –rail ; ou on a proposé une charge constante d'une valeur de 8.75 tonnes par roue représentant le poids du wagon et une charge cyclique due au chargement et déchargement des voyageurs d'une valeur de 5.73 tonnes.



a)



b)

c)

Figure V-42: modèle géométrique et chargements en fatigue

1er cas :

Les figures V-43 et V-44 représentent respectivement la charge statique et le 1^{er} type d'amplitude de chargement cyclique.

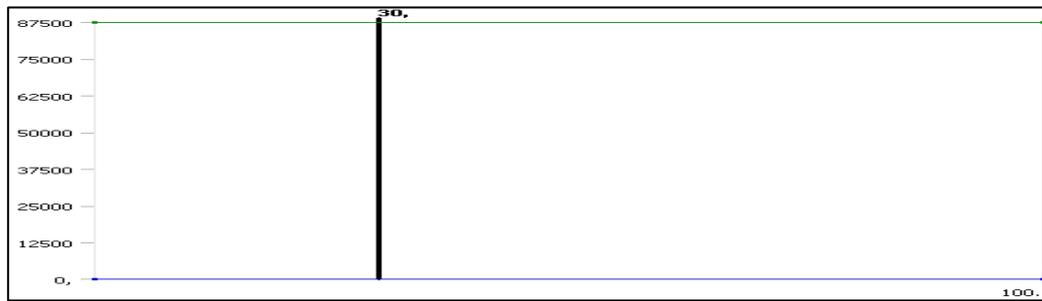


Figure V-43: la charge constante

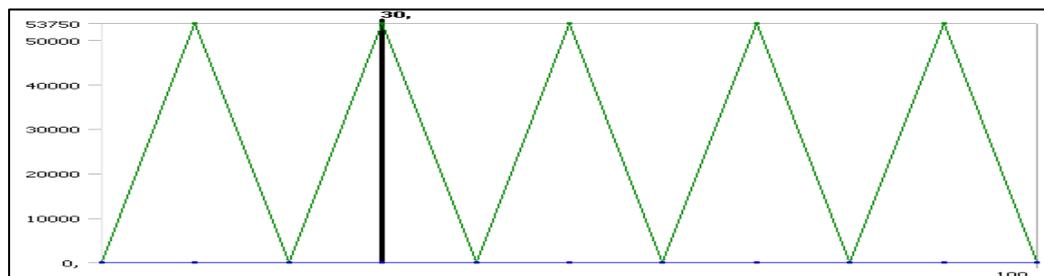
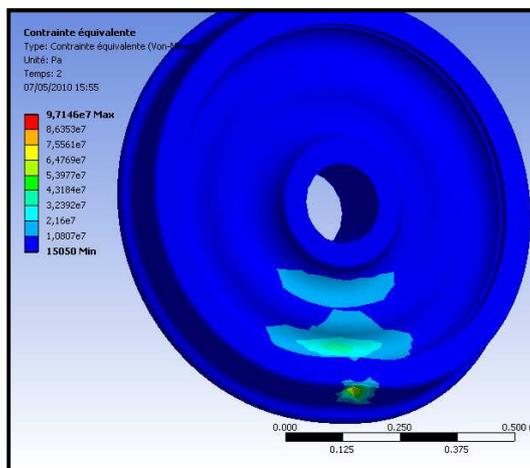
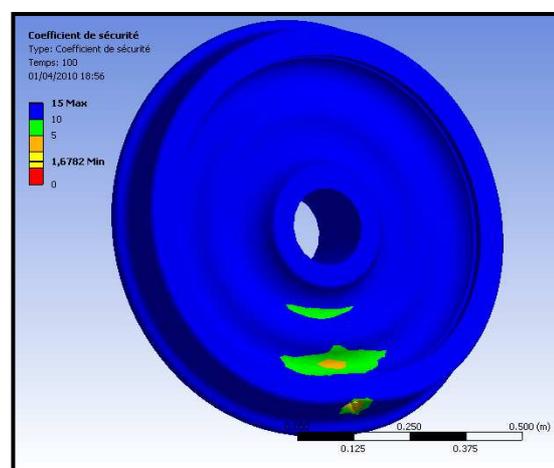


Figure V-44: 1^{er} type d'amplitude de chargement cyclique

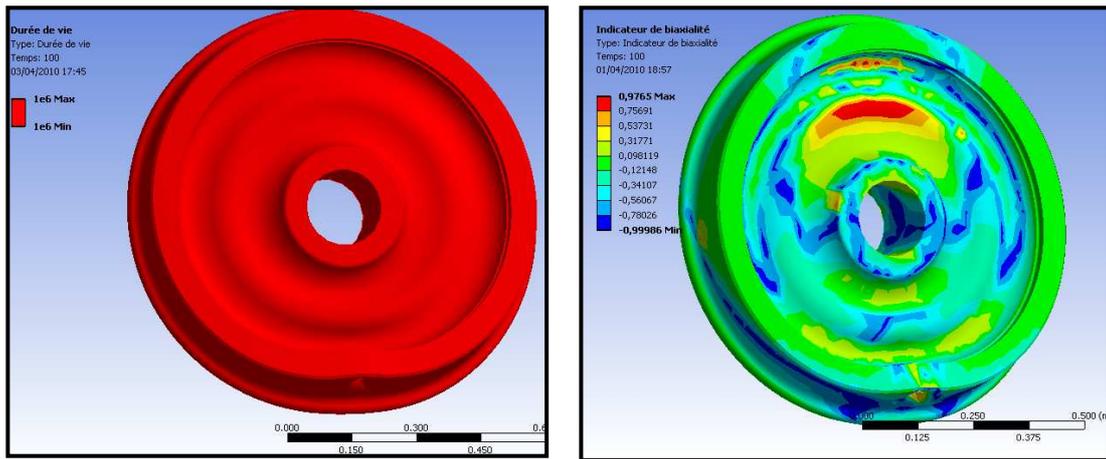
Les figures V-45 (a, b, c, d) respectivement : la durée de vie, la contrainte équivalente le coefficient de sécurité, la durée de vie ; l'indicateur de biaxialité et la sensibilité. On remarque que dans le cas de cette charge statique on a obtenu une durée de vie constante avec un coefficient de sécurité presque supérieur à 1 dans toute la roue sauf une petite partie dans le point d'application de la charge. Cela veut dire que la roue n'arrive presque pas aux valeurs critiques de la fatigue et possède une longue durée de vie d'une valeur de 10E6.



a)

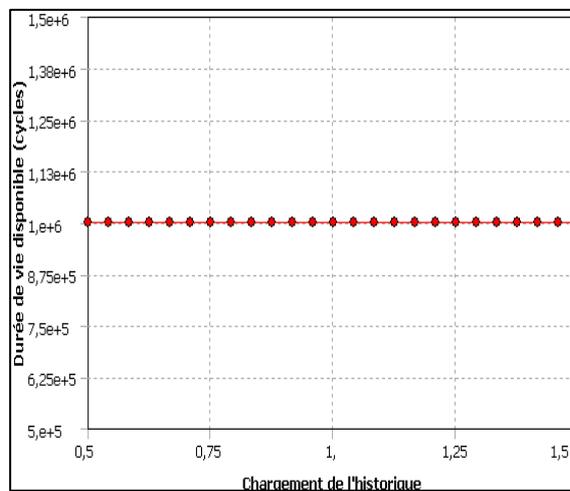


b)



c)

d)



e)

Figure V-45: résultats fatigue (a : la contrainte équivalent , b : le coefficient de sécurité , c : la durée de vie ; d : l'indicateur de biaxialité et e : la sensibilité)

2eme cas :

Les figures V.46 et V.47 représentent le même chargement seulement avec une augmentation de l'amplitude.

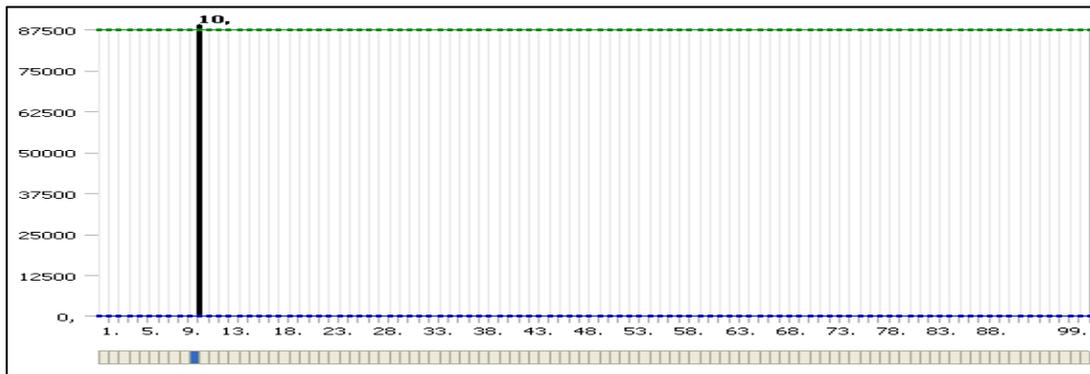


Figure V-46: la charge constante

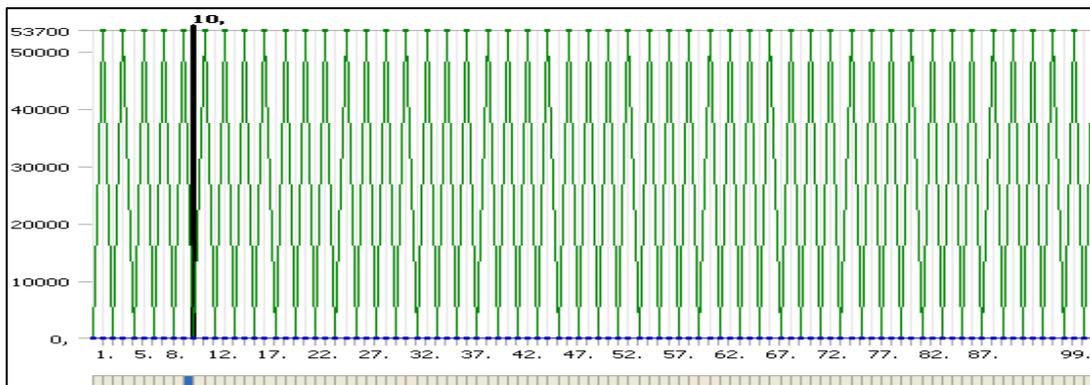
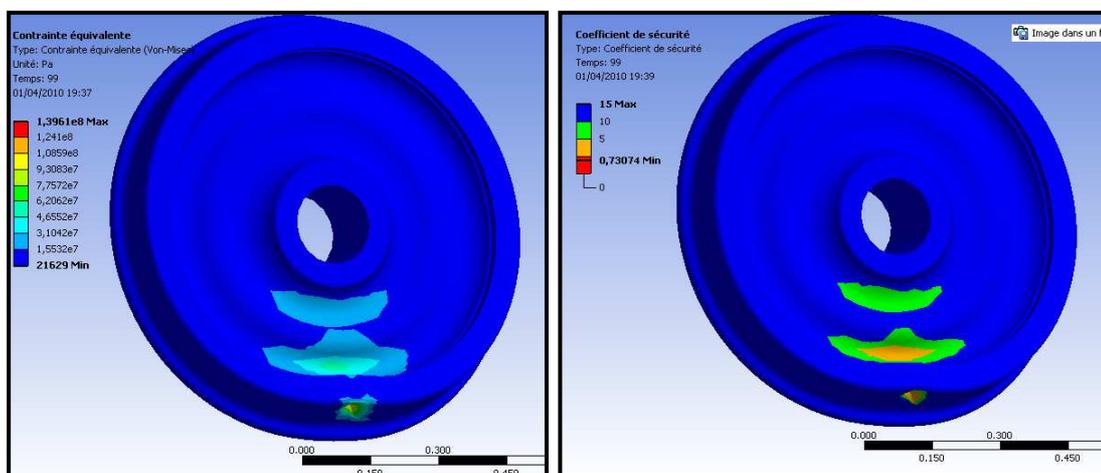


Figure V-47: meme type de chargement avec grande amplitude

Les figures V-48 présentent les résultats de la fatigue pour le 2eme cas de chargement. On constate cette fois-ci que la valeur de la durée n'est plus constante sur toute la roue. Elle varie entre $1.7668E5$ près de l'endroit d'application de la charge (zone du contact roue –rail) et $1E6$ dans les autres zones. On remarque aussi que la valeur du coefficient de sécurité a diminué dans cette même zone. Mais la roue reste toujours en sécurité avec une durée de vie importante.



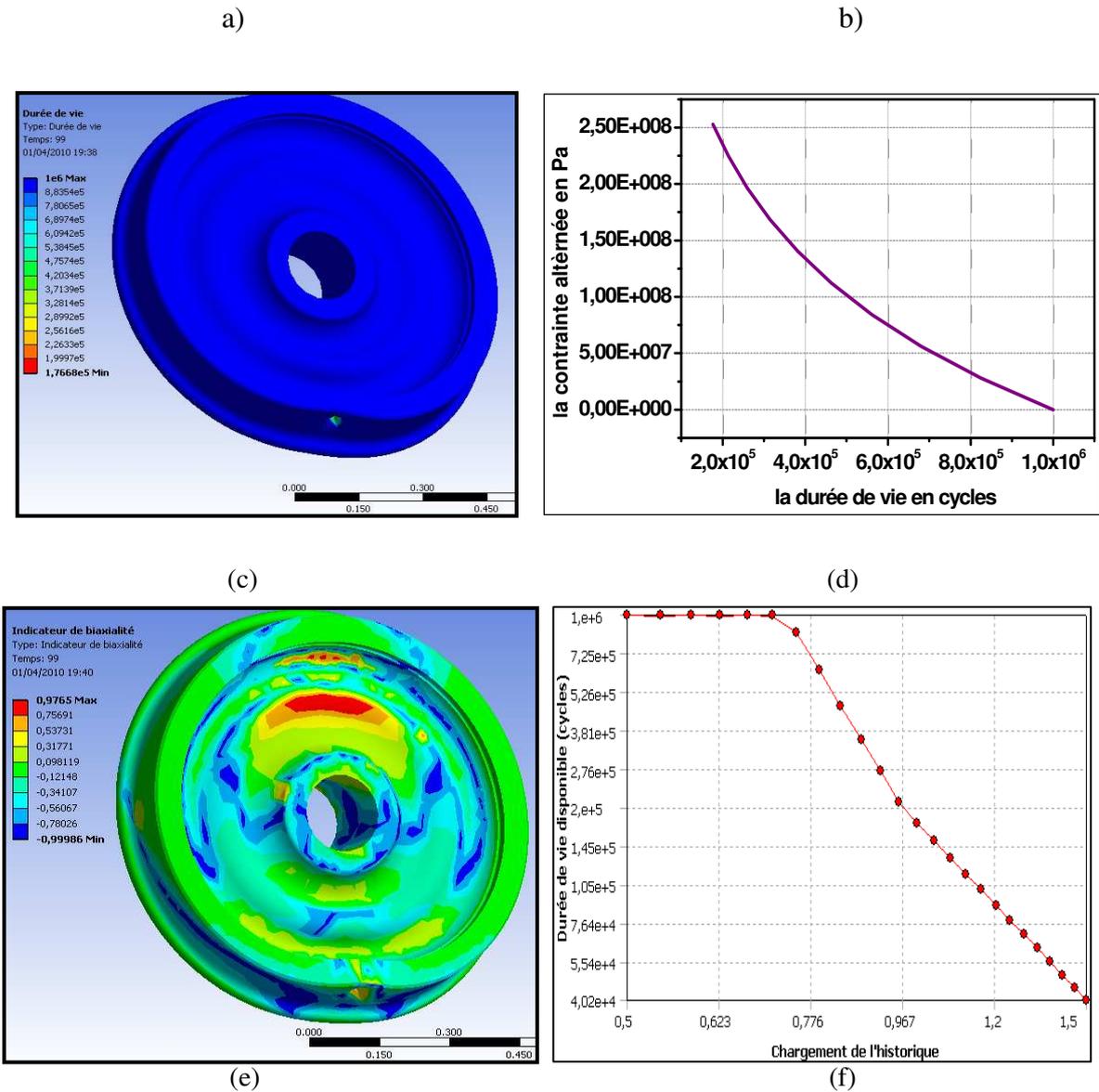


Figure V-48: les résultats de la fatigue (a :la contrainte equivalente b :coefficient de sécurité ; c : la durée de vie ; d :la courbe d'endurance ; e : l'indicateur de biaxialité et f : la sensibilité)

Conclusion et perspectives

Nous avons présenté à travers cette étude la modélisation du comportement mécanique du couple roue - rail. Le but étant de déterminer les différents facteurs responsables des phénomènes de dégradation et de fatigue. Deux approches sont possibles :

1. Modélisation statique
2. Modélisation dynamique

Dans le présent mémoire, nous avons considéré l'approche statique du couple roue - rail où nous avons modélisé le comportement mécanique :

- de la roue dans les trois cas de chargement (alignement, en courbe et en contre courbe).
- du contact roue - rail dans les trois cas de chargement
- à la fatigue de la roue en alignement pour deux amplitudes de chargement.

Les résultats obtenus concernent les différents déplacements, les états de contraintes, le comportement du contact roue - rail et la fatigue. Les premiers résultats de la roue en alignement, montrent que le plus grand déplacement s'oriente vers la direction du chargement ce qui est compatible avec les conditions initiales. La même observation s'applique pour tous les cas modélisés pour déduire enfin que le cas le plus défavorable est en courbe qui est un résultat très logique et confirme les résultats obtenus par tous les chercheurs dans ce domaine. (recherche bibliographique)

La nature du contact roue - rail, les conditions de chargement (en ligne, courbe, contre- courbe) sont responsables de la dégradation des principales parties de la roue tels que le boudin, la toile (zones de concentration des contraintes) et la table de roulement .

L'analyse nodale fournie des résultats qualitatifs et permet d'établir des modèles prédictifs de dégradation de la roue. En effet les numéros de nœuds ou d'éléments des zones critiques (concentration de contraintes, grandes déformations etc.), peuvent être surveillées par la disposition de capteurs et de juges.

Les résultats de la fatigue pour les cas statique sont une première approche pour comprendre certains phénomènes de dégradation.

Les résultats obtenus étaient très bénéfiques où nous avons pu se familiariser avec un code de calcul comme le logiciel ANSYS qui touche un grand nombre de domaines. Il fournit d'excellents outils de modélisation et de conception.

En perspectives de ce travail ; on recommande d'aborder les aspects suivants :

1. La modélisation dynamique du couple roue -rail afin de mieux comprendre le comportement mécanique à la fatigue.
2. Le comportement à l'usure
3. L'aspect thermique du contact durant le freinage
4. l'aspect expérimental (emplacement des capteurs de surveillance)

Tous ces aspects ont un impact direct sur la politique de maintenance à appliquer.

Références

- [1].TP 12999E) TRANSYS Research Ltd Performance Measures from Track Geometry Cars: Feasibility of Wheel Load and Defect Prediction (.,Transports Canada, Direction générale de la sécurité ferroviaire. (1997)
- [2]. F.J. FRANKLIN, I. WIDIYARTA, A. KAPOOR Computer simulation of wear and rolling contact fatigue Elsevier <http://www.ncl.ac.uk/mech/>(2001)
- [3]. K.HIROMICHI et ET T.FUJIOKA. Measuring rail/wheel contact points of running railway vehicles. Safety Research Laboratory, East Japan Railway Company, 2-0 Nisshincho, Saitama-city, Saitama 331-8513, Japan. ^b Department of Mechanical Engineering, The University of Tokyo, Hongo, Bunkyo, Tokyo 113-8656, Japan .June 2002.
- [4]. J.AHLSTRÖM et B. KARLSSON .Modeling of heat conduction and phase transformations during sliding of railway wheels. Materials Science and Engineering, Chalmers University of Technology, SE-412 96 Göteborg, Sweden. Elsevier. 2002
- [5]. J.F.BRUNEL, P.DUFRENOY et F.DEMILLY. Atténuation du bruit de crissement en courbe des roues ferroviaires par jonc métallique. Laboratoire de Mécanique de Lille – Equipe Polytech Lille, Equipe ENSAM du Laboratoire de Mécanique de Lille et Partenaires industriels et socio-économiques VALDUNES, fabricant de roues ferroviaires .2004
- [6]. A.SLADKOWSKI et M.SITARZ .Analyse de l'interaction roue-rail en utilisant le logiciel FE. Département des transports ferroviaires, Université technique de Silésie, rue Krasinski 8, 40-019 Katowice, Pologne .17 Novembre 2004.
- [7]. A. KOLTSOV¹, D.BOULANGER²,Z. AYADI¹, MNIVOIT¹,J.P. BETTEMBOURG³,A T A.GALTIER⁴ modélisation de la fissuration en contact roulant. 2005
- [8]. A.CHAMAT. Prévion de la durée de vie en fatigue des roues ferroviaires sous sollicitations multiaxiales proportionnelles et non proportionnelles. Thèse de doctorat . I' université Paul Verlaine de Metz ; Laboratoire de Fiabilité Mécanique - Ecole Nationale d'Ingénieurs de Metz. 2005
- [9]. SAULOT et AURELIEN. Analyse tribologique du contact roue-rail : modélisation et expérimentations - Cas de l'usure ondulatoire [En ligne] Thèse : Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2005.

- [10]. A. BERNASCONI, M. FILIPPINI, S. FOLETTI ET D. VAUDO DIPARTIMENTO DI MECCANICA, étude la Fatigue multiaxiale d'un acier de roue de chemin de fer avec un chargement non-proportionnel. Elsevier. 2005
- [11]. J.FRANÇOIS BRUNEL et P. DUFRENOY. L'Influence de la dynamique locale de contact sur la réponse vibratoire globale d'un système : application au crissement. Laboratoire de Mécanique de Lille UMR CNRS 8107 Université de Sciences et Technologies de Lille Cité Scientifique F-59655 Villeneuve d'Ascq.
- [12]. J.FRANÇOIS BRUNEL¹, Ph. DUFRENOY¹ et F. DEMILLY² du laboratoire de mécanique de Lille. le phénomène de crissement comme une vibration de structure par propagation d'ondes locales du contact roue rail
- [13]. F. DEMILLY¹ et Y. FLAMENT² du laboratoire VALDUNE. L'influence du freinage mécanique sur le dimensionnement des roues de chemin de fer. 2006
- [14]. J.BENABES. Approche énergétique non locale du calcul de durée de vie de structures en fatigue multiaxiale sous chargements d'amplitude variable. Application a une roue de train ferroviaire. Thèse de doctorat - Laboratoire Matériaux Endommagement Fiabilité et Ingénierie des Procédés ENSAM, CER de Bordeaux. 2006.
- [15]. R. HAMAM .la simulation de la propagation des fissures par fatigue dans les toiles des roues de train sous chargement à amplitude variable(2006). Thèse de doctorat de l'école normale supérieure de Cachan. 2006.
- [16]. P.E. GAUTIER. Problèmes actuels en mécanique dans le domaine ferroviaire : vers l'omniprésence du non linéaire et du stochastique. SNCF Direction de l'Innovation et de la Recherche 45 rue de Londres, 75379 Paris Cedex 8. 2006
- [17]. P.DUFRENOY, J.F. BRUNEL. Etude thermomécanique du couple roue-semelle ferroviaire sous sollicitations de freinage. Université Lille I. 5 juillet 2007
- [18]. M.SEBES ET J. B. AYASSE¹, H. CHOLLET¹, P. POULIGNY², J. PLU³ ET L. CHEVALIER⁴. la méthode semi-Hertzienne pour la simulation du passage d'un TGV dans un appareil de voie. INRETS LTN, 2 av. du Gal Malleret-Joinville, 94114 Arcueil Cedex et *SNCF IEM* RM2Division des rails, 17 rue d'Amsterdam, 75008 Paris. août 2007
- [19]. Y. SHEVTSOV, V.L. MARKINE, C. ESVELD. Design of railway wheel profile taking into account rolling contact fatigue and wear. Section of Road and Railway Engineering, Faculty of Civil Engineering and Geosciences, Delft University of Technology, Stevinweg 1, 2628 CN, Delft, The Netherlands. Aout 2008

- [20]. P.HOSSEINI TEHRANI 1, M SAKET 2 Fatigue crack initiation life prediction of railroad Journal of Physics: Conference Series 181 (2009)
1. Department of Railway Engineering, Iran University of Science and Technology, Narmak, 16846, Tehran, Iran-mail: hosseini_t@iust.ac.ir
 2. Department of Railway Engineering, Iran University of Science and Technology, Narmak, 16846, Tehran, Iran E-mail: M_Saket@rail.iust.ac.ir
- [21]. CURNIER A.: A theory of friction, Int. J. Solid Structures, 20, 637-647, 1984.
- [22]. historique roue. www.Qubectrain.com Comprendre le chemin de fer Les roues ferroviaires
- [23]. MEC-624 – Technologie de la mise en forme. Procédé d'estampage. Ecole de technologie supérieure. Université de Québec.
- [24]. KEZZAR. Expert. AVARIES DES ROUES FERROVIARES
- [25] .UNIVERSITE DE QUEBEC. École de technologie supérieure. Procédés de mise en forme par déformation plastique à l'état massif
- [26]. J.MOLINARI. juillet 1999. Eléments de mécanique ferroviaire (relation entre paramètres de voie, sécurité et vitesses de circulation.
- [27]. F.BRUNEL1, 2, J-FRANÇOISBRUNEL1, P.DUFRÉNOY1, M.HENRION2 et Y. FLAMENT3.freinage roue – semelles : aspects thermomécaniques. 1Laboratoire de Mécanique de Lille, 59655 Villeneuve d'Ascq Cedex 2FLERTEX, 92396 Villeneuve-la-Garenne Cedex 3VALDUNES, 59125 Trith-St-Léger jean-francois.brunel@polytech-lille.fr
- [28]. J-CLAUDE ALACOQUE ET P.CHAPAS Transport ferroviaire : gestion de l'adhérence : Ingénieur Supélec R68, Ingénieur automaticien à ALSTOM Transport - Systèmes Electroniques, de Villeurbanne Senior expert en systèmes de traction ferroviaire Et Ingénieur DPE- 1977 Senior expert ferroviaire
- [29]. DIDIER DUPRAT docteur ingénieur en Génie mécanique Bureau d'études. Aérospatiale Toulouse. Fatigue et mécanique de la rupture des pièces en alliage léger. Technique de l'ingénieur
- [30]. P RABBE, H-P LIEURADE, et A. GALTIER : Essai de fatigue PARTIE 1.Président de la Commission de Fatigue de la Société Française de Métallurgie et de Matériaux, Chef du Département Matériaux du Centre Technique des Industries Mécaniques (CETIM) et Chef du Service Fatigue-Rupture d'IRSID-USINOR Recherche et Développement .Technique de l'ingénieur.
- [31] .effets du temps, de la température, de l'usure et de l'environnement sur les propriétés mécaniques de l'élément de volume

[32]. SOLID WORKS 2008

[33]. P.RAPIN Méthode des éléments finis .Lauréat de l'Institut Ingénieur de l'École Supérieure d'Électricité. Technique de l'ingénieur

[34]. HELP ANSYS .V.11

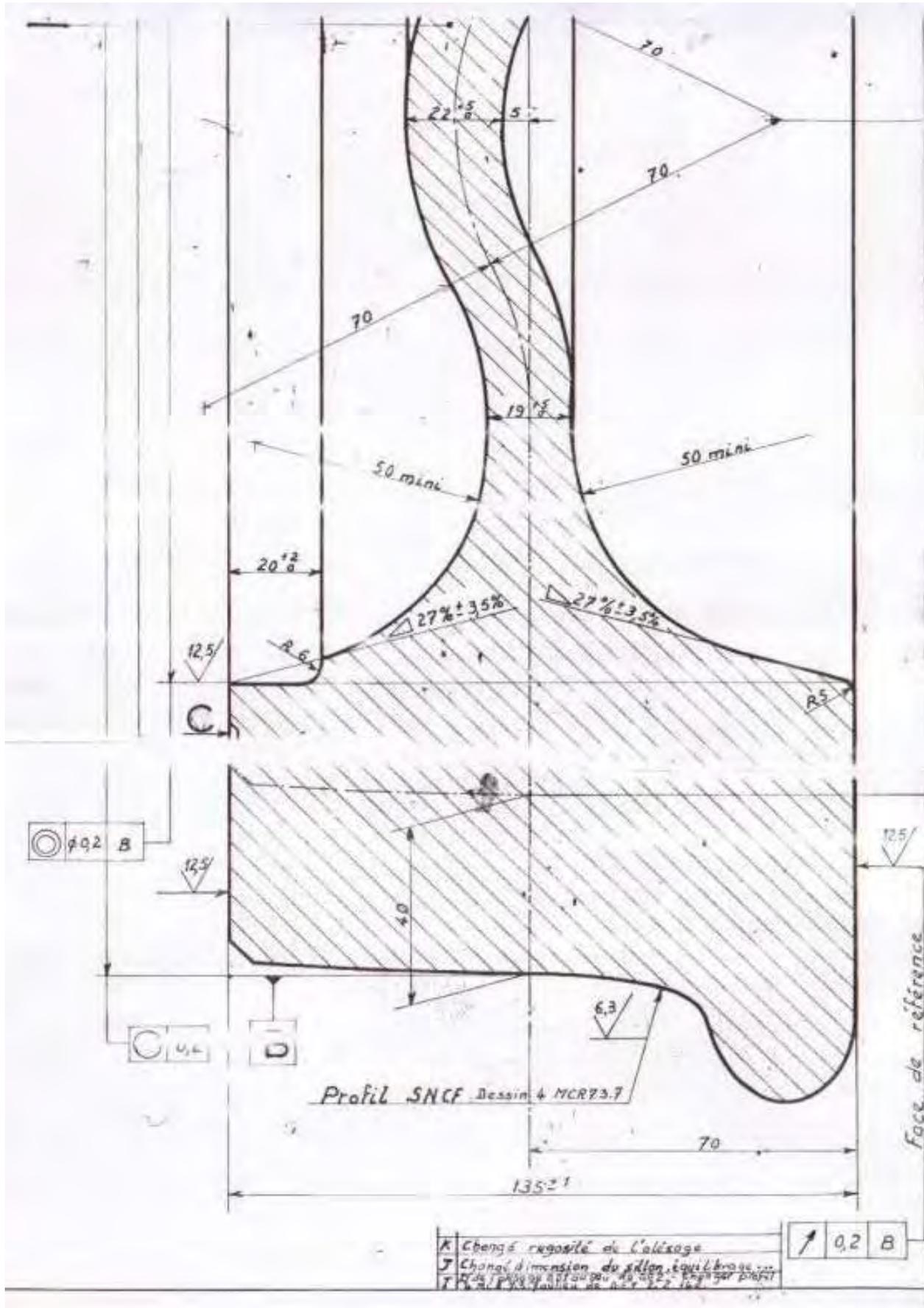
[35]. L. CHAMPANEY Contact unilatéral entre solides élastiques.

[36]. A.-F. GOURGUES-Lorenzo. Comportement, endommagement et rupture par fatigue

[37]. Y.DEBARD. Elasticité. Institut Universitaire de Technologie du Mans Département Génie Mécanique et Productique. 24 mars 2006- 19 mai 2009

[38]. R. D. COOK, D. S. MALKUS AND M. E. PLESHA, Concepts and Application of Finite Element Methods, Solid Elements: Overview. 3rd ed., Wiley, New York, 1989

Annexes



La voie ferrée — 5

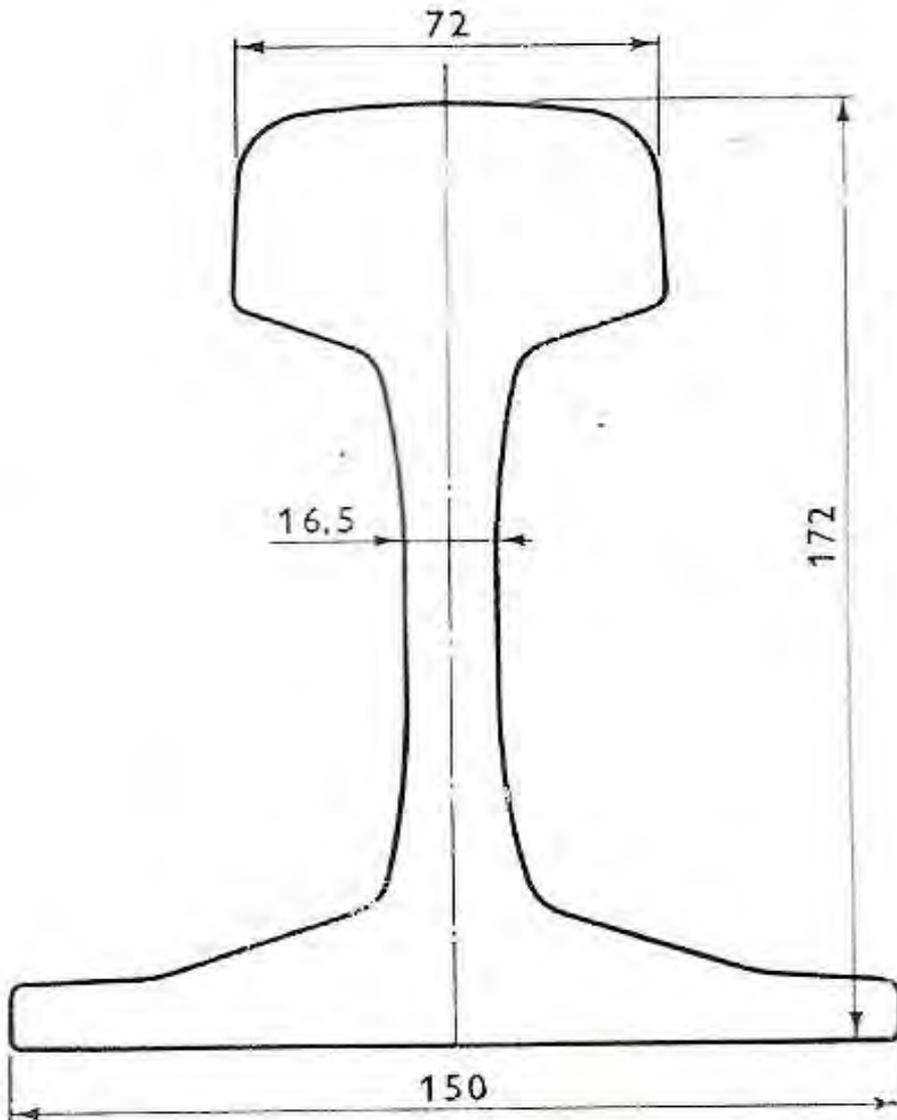


Fig. I-3
Rail U.I.C.
60 kg/m

TABLE 6.1 Element types offered by ANSYS

The ANSYS program offers nearly 100 different element types. For detailed information on a specific element type, see the *Element* volume (Vol. III) of the ANSYS User's Manual.

Structural Point	Structural 2-D Line	Structural 2-D Beam	Structural 3-D Beam	Other Tapered Unsymmetric Beam
 MASS11 1 node 1-E space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ Structural 1-E Line	 LINK1 2 nodes 2-D space DOF: UX, UY Structural 2-D Line	 BEAM1 2 nodes 2-D space DOF: UX, UY, ROTZ Structural 2-D Beam	 BEAM3 2 nodes 2-E space DOF: UX, UY, ROTZ Structural 3-D Beam	 BEAM54 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ
 Spur	 LINK13 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ	 LINK11 1 node 3-D space DOF: UX, UY, UZ	 BEAM2 2 nodes 1-E space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	 BEAM51 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ
 Chest Type of Unsymmetric Beam	 PIPE16 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	 PIPE17 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	 PIPE8 1 node 3-E space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	 PIPE20 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ
 Plastic Curved Pipe	 PIPE16 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	 PIPE17 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	 PIPE8 1 node 3-E space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	 PIPE20 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ
 Triangular Solid	 PLANE8 6 nodes 2-D space DOF: UX, UY	 PLANE8 4 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ	 PLANE20 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY	 PLANE20 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY

TABLE 6.1 (continued) Element types offered by ANSYS

The ANSYS program offers nearly 100 different element types. For detailed information on a specific element type, see the *Element* volume (Vol. III) of the ANSYS User's Manual.

Structural Solid	Asymmetric Harmonic Struct. Solid	Structural 3-D Solid	Layered Solid	Antennropic Solid
 PLANE8 1 node 3-D space DOF: UX, UY	 PLANE8 3 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ	 SOLID4 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ	 SOLID66 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ	 SOLID64 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ
 SOLID45 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ	 SOLID57 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	 SOLID70 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	 SOLID98 15 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ	 SOLID66 30 nodes 1-D space DOF: UX, UY, UZ
 SHELL51 2 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTZ	 SHELL61 2 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTZ	 SHELL28 4 nodes 1-D space DOF: UX, UY, UZ or ROTX, ROTY, ROTZ	 SHELL41 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ	 SHELL41 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ
 SHELL65 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	 SHELL91 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	 SHELL43 8 nodes 1-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	 SHELL99 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	