

RAPPORT DE RECHERCHE (tranche 2)

Approche tribologique du contact pneu-chaussée

Ph. REYNAUD, B. PICOUX, E. MANYO, C. PETIT
Laboratoire GC2D, Université de Limoges

Thème de rattachement : 3

Evaluation de la durée de vie résiduelle des chaussées

PR3-3 Cas des couches de roulement

DVDC/R/037

LC/18/DVDC/059

6 octobre 2020

Sommaire

Sommaire	2
1 Résumé	3
2 Introduction & Historique du Projet.....	4
3 Résultats numériques	5
3.1. <i>Retour sur le Contact statique, Comparaison entre Alizé et SAM</i>	5
3.2. <i>Simulation numérique semi analytique du contact roulant</i>	8
3.3 <i>Contact roulant tractif pneu-chaussée</i>	9
3.4 <i>Effet du frottement sur le cisaillement surfacique</i>	11
3.5 <i>Effet du frottement sur les contraintes en sous couche</i>	11
3.6 <i>Cas du freinage</i>	13
3.7 <i>Cas du virage : effet latéral</i>	13
4 Apport de la simulation semi analytique sur la fissuration	14
4.1 <i>Rappels sur la méthode d'analyse des fissures se propageant de bas en haut</i>	15
4.2 <i>Roulement libre ou pur</i>	16
4.3 <i>Roulement tractif ou cas d'accélération</i>	17
4.4 <i>Freinage</i>	19
4.5 <i>Cas des virages et giratoires</i>	20
5 Conclusion partielle sur l'apport dans les méthodes de dimensionnement	22
6 Références	23

1 Résumé

La réalisation et la maintenance du réseau routier entraînent des coûts financiers importants, des impacts environnementaux dues à l'utilisation d'une matière première pétrolière et une consommation énergétique élevée lors de son élaboration (160°C). L'enjeu de la construction routière devient donc un compromis entre la qualité mécanique de la chaussée et les coûts. L'apparition de nouveaux matériaux associée à une diminution de l'épaisseur des couches de surface et combinée à une augmentation du trafic poids lourds et de leur fréquence de passage a entraîné de nouvelles pathologies de dégradation des chaussées. Outre les problèmes de fissurations remontantes et d'orniérage bien connus, on trouve désormais l'apparition de fissures descendantes (top down cracking). Cette étude propose de contribuer essentiellement à l'étude de cette pathologie. Nous avons présenté il y a deux ans, la faisabilité de l'étude du contact pneu-chaussée par un code de calcul semi-analytique (SAM) développé au LAmCos.

Aujourd'hui, pour plus de réalisme, nous réalisons les calculs du contact roulant avec la géométrie réelle d'un pneumatique de poids lourd. Notre modélisation avancée permet de simuler les contraintes subies par la surface de la chaussée. Une comparaison des champs de contraintes calculés par Alizé et calculés par SAM est effectuée pour montrer l'importance de la prise en compte du contact réel. Une description de la simulation numérique semi analytique du contact roulant est réalisée ensuite d'après la théorie de Kalker [4]. Nous intégrons la notion de coefficient de frottement et mettons en évidence une zone d'adhérence à l'avant du contact et une zone de glissement à l'arrière du contact où l'on trouve des cisaillements importants. Nous appliquons ces calculs aux différentes sollicitations du pneu sur la chaussée, cas du roulement pur, du freinage, de l'accélération et du virage. Nous mettons en évidence les zones de déformations d'intensité maximales, leurs directions principales et les valeurs de ces déformations. Nous constatons que les extensions obtenues sont supérieures dans certains cas à la valeur ε_6 prise communément comme critère de fatigue en couche de base. La prise en compte de ces valeurs devrait permettre un meilleur dimensionnement des couches de surface.

Abstract

This paper describes the elastic tire-pavement rolling contact, by means of a semi-analytical method, in order to analyse top-down cracking. The model includes the actual tire profile and assumes the tire to be elastic, linear and homogeneous, as modelled by an equivalent Young's modulus. The pavement is modelled as a half-space layer composed of asphalt concrete acting as a homogeneous elastic material. Results display the vertical contact stress and shear contact stress in both braking and turning cases; they also highlight the stick/slip zones within the contact area. The obtained stresses allow computing the tensile strain responses at the pavement surface. Analysis shows that the maximum tensile strains are able to cause top-down cracking. Such strains are higher than the level considered in the structural asphalt layer in current pavement design models.

2 Introduction & Historique du Projet

Lors de la tranche 1 nous avons effectué une première approche statique du contact pneu-chaussée par un modèle semi-analytique adapté d'un modèle (appelé SAM) issu d'application en tribologie (contact bille-plan, laboratoire LAMCOS INSA LYON) et des mesures effectuées au laboratoire avec un capteur de pression de surface. Le contact est considéré comme un contact Hertzien. La méthode semi-analytique couplée avec les techniques de reproduction d'objets en trois dimensions comme la photogrammétrie a été utilisée pour modéliser le contact roulant pneu/chaussée.

Dans ce modèle, les reliefs exacts du pneu ainsi que ceux de la chaussée ont été générés avec l'aide de Matlab. Lors de la modélisation, nous avons souvent considéré que la surface de la chaussée était plane et lisse, car en statique l'introduction de la géométrie réelle de la chaussée n'a que peu d'influence sur la répartition des pressions de contact. Pour le pneu, différentes pressions de gonflage ont été étudiées. Le modèle semi analytique nécessite un maillage spécifique (généralement un maillage cubique de 3 mm) compte tenu des techniques numériques qu'il utilise. Le module d'Young équivalent du pneu est nécessaire pour le calcul SAM, le comportement du matériau constituant le pneu (enveloppe caoutchouc et air sous pression) est supposé homogène, élastique et isotrope. Il est modélisé par un module d'Young équivalent en se basant sur des travaux de la littérature et en utilisant des données expérimentales. Une loi de la mécanique des contacts (plus précisément un modèle de force de contact linéique) a été utilisée et un modèle analytique de module de Young équivalent du pneu a été développé en fonction de la pression de contact afin de faciliter les calculs pour le développement de notre modèle. Nous appliquons un chargement de 3.25 kN sur le pneu ainsi simulé.

Les résultats du modèle ont été comparés dans un premier temps avec les mesures expérimentales les mesures expérimentales effectuées au niveau du contact pneu-chaussée, le pneu n'étant soumis à ce stade qu'à une force extérieure verticale. Ceci a permis un premier relevé des pressions de contact et de la taille de la surface de contact. Par la suite, sont réalisés des calculs de pression de contact que nous comparons avec les valeurs mesurées par le capteur de pression Tekscan. Dans les deux cas, mesures et calculs, le module équivalent sera fortement connecté à la pression de gonflage.

Une bonne corrélation entre les résultats du modèle a été démontrée. On retrouve ainsi un profil et une surface de contact quasi identique entre les résultats expérimentaux et numériques. Ce qui nous a permis de valider notre modèle pour la distribution de la pression de contact.

Une fois les paramètres de sortie du logiciel validés, une première analyse de la vulnérabilité de la couche de surface pourra être envisagée en fonction des paramètres clés (pression, charge, type de pneu,...)

Le logiciel SAM nous a permis aussi d'analyser la répartition de la pression de contact à l'intérieur même de la couche de surface. Nous avons pu voir que l'effet des stries du pneu s'estompait à une profondeur de 5 cm. Pour des études en sous couche au-delà de cette

profondeur et dans les mêmes conditions de chargement, il n'est pas nécessaire de prendre en considération la géométrie exacte du pneu, on peut utiliser plus simplement un pneu lisse.

En revanche, en surface, il est important de tenir compte de l'effet des stries car celles-ci entraînent des pics de pression qui peuvent être responsables de dégradations. On peut donc s'attendre à ce que la dégradation des couches de surfaces dépende fortement des sculptures du pneu. L'effet de la microgéométrie de la chaussée étudié en tranche 1a a une influence négligeable sur la répartition des pressions de contact par rapport à l'effet des stries du pneu. Au cours de la tranche 2 du projet, nous avons développé plus particulièrement le contact roulant avec les éléments du contact statique présenté en tranche 1.

En toute première partie de ce document nous présentons une comparaison des champs de contraintes calculées par ALIZE et calculés par SAM pour montrer l'importance de la prise en compte du contact réel à échelle sub-centimétrique. Une description de la simulation numérique semi analytique du contact roulant est effectuée ensuite d'après la théorie de Kalker et appliquée au contact pneu-chaussée, avec la prise en compte du coefficient de frottement pneu-chaussée. Dans une seconde partie nous appliquons ces calculs au contact pneu chaussée afin d'évaluer l'effet de ces efforts sur la fissuration par le haut.

3 Résultats numériques

3.1. Retour sur le Contact statique, Comparaison entre Alizé et SAM

Il est à préciser que l'apport de l'utilisation de SAM est **particulièrement adapté à l'étude de la surface de la chaussée** (les premiers centimètres de la couche de surface). Le logiciel SAM est le seul à prendre en compte les lois actuelles de la mécanique des contacts. Une comparaison des calculs de pression de contact en statique avec le logiciel de dimensionnement classique Alizé [1] a été réalisée. Le modèle développé dans ce logiciel pour déterminer les réponses mécaniques dans la structure de la chaussée s'appuie sur le modèle semi analytique de Burmister [2] et le principe de superposition de l'élasticité linéaire. Les forces appliquées en surface de chaussée sont décrites au moyen de charges de pression uniforme, circulaires. En particulier, les calculs de dimensionnement routiers usuels sont effectués pour deux charges circulaires, simulant les deux roues du demi-essieu standard de la méthode de dimensionnement. Alizé permet si besoin, d'approximer des distributions de charge non uniformes, relativement complexes, par superposition de multiples charges circulaires de rayons et pressions différentes (ex : remplissage géométrique d'une surface de type Apollonius). Alizé permet ainsi de calculer des champs de contrainte en sub-surface de chaussée qui prennent précisément en compte l'interaction pneu/chaussée à condition de connaître les efforts de contact et de les introduire en données. Le logiciel SAM permet quant à lui de s'affranchir en grande partie de ces mesures. C'est le logiciel qui calcule les efforts de contact à partir d'une description géométrique précise du pneu (et de la surface de chaussée). A titre d'exemple, nous avons réalisé une structure simplifiée de chaussée (couche infinie élastique de matériau bitumineux et surface lisse), une étude comparative de l'évolution des pressions de contact entre un calcul avec chargement de pression circulaire uniforme et une simulation par SAM (dans les mêmes conditions de contact idéalisé) avec un pneumatique réel. La charge de référence sur roue isolée est de 32,5 kN. Les données de la simulation sont résumées dans la table 1.

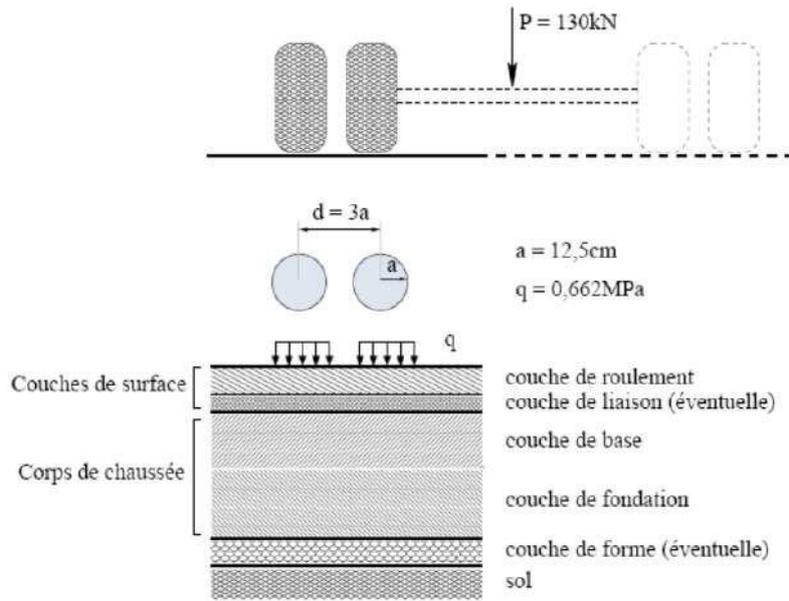


Figure 1: Chargement de référence selon Alizé

Module d' Young de la chaussée E (MPa)	5400
Coefficient de Poisson	0,35
Charge standard (kN)	32,5

Table 1: Paramètres utilisés pour comparaison avec Alizé

La figure 2 présente le profil de pression de contact calculé par Sam en utilisant d'une part le chargement de pression uniforme de référence et d'autre part le profil réel de pneu, pour une roue isolée chargée à 32,5kN. On observe clairement que les valeurs de pression de contact sont sous-estimées en utilisant la charge uniformément répartie. La pression atteint 1,3 MPa avec un pneu réel contre 0,66 MPa avec le chargement de référence. De plus la surface de contact n'est pas circulaire et sa valeur est d'environ 2500 cm².

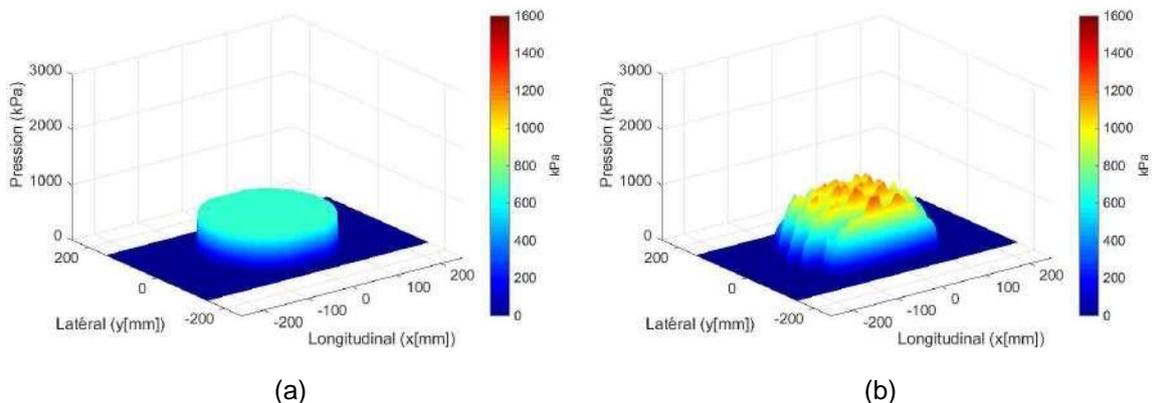


Figure 2 : Distribution de la pression de contact pour un chargement de référence sur roue isolée.
 (a) Distribution selon Alizé ; (b) Distribution selon le modèle actuel SAM de référence

La figure 3 présente une comparaison des profils longitudinaux de contraintes et déformations verticales obtenues par SAM et Alizé pour le chargement de référence (pression uniforme). Comme attendu, on observe dans ce cas une bonne corrélation entre les deux logiciels. Le

calcul est réalisé de manière identique avec un chargement de référence et une pression uniforme.

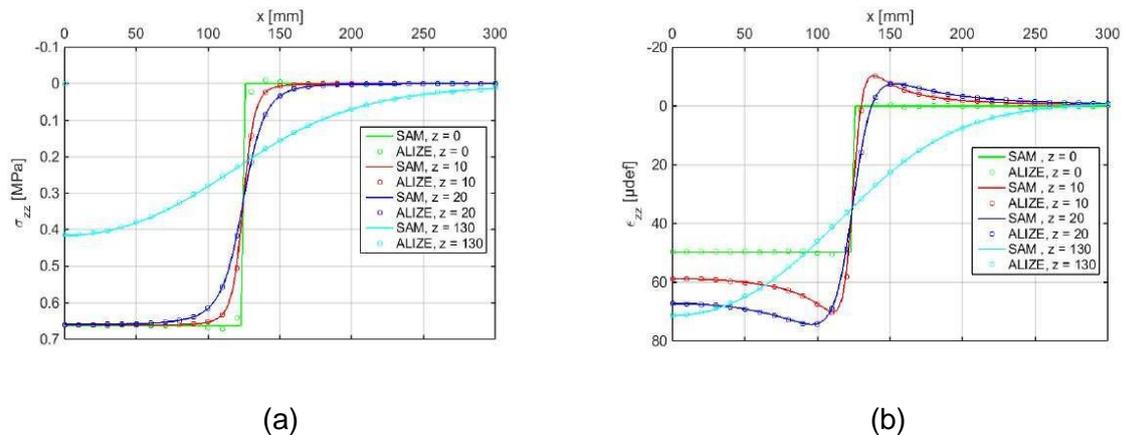


Figure 3 : Comparaison entre un calcul Alizé et une simulation de type Alizé effectuée par SAM. (a) Contraintes verticales à différentes profondeurs dans le plan $y = 0$; (b) Déformations verticales à différentes profondeurs dans le plan $y = 0$

La figure 4 présente les résultats de comparaison entre Alizé (chargement de pression uniforme) et SAM pour un pneu réel. Une première comparaison est effectuée sur les contraintes verticales (figure 4(a)). Il est clair que les contraintes verticales en surface sont largement minimisées par l'hypothèse de distribution uniforme de pression. Ce n'est qu'à partir de $z = 130$ mm qu'on observe une étroite corrélation entre les deux modèles. Ceci est également observé sur la figure 4(b) où l'évolution des déformations verticales sous la surface au centre du contact passe de 50 μ def pour le calcul Alizé à environ 100 μ def pour le calcul SAM. L'effet de la géométrie du pneumatique sur les déformations, responsable possible de la fissuration venant de la surface, est ainsi démontré.

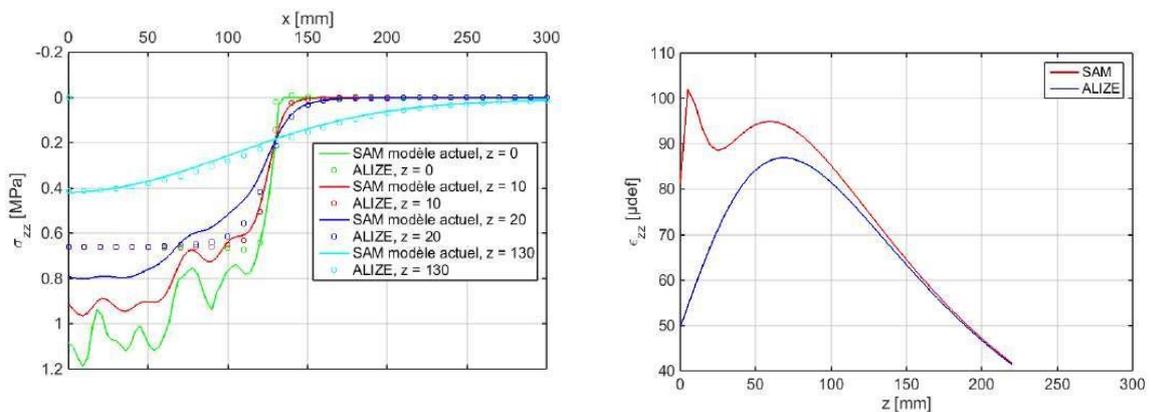


Figure 4 : Comparaison entre un calcul Alizé (avec une pression uniforme) et une simulation SAM avec une géométrie de pneu réel. (A gauche) Contraintes verticales à différentes profondeurs dans le plan $y = 0$; (A droite) Déformations verticales au centre du contact

Le rôle des stries du pneumatique, par rapport à un pneu lisse, est important dans les 2 à 3 premiers centimètres puis s'estompe totalement à partir de 5 centimètres de profondeur (figure 5). L'effet de la présence d'un contact hertzien par rapport à un contact uniforme comme considéré usuellement dans Alizé n'est négligeable qu'au-delà de 130 mm de profondeur.

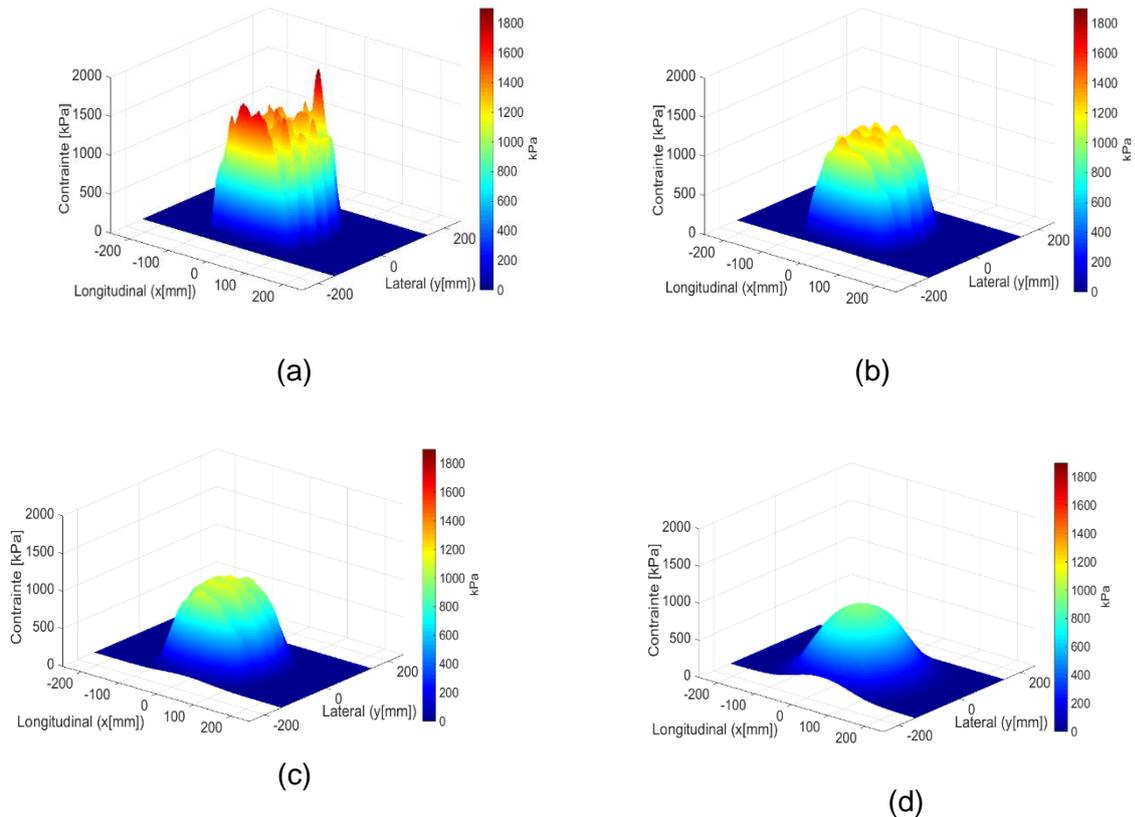


Figure 5 : Contraintes normales à différentes profondeurs pour un chargement de 32,5 kN

(a) en Surface, (b) à 1 cm (c) à 2 cm (d) à 5 cm

Au niveau de la surface et des premiers centimètres, cette étude comparative a permis de démontrer l'importance de la prise en compte de la géométrie réelle du pneumatique dans la compréhension des phénomènes de dégradation dans la couche de roulement et particulièrement à la surface. On comprend que localement les contraintes verticales peuvent avoir une intensité supérieure au MPa et que ceci peut venir amplifier tout mécanisme de dégradation bien qu'il n'y ait pas de mécanisme de dégradation précisément associé à ces contraintes. Les contraintes normales de contact en compression ne suffisent toutefois pas en elles-mêmes à justifier une fissuration). Par la suite, pour la recherche d'explications à la fissuration par le haut, il faudra s'intéresser aux contraintes de traction dans les directions horizontales en conservant les hypothèses précédentes de distribution de pression pour l'étude du contact pneu/chaussée, plus réalistes que l'hypothèse de pression uniforme retenue pour le dimensionnement des couches d'assise situées en profondeur.

Ces résultats permettent aussi de dénoncer l'hypothèse de distribution de pression uniforme pour la couche de surface qui minimise grandement la pression de contact.

3.2. Simulation numérique semi analytique du contact roulant

L'essentiel des travaux effectués lors de la tranche 2 sont relatifs à l'implémentation d'un modèle de contact roulant tractif élastique dans le code semi analytique SAM. Les résultats obtenus sont en accord avec ceux de la littérature notamment les solutions analytiques de Carter [3] et les résultats numériques de Kalker [4] pour un contact roulant tractif entre deux massifs élastiques. Il a été validé également par les solutions de Nowell et Hills [5] pour deux massifs élastiques en contact roulant. Ces résultats sont détaillés dans les travaux de Manyo [7]. Des analyses ont été effectuées et ont montré qu'il est nécessaire de prendre en compte la présence d'une zone de glissement et d'adhérence sur la surface de contact qui évoluent en fonction des paramètres du contact. En effet, lorsque l'effort tangentiel appliqué varie, les

zones de glissement et d'adhérence varient. Une augmentation de l'effort tangential implique une augmentation de la zone de glissement au détriment de la zone d'adhérence. Pour le contact roulant entre deux massifs élastiques dissimilaires, le cisaillement surfacique varie en fonction de la constante de Dundurs qui définit le degré de couplage entre le problème normal et tangential. Les contraintes en sous couche sont influencées par l'effort tangential appliqué et le coefficient de frottement. Elles sont d'intensité d'autant plus élevées et plus proches de la surface lorsque l'effort tangential augmente.

Cette partie « académique » de l'étude du contact roulant a été utile à l'ébauche du contact pneu-chaussée

Un modèle de contact roulant tractif élastique implémenté dans un code semi analytique a été utilisé lors de cette étude. Les résultats obtenus, détaillés ci-après, sont en accord avec ceux de la littérature notamment les solutions analytiques de Carter [3] et les résultats numériques de Kalker [5] pour un contact roulant libre et un contact roulant tractif entre deux massifs. Des analyses du contact pneu-chaussée ont été effectuées et peuvent être résumées selon les points suivants :

- présence dans tous les cas (même en roulement libre) d'une zone d'adhérence (à l'avant du contact) et d'une zone de glissement (à l'arrière du contact) qui évoluent en fonction des paramètres du contact. Lorsque l'effort tangential appliqué varie, les dimensions des zones de glissement et d'adhérence varient ;
- une augmentation de l'effort tangential implique une augmentation de la zone de glissement au détriment de la zone d'adhérence ;
- Les contraintes en sous couche sont influencées par l'effort tangential appliqué et le coefficient de frottement. Elles sont maximales et plus proches de la surface lorsque l'effort tangential augmente.

Il est à noter que le modèle basé sur la théorie de Kalker présenté peut être étendu à un contact visco élasto plastique représentant avec plus de précision un contact réel pneu-chaussée (ce cas fait l'objet d'une thèse en cours au laboratoire LaMCoS de l'INSA de Lyon).

3.3 Contact roulant tractif pneu-chaussée

Le modèle de contact roulant tractif utilisé dans cette section est celui décrit précédemment. Pour ce que nous appelons un contact roulant tractif, Il conduit à la cinématique suivante, c'est le cas d'une accélération ou de la présence d'efforts résistants à l'avancement (figure 6).

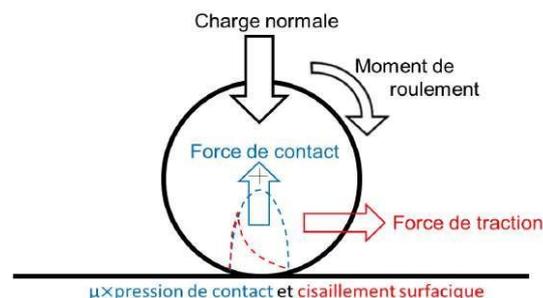


Figure 6 : Cinématique du contact roulant tractif

Des calculs ont été effectués dans le cas de l'hypothèse d'un comportement élastique de la chaussée semi infinie constitué ici par un BBSG supposé à 15°C et 10Hz avec surface lisse. Les données utilisées dans la simulation sont résumées dans la table 2.

Paramètre	Valeurs
Effort normal, W (kN)	32,5
Effort tangentiel longitudinal, F_x (kN)	[-10 ; 0 ; 10 ; 15]
Effort tangentiel latéral, F_y (kN)	[0 ; 5 ; 10]
Module de Young du pneu, E_w (MPa)	2,92
Coefficient de Poisson du pneu, ν	0,5
Pression de gonflage du pneu (kPa)	820
Module de Young du BBSG, E_c (MPa)	5400
Coefficient de Poisson du BBSG, ν	0,35
Coefficient de frottement, μ	[0,4;0,5;0,6;0,7;0,8;0,9]

Table 2: Données d'entrée du modèle SAM

Lors d'une accélération (ou dans une montée), lorsqu'un couple de rotation est appliqué, un effort de traction est créé et la présence de frottement va générer un cisaillement surfacique qui provoque une zone de glissement et d'adhérence sur la surface de contact. Dans la zone de glissement en arrière du contact on retrouve un champ de cisaillement tractif (cf. figure 7).

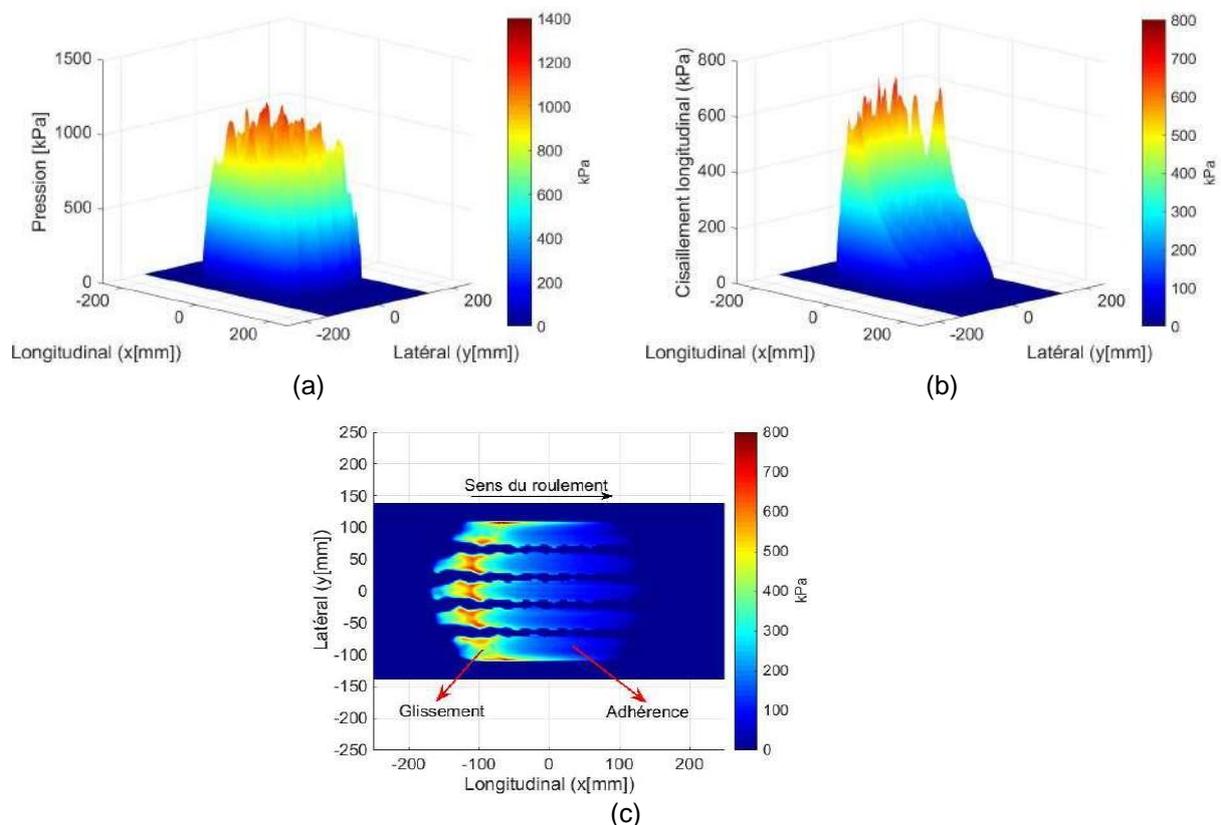


Figure 7 : Distribution de la pression de contact (a) et du cisaillement surfacique (b) dans le cas d'une force tangentielle longitudinale (force de traction) $F_x = 10$ kN; (c) Vue projetée du cisaillement surfacique mettant en évidence la zone de glissement et d'adhérence.

Avec un coefficient de frottement $\mu = 0,7$ et un effort tangentiel longitudinal $F_x = 10$ kN ($F_y = 0$), on évalue la distribution de la pression de contact et le cisaillement surfacique longitudinal. On

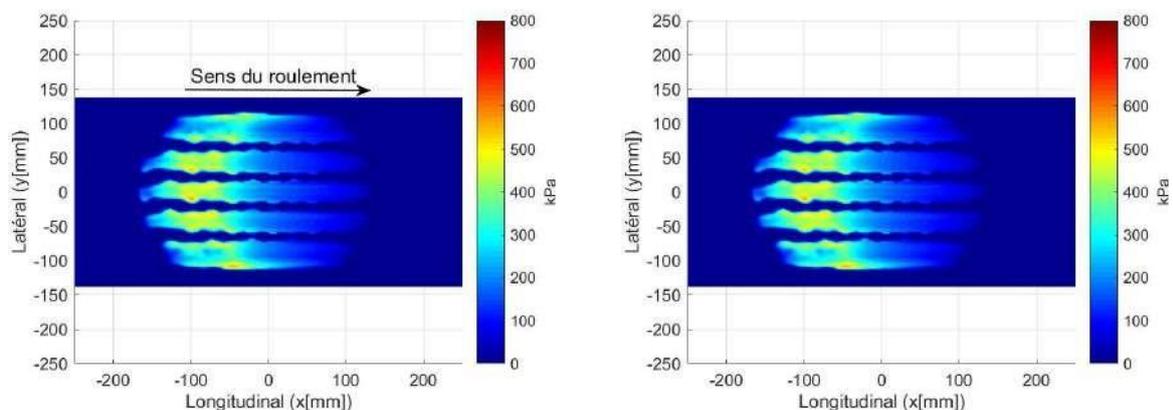
suppose que ceci correspond une vitesse d'avance de 3,6 km/h pour une pente à 10 %. Les figures 7(a) et 7(b) montrent respectivement la pression de contact et le cisaillement surfacique. Pour des raisons d'affichage, les échelles des axes ainsi que les couleurs des deux figures ne sont pas identiques. Le profil de la pression de contact est quasi inchangé par rapport aux résultats observés plus haut. La valeur du cisaillement augmente progressivement de l'avant vers l'arrière du contact. A l'arrière du contact, il existe une zone de glissement qui constituera potentiellement une zone à risque pour une éventuelle fissuration par le haut de la chaussée car le cisaillement est élevé. La partie avant où le cisaillement est plus faible constitue une zone d'adhérence. On distingue donc une zone de glissement et une d'adhérence. Ceci est bien illustré sur la vue projetée du cisaillement de la figure 7(c).

3.4 Effet du frottement sur le cisaillement surfacique

Le coefficient de frottement pneu-chaussée est fortement affecté par l'état de la chaussée. Le coefficient décroît fortement entre chaussée sèche et chaussée mouillée, humide ou verglacée [8]. Il convient alors d'étudier l'effet du coefficient de frottement sur le cisaillement surfacique afin de savoir dans quelle condition la surface de chaussée est la plus sollicitée. A cet effet, nous étudions ici l'effet de variations du coefficient de frottement dans une plage de 0,4 à 0,9 en observant l'évolution du cisaillement surfacique pour un effort tangentiel longitudinal $F_x = 10$ kN. Ceci est représenté sur la figure 8. On remarque que pour les coefficients de frottement faibles (figure 8(a) et 8(b)), la zone de glissement à l'arrière du contact (zone où le cisaillement est supérieur à 200 kPa) est grande mais que la valeur du cisaillement est relativement faible. Des tendances inverses sont observées à coefficients de frottement élevés (figure 8(e) et 8(f)). La surface de la zone de glissement diminue lorsque le frottement augmente et la valeur du cisaillement augmente dans cette zone.

3.5 Effet du frottement sur les contraintes en sous couche

L'effet du frottement sur les contraintes en sous couche a été évalué. L'effet sur la chaussée peut être évalué à travers la contrainte équivalente de Von Mises. La figure 9 montre cette dernière pour deux positions différentes en fonction de μ . La figure 9(a) montre les contraintes à l'aplomb du centre du contact ($x = 0$, $y = 0$) suivant z et la figure 9(b) pour un profil vertical situé en $x = 120$ mm et $y = 0$, c'est dire à l'arrière du contact. On remarque que les contraintes diminuent lorsque μ croit dans le premier cas (figure 9(a)) et qu'elles augmentent dans le deuxième cas (figure 9(b)). Le cisaillement surfacique est plus élevé au centre du contact pour les valeurs faibles de μ . Ceci peut être observé également sur la figure 8.



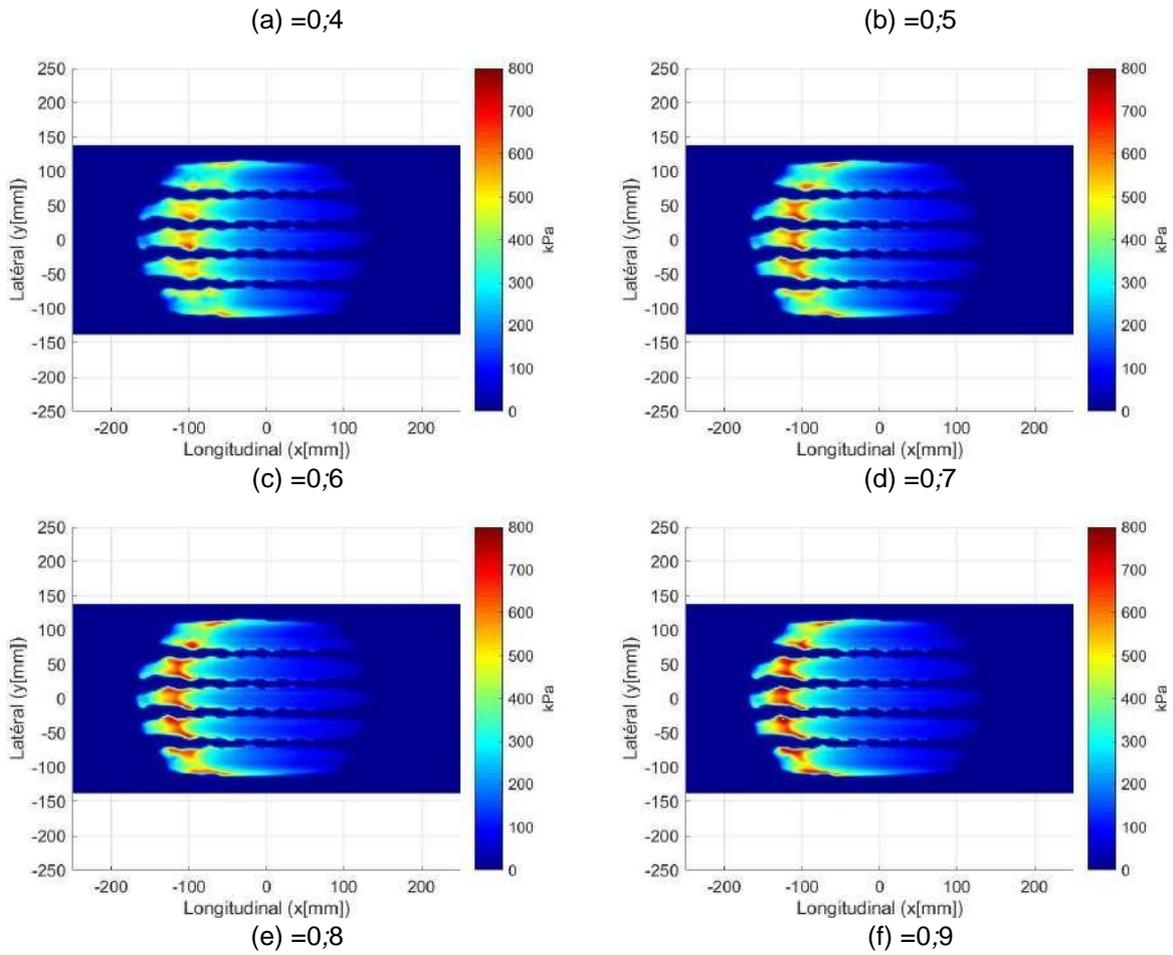


Figure 8 : Répartition du cisaillement surfacique longitudinal pour différentes valeurs du coefficient de frottement et un effort tangentiel longitudinal $F_x = 10 \text{ kN}$.

Sur la figure 9(b), les résultats sont présentés en zone de glissement. On constate une augmentation de la contrainte lorsque μ croit. Dans les deux cas, la contrainte est maximale dans les premiers centimètres situés sous la surface de chaussée. Sur la figure 9(b), le maximum remonte même en surface de chaussée.

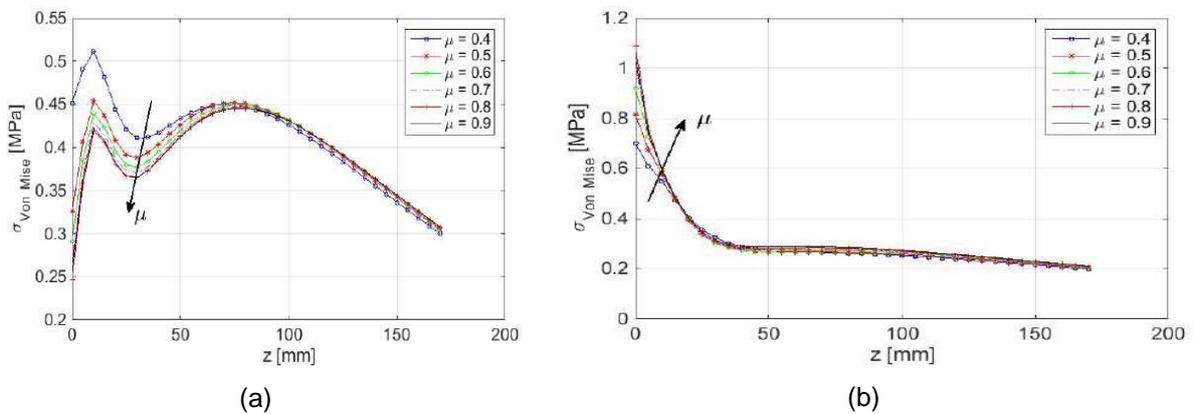


Figure 9 : Profils verticaux de Contrainte équivalente de Von Mises ($\sigma_{\text{Von Mises}}$) en fonction du coefficient de frottement en deux positions différentes. (a) $x = 0$ et $y = 0$; (b) $x = 120\text{mm}$ et $y = 0$.

3.6 Cas du freinage

Dans le cas du freinage, un couple de freinage provoquant l'apparition d'une force tangentielle est appliqué dans le sens opposé au mouvement d'avance. Les efforts de cisaillement exercés par le pneu sur la chaussée sont ici dirigés vers l'avant et fortement concentrés en arrière du contact. Les résultats ci-après ont été obtenus pour un effort normal $W = 32,5$ kN et un effort tangentiel longitudinal $F_x = -10$ kN (signifiant un couple de freinage à vitesse d'avance constante, cas d'un poids lourd en descente à vitesse constante). La figure 10 montre la distribution du cisaillement surfacique longitudinal obtenue en 3D (figure 10a) et en vue projetée (figure 10b). Les zones de glissement (en bleu) et la zone d'adhérence (en rouge). La zone d'adhérence se trouve toujours à l'avant du contact comme dans le cas du roulement tractif. En revanche, la valeur du cisaillement monte à des intensités de l'ordre de 700 kPa, susceptibles de provoquer des contraintes de tensions en surface de la chaussée.

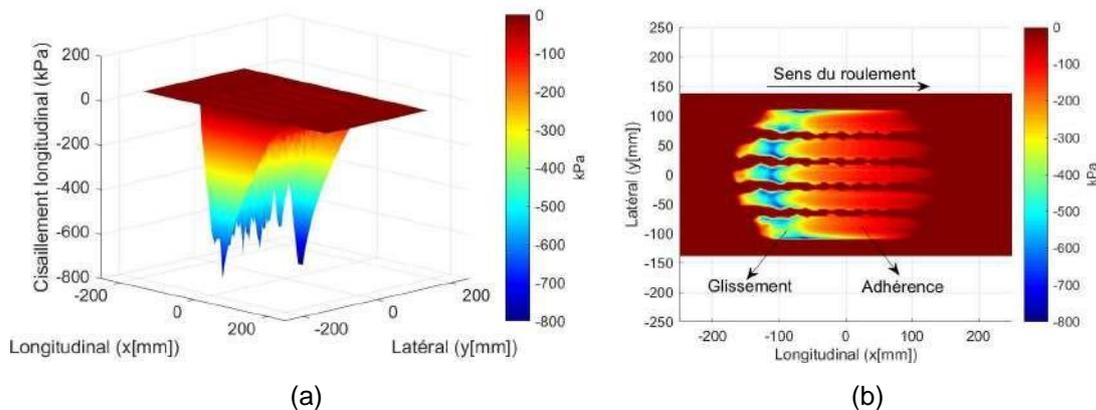


Figure 10 : Contraintes de cisaillement surfacique longitudinale pour une charge tangentielle longitudinale $F_x = -10$ kN et un coefficient de frottement $\mu = 0,7$. (a) Vue en perspective ; (b) Vue projetée.

3.7 Cas du virage : effet latéral

Dans les virages ou dans les ronds-points, les pneus de poids lourds sont soumis à des forces latérales dites forces centripètes dues à l'inertie parfois combinées à des forces longitudinales en cas d'accélération ou de montée. Lorsque les efforts longitudinaux et latéraux sont appliqués simultanément, la norme du vecteur de cisaillement surfacique total (le cisaillement généré par les forces longitudinales et le cisaillement généré par les forces latérales) augmente et la taille de la zone de glissement augmente aussi. Considérons d'abord le cas où l'on n'applique qu'un effort latéral de 10 kN, supposant une roue libre dans un virage. La figure 11 montre le cisaillement latéral surfacique en 3D (figure 11(a)) et la vue projetée en plan horizontal (figure 11(b)).

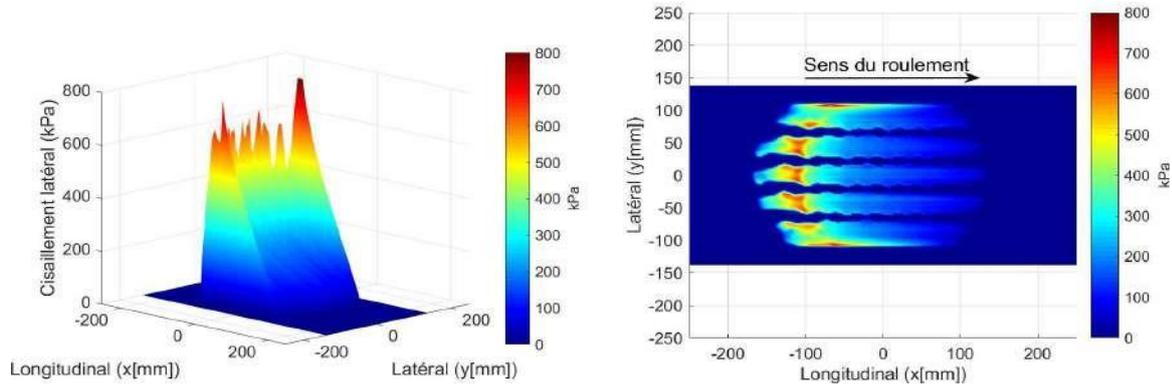


Figure 11 : Contraintes de cisaillement surfacique latéral pour une charge tangentielle latérale $F_y = 10$ kN et un coefficient de frottement $\mu = 0,7$ (A gauche) Vue en perspective ; (A droite) Vue projetée.

On remarque que la distribution ainsi que la valeur du cisaillement sont les mêmes que dans le cas de l'application d'un effort longitudinal (figure 7(b)). Il n'y a donc pas d'influence de la direction de la force horizontale sur la forme de la surface de contact. Ceci peut être dû au fait que le comportement du pneu a été supposé ici isotrope. Si l'on applique maintenant un effort longitudinal $F_x = 15$ kN ainsi qu'un effort latéral $F_y = 5$ kN, en supposant que ceci correspond à une roue motrice dans un virage, on obtient le cisaillement total surfacique représenté en norme sur la figure 12 (perspective en figure 12(a) et vue projetée en figure 12(b).

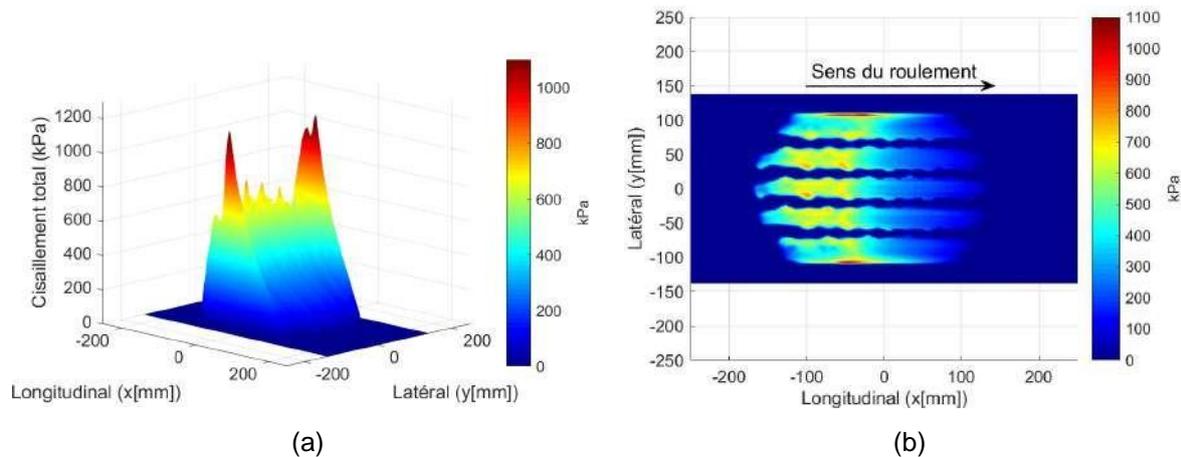


Figure 12 : Contraintes de cisaillement surfacique totale pour une application simultanée d'une charge tangentielle longitudinale $F_x = 15$ kN et latérale $F_y = 5$ kN et un coefficient de frottement $\mu = 0,7$. (a) Vue en perspective; (b) Vue projetée.

L'application simultanée des deux efforts tangentiels augmente considérablement le cisaillement surfacique. Ces résultats peuvent expliquer les dégradations précoces aux points singuliers des routes (virages, giratoires, ...).

4 Apport de la simulation semi analytique sur la fissuration

La méthode Française actuelle de dimensionnement des chaussées repose sur le critère suivant de fissuration de bas en haut des couches bitumineuses (fissures montantes) :

$$\varepsilon_t = \varepsilon_6(10^\circ C, 25Hz) \cdot \left(\frac{E_{10^\circ C, 10Hz}}{E_{15^\circ C, 10Hz}}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{N_f}{10^6}\right)^b \cdot k_r k_c k_s$$

Avec ε_t étant la déformation horizontale max en bas de la couche considérée, calculée pour la charge de référence. Les coefficients et les paramètres du modèle ont été définis précédemment dans le chapitre 1. La détermination de la durée de vie N_f en fatigue de la chaussée nécessite la connaissance des déformations principales ε_t en plus des paramètres de fatigue ε_6 et b . Il s'agit ici de faire une analyse inverse afin d'évaluer le potentiel d'une fissure descendante de la chaussée. Ainsi, nous proposons ici d'étudier le risque de fissures descendantes en évaluant les déformations principales d'extension en surface de la chaussée.

4.1 Rappels sur la méthode d'analyse des fissures se propageant de bas en haut

Dans la modélisation en fatigue des chaussées, il a été montré que les déformations principales en extension des couches de matériau (selon le critère d'endommagement par fissuration de Mazars [10]) est à l'origine des fissurations montantes ou descendantes si celles-ci sont en surface ou proche de la surface. Dans le cas de routes, ces déformations sont essentiellement générées par le passage des poids lourds. Dans la méthode de dimensionnement des routes, les fissurations sont modélisées principalement comme provenant du bas des couches structurales (couches de base). La figure 15(b), appelée courbe de Wohler représente, à une température donnée, la droite de fatigue des enrobés bitumineux. Elle permet de définir la résistance en fatigue des matériaux bitumineux. Le paramètre ε_6 est choisi comme la micro-déformation critique à $10^\circ C$ et $25 Hz$ pour laquelle, en laboratoire (figure 15 a) la fissuration divise par 2 la rigidité initiale des éprouvettes de fatigue à un million de cycles de chargements.

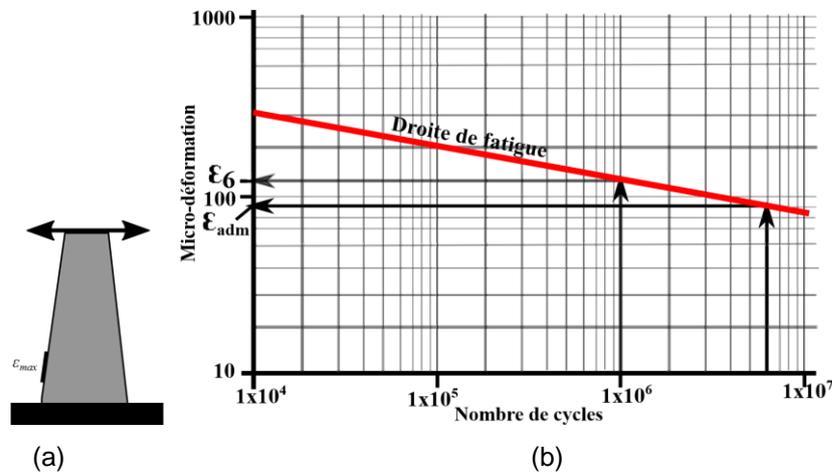


Figure 15 (a) Essais de flexion deux points sur éprouvette d'enrobé bitumineux; (b) Droite de fatigue des enrobés bitumineux (courbe de Wohler).

La déformation par extension est calculée en bas de couche et comparée à la déformation admissible en tenant compte des paramètres et coefficients de l'équation de la loi de fatigue et des divers coefficients de correction. Elle doit être inférieure à cette dernière afin d'assurer une durée de vie satisfaisante. Pour cela, un essai de flexion 2 points est réalisé en laboratoire sur une éprouvette de forme trapézoïdale (figure 15(a)). Ainsi, la déformation par extension est récupérée sur la surface latérale où elle est supposée maximale et comparée la déformation ε_6 .

Etant donné que notre problématique est l'étude de la fissuration par le haut, une analyse est réalisée en calculant par la méthode semi-analytique (SAM) la déformation par extension en surface de la chaussée. Notre modèle va donc permettre d'analyser, à partir de la répartition des contraintes surfaciques, les déformations en surface et les directions principales d'extension afin de prédire la direction de propagation des fissures sous diverses conditions de chargement et de frottement. Les données de simulation prises en exemple, sont listées dans la table 3. On suppose l'état de surface de la chaussée parfaitement lisse. La chaussée est modélisée comme une couche unique semi infinie, homogène et à comportement isotrope et élastique. On choisit ici un béton bitumineux semi grenu (BBSG) dans les conditions de référence (15°C, 10Hz).

Paramètre	Valeurs
Effort normal, W (kN)	32
Effort tangentiel longitudinal, F_x (kN)	[-10;10;15]
Effort tangentiel latéral, F_y (kN)	[5;10]
Module de Young du pneu, E_w (MPa)	2,92
Coefficient de Poisson du pneu, ν	0,5
Pression de gonflage du pneu (kPa)	820
Module de Young du BBSG, E_c (MPa)	5400
Coefficient de frottement μ	0,7

Table 3 : Paramètres

4.2 Roulement libre ou pur

Le roulement libre est modélisé par un coefficient de frottement de 0,7 avec une charge tangentielle nulle. C'est le cas d'un pneu de remorque avec un chargement de 32,5kN. La figure 16 présente les déformations principales en extension en surface de chaussée. Sur chaque trace de strie, cette déformation est nulle, ce qui signifie que seule de la compression est présente en ces points. En revanche, on peut remarquer, entre les stries, qu'il existe des zones de tractions où les microdéformations sont légèrement augmentées et avoisinant les 35 $\mu\text{d}\epsilon$ ($< \epsilon$). Ceci peut expliquer les fissures dans les traces de pneu. Il est à noter que sur une surface de chaussée réelle les charges sont multiples. Les pneus ne passent pas tous sur la même trace et n'ont pas tous la même géométrie des stries. L'effet de la superposition de tous ces effets est susceptible de favoriser une fissuration de la couche de surface.

La figure 17 présente les directions principales de traction issues d'un calcul en 3D. Dans la suite de ce rapport, les figures avec directions principales d'extension représentent la somme des déformations projetée dans le plan de la chaussée. On peut supposer que même si la fissuration en partie haute de chaussée n'est pas encore complètement comprise à ce jour et qu'elle peut avoir d'autres origines que les distributions de contrainte de contact pneu/chaussée, l'existence de ces contraintes en surface dues aux singularités des pneus peut être une contribution non négligeable sur l'apparition de la fissuration par le haut.

On suppose que les directions orthogonales au sens du roulement sont à l'origine des fissures longitudinales et que celles parallèles au sens du roulement sont l'origine des fissures

transversales. Notons que pour le roulement libre, on suppose qu'il n'y a aucune action tangentielle sur le pneu qui puisse augmenter le cisaillement surfacique et les déformations sur les bords des pneus.

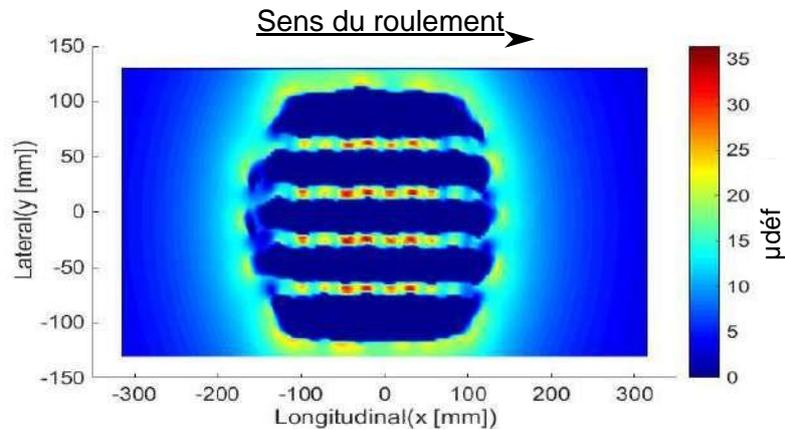


Figure 16 : Déformation principale par extension en surface ($z = 0$) en roulement pur

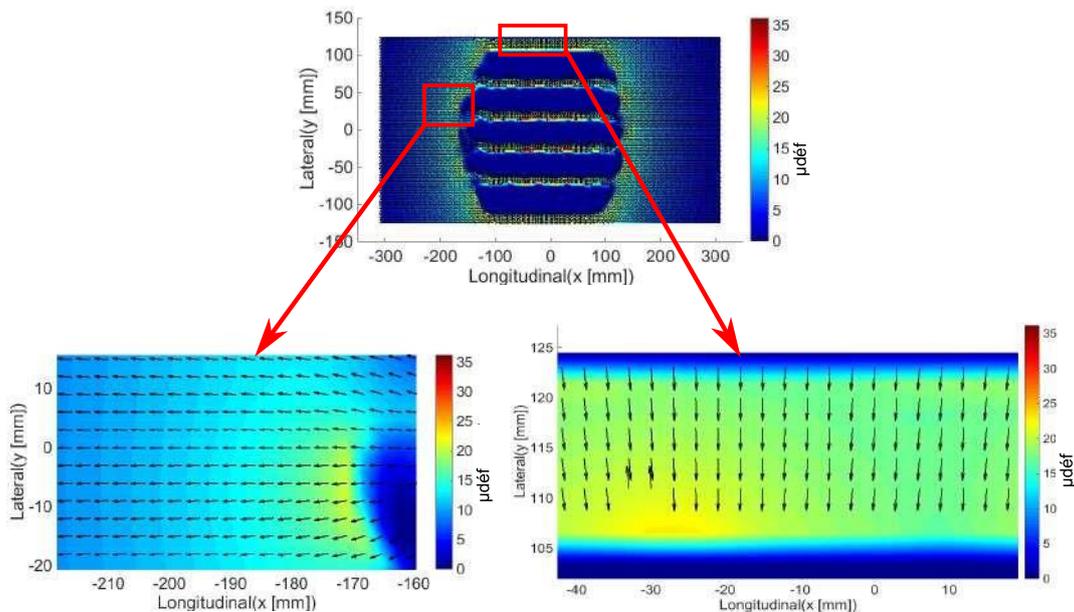


Figure 17 : Directions principales d'extension en surface ($z=0$) pour un roulement pur ($F_x = 0$; $F_y = 0$)

4.3 Roulement tractif ou cas d'accélération

Comme précédemment l'accélération ou le roulement tractif sont modélisés par l'application d'un effort tangentiel dans le sens du roulement ($F_x = 10$ kN). Le coefficient de frottement est maintenu à 0,7. La figure 18 montre le champ de déformation principale en surface pour un roulement tractif. On observe nettement la présence d'une zone de glissement à l'arrière du contact (surface en jaune et rouge). On remarque que c'est dans cette zone de glissement que les microdéformations sont les plus élevées (environ $200 \mu\text{déf} > \varepsilon_0$) et plus précisément sur les zones où sont présents des effets de bords des bandes de roulement (bords extérieurs du pneu et bords des stries). Leur existence est probablement à l'origine des fissures longitudinales précoces sur les bords des traces du pneu. D'ailleurs, Matsuno et Nishizawa [11] ont déjà indiqué dans leurs travaux que les fissures longitudinales en surface sont dues aux déformations importantes par extension et sont générées à proximité des bords

des pneumatiques. Dans le cas d'une chaussée réelle il est à noter que la notion de balayage estompe quelque peu cet effet. Dans la zone de glissement, on note également que des déformations de l'ordre de 200 μdef ($> \varepsilon_6$) apparaissent. En conséquence, par dépassement de la limite admissible, la fissuration peut apparaître plus précocement et entraîner une réduction de la durée de vie de la couche de surface.

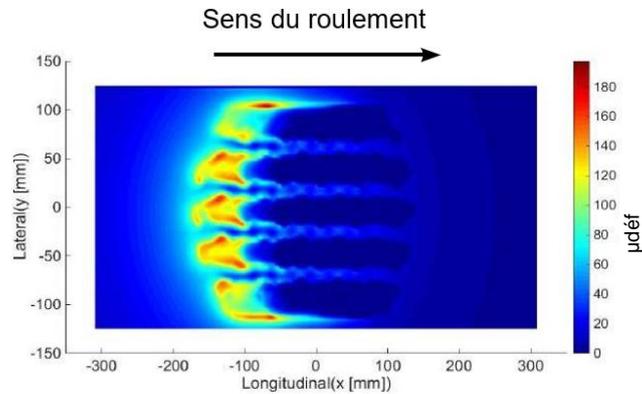


Figure 18 : Déformation principale par extension en surface ($z = 0$) pour un roulement tractif (condition d'accélération, $F_x = 10 \text{ kN}$; $F_y = 0$).

Ces déformations élevées dans la zone de glissement peuvent être aussi à l'origine des arrachements de granulats qui se produisent dans et sur les bords de l'aire de contact pneu-chaussée. Ce phénomène peut être démontré par les directions principales de traction. La figure 19 présente les directions principales d'extension dans le cas du roulement tractif et permet de mettre en évidence certaines directions quasi obliques par rapport au cas de roulement pur de la figure 17. La visualisation de ces directions est en accord avec l'observation des fissures de directions quelconques présentes en surface de chaussée.

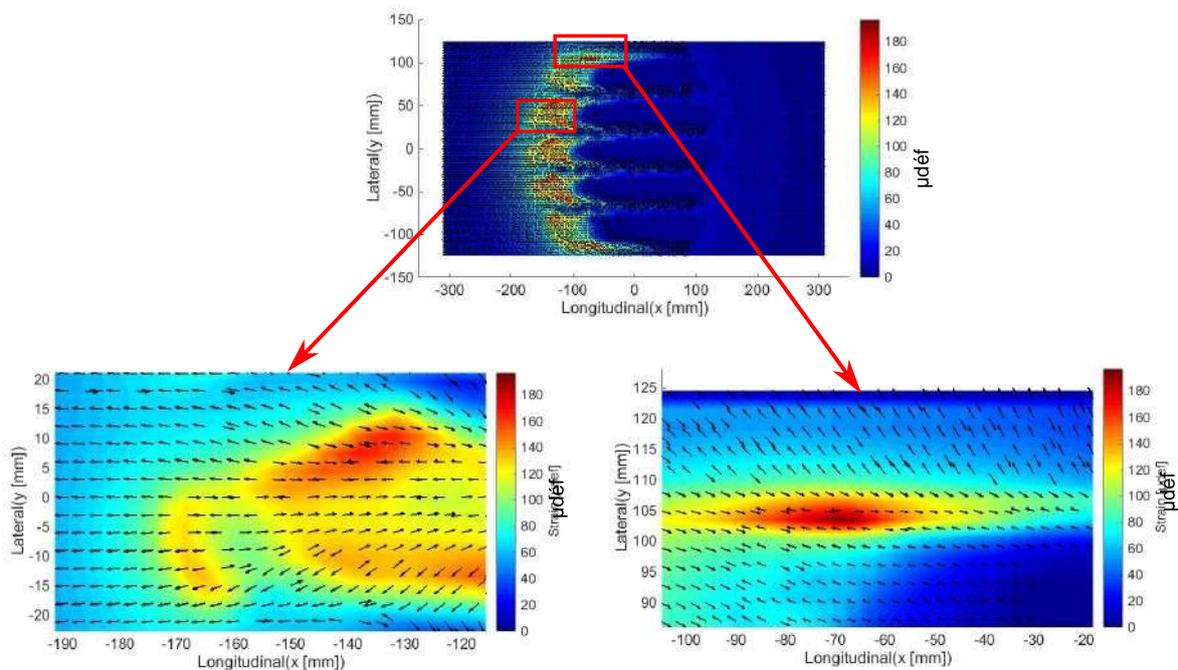


Figure 19 : Directions principales par extension en surface ($z = 0$) pour un roulement tractif (condition d'accélération, $F_x = 10 \text{ kN}$; $F_y = 0$)

4.4 Freinage

Le freinage est modélisé par l'application d'un effort de traction dans le sens opposé au sens du roulement ($F_x = -10$ kN) avec un coefficient de frottement $\mu = 0,7$. La figure 20 montre les déformations principales d'extension dans ce cas. L'effort appliqué pour l'accélération dans le paragraphe précédent est appliqué pour le freinage. Les microdéformations les plus élevées sont toujours concentrées dans la zone de glissement à l'arrière de la surface de contact et les maximas se trouvent sur les bords du pneu. On remarque que la microdéformation maximale est située aux bords du pneu (> 200 μ déf), peut expliquer la présence de fissures longitudinales sur les bords de la bande de roulement.

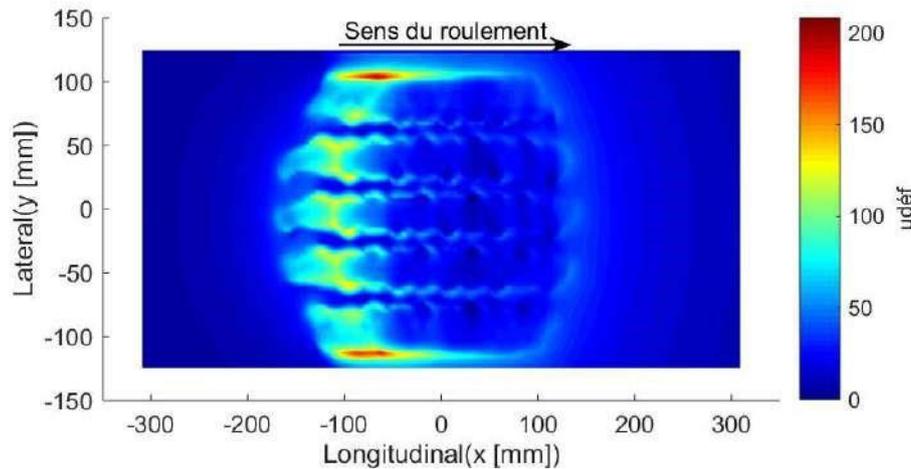


Figure 20 : Déformations principales par extension en surface ($z = 0$) pour un roulement en condition de freinage, $F_x = -10$ kN ; $F_y = 0$

Les directions principales de traction obtenues sont représentées sur la figure 21.

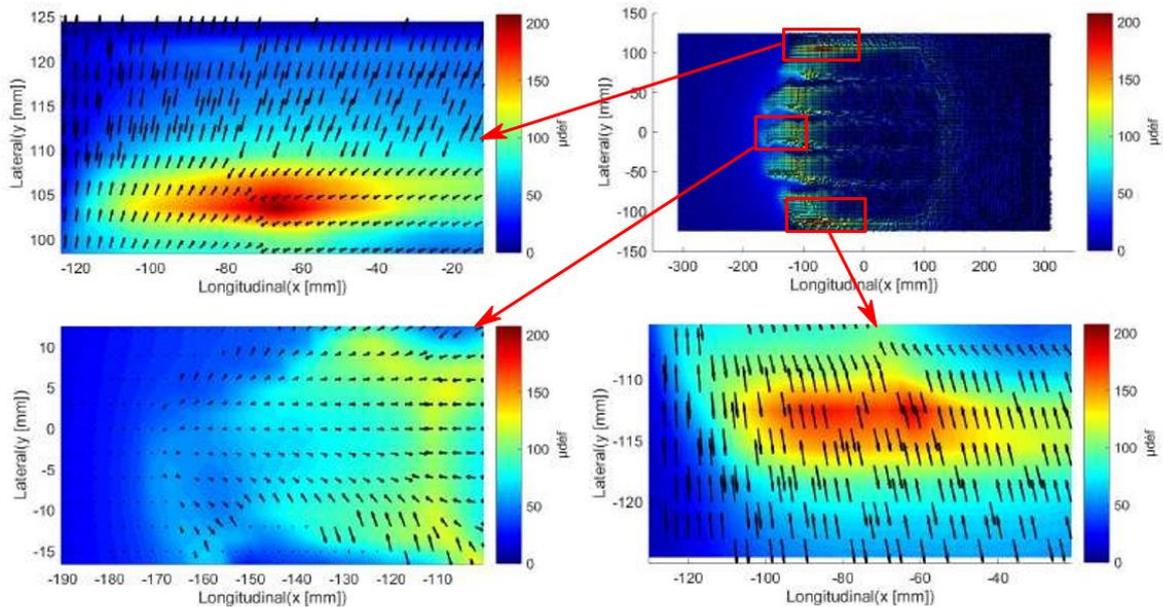


Figure 21 : Directions principales par extension en surface ($z = 0$) pour un roulement en condition de freinage, ($F_x = -10$ kN ; $F_y = 0$)

4.5 Cas des virages et giratoires

La plupart des dégradations fréquentes sur nos routes apparaissent dans les virages ou dans les giratoires. Dans leurs études sur l'agressivité du trafic sur les chaussées bitumineuses en carrefour giratoire, Zoa et al. [12]] ont mentionné que les chaussées en giratoire sont le siège de pathologies spécifiques pouvant se manifester dès les premières années de service et en particulier dans les courbes de petit rayon. Ils ont recensé en particulier des fissures longitudinales et des décollements de couches de surfaces. Nous proposons ici d'évaluer les déformations principales en considérant les effets tangentiels latéraux. Comme précédemment, on applique d'abord un effort tangentiel latéral seul. Ceci correspond une roue libre sans effort tractif dans un virage. On conserve le même coefficient de frottement $\mu = 0,7$ et on applique $F_y = 10$ kN. La déformation principale par extension est représentée sur la figure 22. On remarque que la micro-déformation est maximale sur le bord du contact avoisinant les 250 μm .

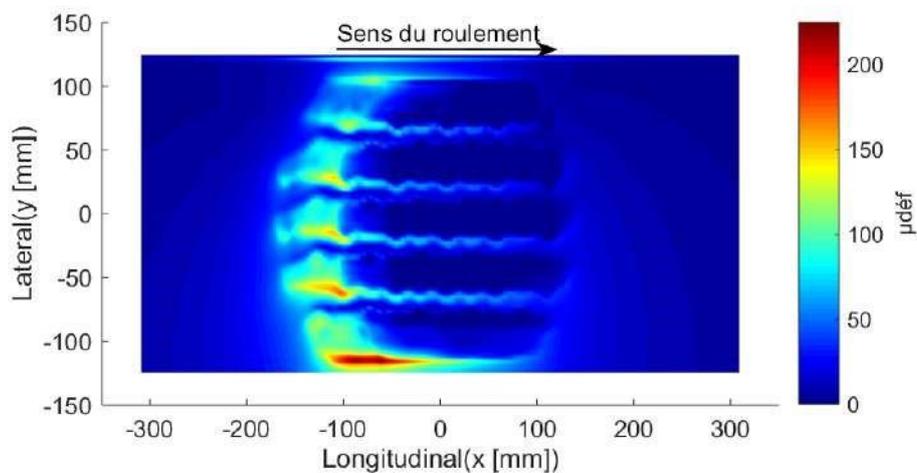


Figure 22 : Déformation principale par extension en surface ($z = 0$) pour une roue sur une portion courbe de chaussée en condition de roue libre en virage ($F_x = 0$; $F_y = 10$ kN)

La traction est donc concentrée vers l'extérieur du contact dans le sens de l'application de la charge. On remarque ceci sur la figure 23 où sont représentées les directions principales par extension.

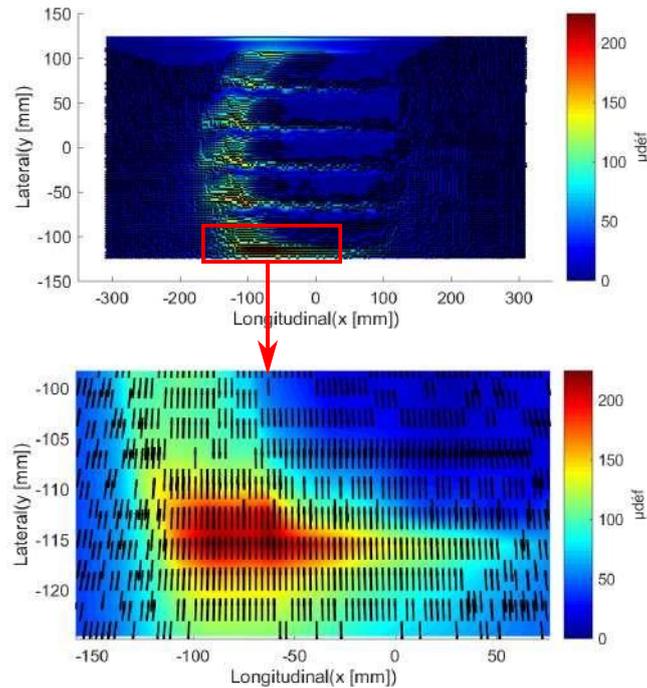


Figure 23 : Directions principales d'extension en surface ($z = 0$) pour un pneu sur une portion courbe de chaussée en condition de roue libre en virage ($F_x = 0$; $F_y = 10$ kN)

On considère ensuite un pneu tractif dans un virage ou un giratoire. Il est modélisé ici par l'application d'un effort tangentiel longitudinal $F_x = 15$ kN et latéral $F_y = 5$ kN. Le coefficient de frottement est maintenu à $\mu = 0,7$. La figure 24 présente la microdéformation principale. Dans ce cas, on observe des microdéformations élevées sur chaque zone du contact et plus précisément la zone de glissement. La valeur est plus élevée sur le bord inférieur vers lequel la charge latérale est appliquée. Sur ce bord, la déformation est d'environ $280 \mu\text{d}\text{éf}$.

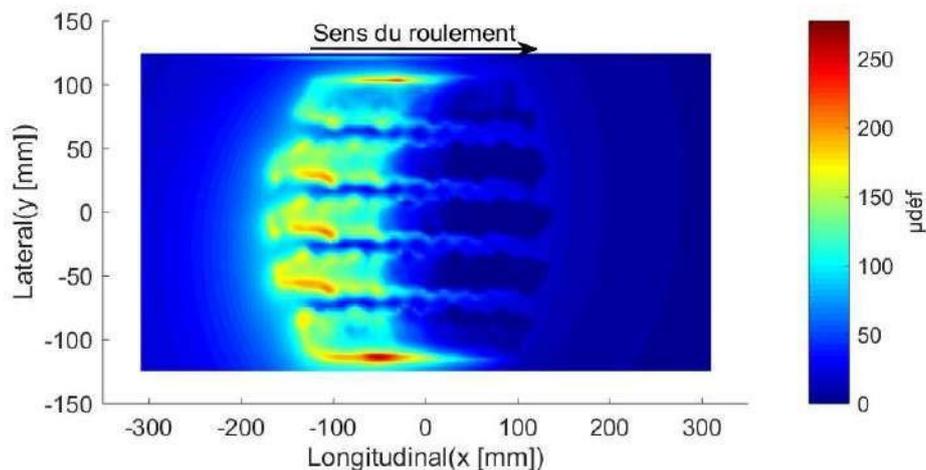


Figure 24 : Déformations principales par extension en surface ($z = 0$) pour une roue en virage (condition de roue motrice en virage, $F_x = 15$ kN; $F_y = 5$ kN)

On observe les directions principales de traction représentées sur la figure 25 qui sont quasi-orthogonales à la direction du déplacement au bords du contact et sont susceptibles de créer des fissures longitudinales dans les virages ou provoquer l'arrachement de granulats.

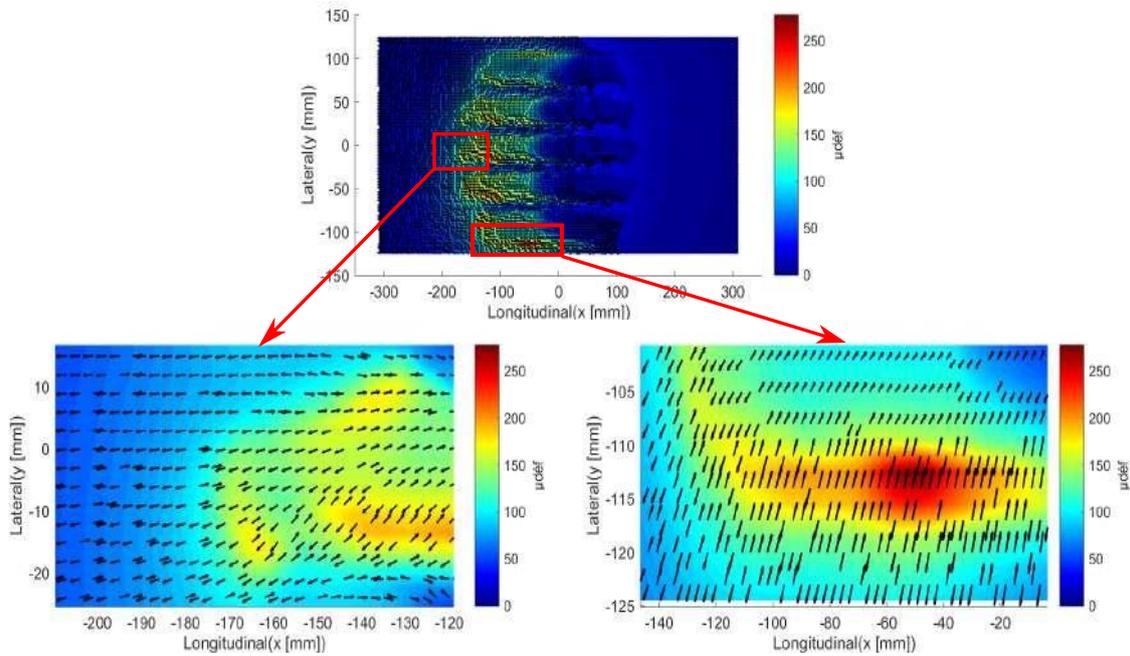


Figure 25 : Directions principales d'extension en surface ($z = 0$) pour une roue en virage (condition de roue motrice en virage, $F_x = 15 \text{ kN}$; $F_y = 5 \text{ kN}$)

5 Conclusion partielle sur l'apport de la prise en compte du contact pneu/chaussée à échelle fine, dans les méthodes de dimensionnement

Le contact roulant tractif (accélération, freinage, virage) pneu/chaussée a été étudié en utilisant un logiciel semi analytique modélisant la tribologie du contact. Il permet ainsi de montrer la présence d'un cisaillement surfacique à l'origine de la distinction de deux zones (adhérence/glisement) sur la surface de contact avec des impacts différents sur la couche de surface.

Bien que ce logiciel soit utilisé depuis peu dans le domaine du contact pneu-chaussée, les résultats obtenus ont montré le potentiel de cet outil numérique à évaluer en sub-surface la distribution des contraintes résultant du contact pneu/chaussée sous différentes conditions. Le modèle semi analytique utilisé ici propose des résultats uniques en surface et plus proches de la réalité du contact que les hypothèses habituellement retenues. D'autre part, il est plus rapide que d'autres logiciels utilisés actuellement notamment ceux basés sur les éléments finis.

Ce modèle permet notamment d'avoir une connaissance plus rapide et précise des déformations par extension (environ $35 \mu\text{def}$ maximum entre les sculptures du pneu en roulement libre et $280 \mu\text{def}$ maximum aux bords du contact en roulement tractif) à l'origine de l'apparition prématurée des fissures descendantes à la surface des chaussées. Ceci n'est pas observé par les modèles avec une hypothèse de répartition uniforme de la charge (Alizé-Lcpc et ILLIPAVE) et la non prise en compte des conditions tribologiques du contact pneu – chaussée qui sont la base des méthodes de dimensionnement rationnel. Le modèle trouve tout son intérêt pour l'étude des distributions de contrainte en sub-surface. Il montre l'agressivité potentielle des sculptures de pneu sur la chaussée et leur effet possible sur la fissuration des couches de surface.

Toutefois si la mise en évidence de fortes déformations en surface est une des hypothèses pour approcher l'origine des mécanismes de dégradation en surface de chaussée, il faut encore rester prudent sur l'origine de ces mécanismes. Il nous reste encore à réaliser l'étude numérique du cas le plus agressif pour la surface de la chaussée, à savoir le cas du roulement tractif en virage avec une inclinaison du pneu provenant du roulis du poids lourd en virage.

Les résultats numériques présentés dans ce rapport seront à valider par des mesures expérimentales. Le simulateur de trafic MLS 10 nouvellement acquis par le laboratoire nous permettra dans un premier temps de réaliser ces vérifications dans le cas du roulement pur. Ceci fera l'objet de la prochaine tranche du projet DVDC (tranche 4).

6 Références

- [1] ALIZE-LCPC. Manuel d'utilisation. No. 0. France (1964).
- [2] D. M. Burmister. The General Theory of Stresses and Displacements in Layered Systems. I. J. Appl. Phys. 16(2), 89-94 (1945).
- [3] F. W. Carter. On the Action of a Locomotive Driving Wheel. R. Soc. 112(760), 151-157 (1926).
- [4] J. J. Kalker. Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact. Kluwer Academic Publishers, Netherland, Springer ed. (1990).
- [5] D. Nowell and D. A. Hills. Tractive rolling of dissimilar elastic cylinders. Int. J. Mech. Sci. 30(6), 427-439 (1988).
- [7] E. Manyo, Modélisation avancée du contact pneu-chaussée pour l'étude des dégradations des chaussées en surface, thèse de doctorat, Université de Limoges, 200 pages, 2019.
- [8] C.-G. Wallman and H. Åström. Friction Measurement Methods And The Correlation Between Road Friction And Traffic Safety. A Literature Review. Technical Report, Linköping, Sweden (2001).
- [9] T. Chaise and D. Nélias. Contact Pressure and Residual Strain in 3D Elasto-Plastic Rolling Contact for a Circular or Elliptical Point Contact. J. Tribol. 133(October), 041402-1-9 (2011).
- [10] Mazars. Application de la mécanique de l'endommagement au comportement non linéaire et à la rupture du béton de structure. Thèse d'état, Université Paris 6, ENS Cachan, France (1984).
- [11] S. Matsuno and T. Nishizawa. Mechanism of longitudinal surface cracking in asphalt pavements. In Seventh International Conference on Asphalt Pavements, pp. 277-291, Nottingham, U.K. (1992).
- [12] A. ZOA. Vers la modélisation du comportement à la fatigue des chaussées bitumineuses routières sous chargement réel. PhD, Université de Limoges, France (2013).