



IFSTTAR



Thèse de doctorat

Modèle de contact dynamique pneumatique/chaussée par approche multi-aspérités : application au bruit de roulement

Guillaume DUBOIS

Directrice de thèse : **F. Anfosso-Lédée** (Ifsttar)

Co-directeur de thèse : **H. Yin** (ENPC)

Encadrant : **J. Cesbron** (Ifsttar)

Interaction pneumatique/chaussée

Complexité du problème de contact (Andersson et Kropp, 2008)

- Grandes dimensions de l'aire de contact
- Variation temporelle de l'aire de contact
- Nature aléatoire et multi-échelles de la surface de chaussée
- Présence de forces de frottement et d'adhésion
- Dépendance en fréquence et en température des matériaux

Hypothèses simplificatrices

- Efforts de contact tangentiels négligeables
- Surface de chaussée parfaitement rigide
- Hypothèses de petites déformations

Enjeu et objectifs de la thèse

Enjeu

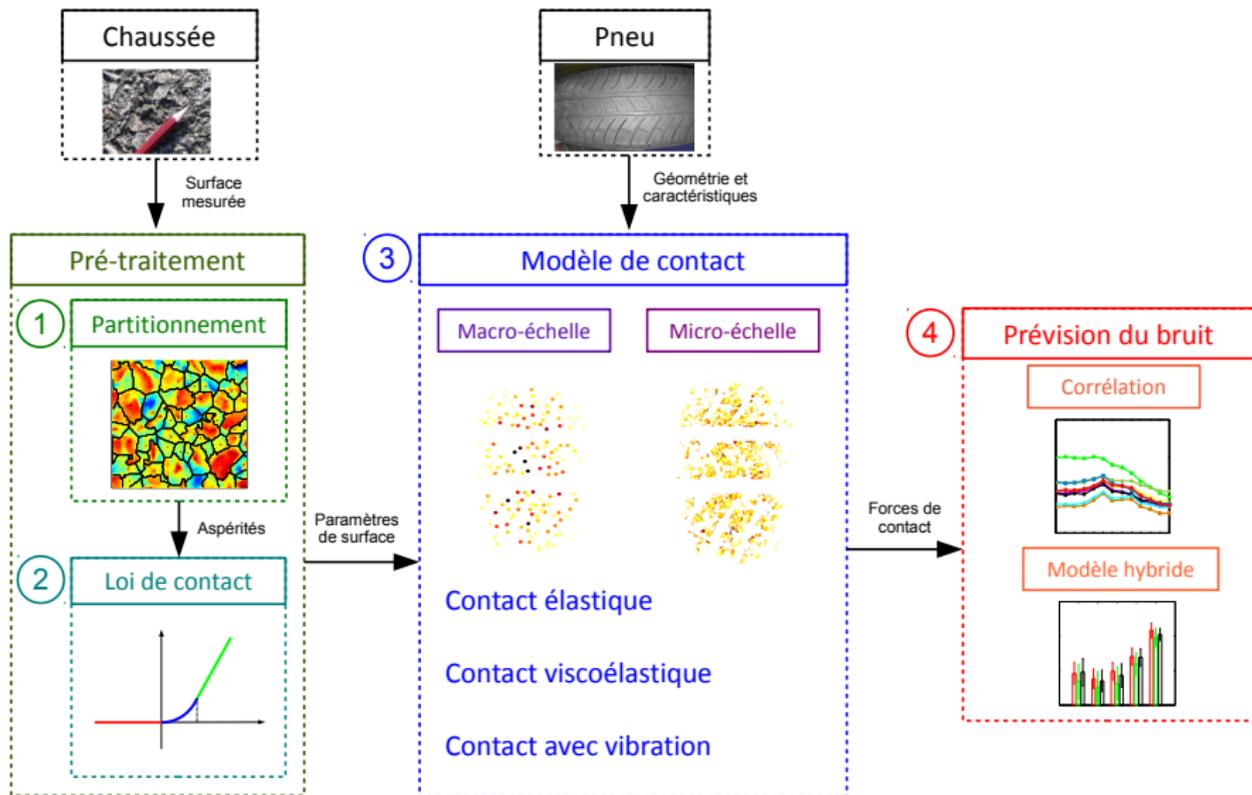
Compléter les connaissances sur la modélisation du contact pneumatique/chaussée, afin de :

- mieux prévoir le bruit de roulement
- optimiser les principaux paramètres de la chaussée influant sur le bruit résultant

Objectifs

- Développer un **modèle de contact dynamique pneumatique/chaussée**
- Établir un **lien** entre la **texture**, les **forces** de contact dynamiques et le niveau de **bruit**

Sommaire



Surfaces utilisées (piste de Nantes)



ES 8/10



BBDR 0/6



ES 0,8/1,5



BBSG 0/10



Colgrip 1,5/3



BBS 0/10



BBSG 0/10



SE 0/4



BBTM 0/10

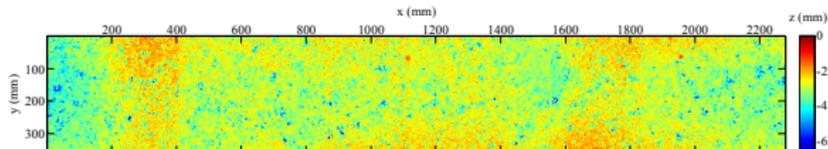


BBTM 0/6

Mesure Deufrako P2RN (2009)

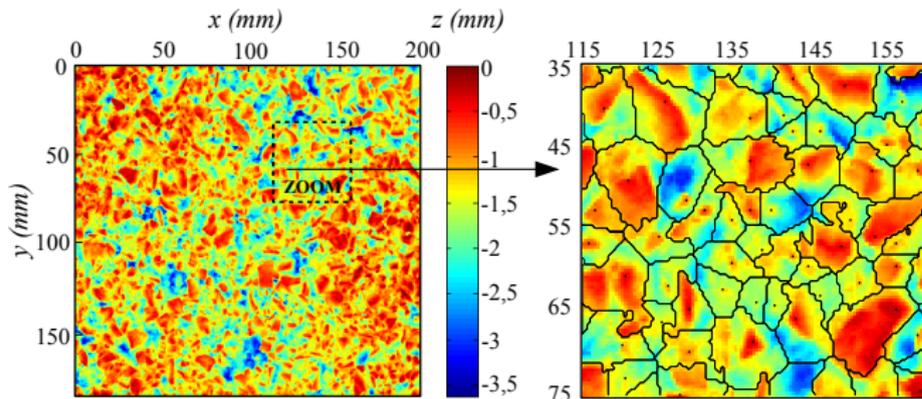
- $h_x = h_y = 0,384 \text{ mm}$;
 $h_z = 0,038 \text{ mm}$

- $L_x \simeq 2,3 \text{ m}$; $L_y \simeq 0,36 \text{ m}$



Résultats

Exemple pour la surface E2 :



- $S = 20 \times 19 \text{ cm}^2$
- $n = 239\,000$ pixels
- $N = 1087$ aspérités
- Temps de calcul = 20 mn

Pour l'ensemble des surfaces sur 2 m

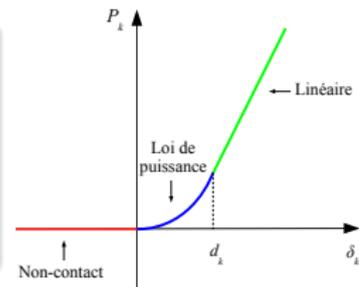
- Partitionnement total de la surface en tenant compte de la forme des aspérités
- Relation densité / granulométrie
- Temps de calcul important (~ 100 h)

Définition analytique pour l'ensemble du chargement

Loi de contact analytique d'une aspérité quelconque (Dubois *et al.*, 2012)

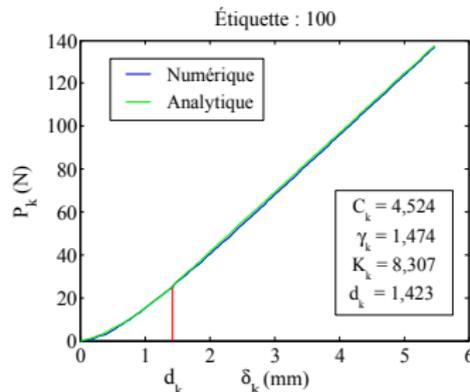
$$P_k = 2Gf_k(\delta_k) = \begin{cases} 0 & \text{si } \delta_k \leq 0 \\ C_k E^* \delta_k^{\gamma_k} & \text{si } 0 < \delta_k < d_k \\ K_k E^* (\delta_k - d_k) + C_k E^* d_k^{\gamma_k} & \text{si } d_k \leq \delta_k \end{cases}$$

Non-contact
 Loi de puissance
 Linéaire



4 paramètres

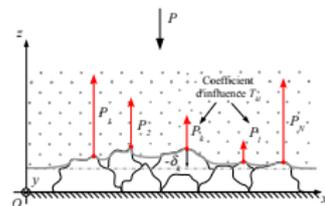
- C_k dépend de la géométrie et des dimensions de l'aspérité
- γ_k est caractéristique de la forme de l'aspérité
- K_k est une raideur normalisée
- d_k est un enfoncement critique



Macro-échelle élastique

● Loi de contact

$$\forall k \in [1, N], P_k = 2Gf_k(\delta_k) \quad \text{avec} \quad \delta_k = z_{c,k}^S - \delta - z_{p,k}^S - \sum_{\substack{l=1 \\ l \neq k}}^N T_{kl} P_l$$



● Partitionnement multi-aspérité de la chaussée

$$\forall M \in \Sigma, u(M) = \sum_{k=1}^N \int_{\Sigma_k} G(M|S) p(S) d\Sigma_k$$

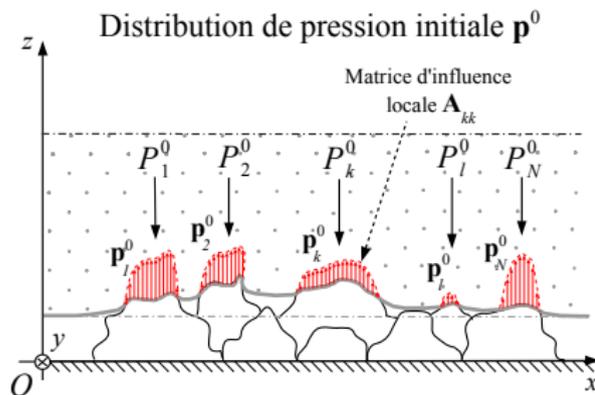
● Interaction décrite aux sommets des aspérités

$$\forall l \in [1, N], \forall (M, S) \in \Sigma_k \times \Sigma_l, G(M, S) = G(x_k^S, y_k^S; \xi_l^S, \eta_l^S) \equiv T_{kl}$$

$$\Rightarrow \quad \forall k \in [1, N], \delta_k = z_{c,k}^S - \delta - z_{p,k}^S - \sum_{\substack{l=1 \\ l \neq k}}^N T_{kl} P_l$$

Résolution à l'aide
d'un algorithme de
Newton-Raphson

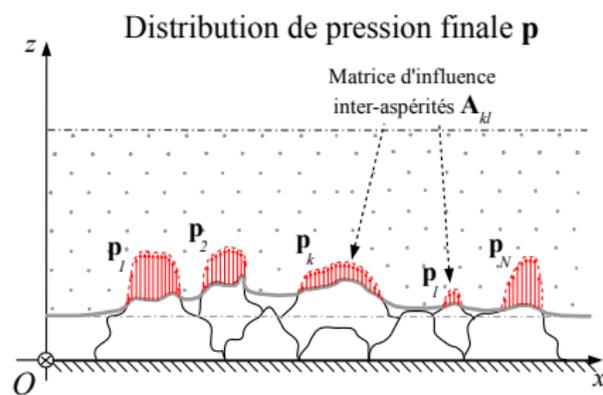
Micro-échelle élastique



$$\mathbf{A}_{kk} \mathbf{p}_k^0 = \mathbf{b}_k^0$$

Résolution

MIM locale à force imposée
(P_k macro-échelle)

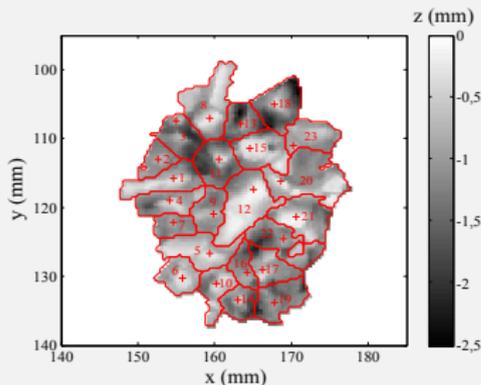


$$\mathbf{A}_{kk} \mathbf{p}_k^{i+1} = \mathbf{b}_k^i - \sum_{l=1}^{k-1} \mathbf{A}_{kl} \mathbf{p}_l^{i+1} - \sum_{l=k+1}^N \mathbf{A}_{kl} \mathbf{p}_l^i$$

Résolution

Gauss-Seidel par blocs
non-linéaire

Modèle de contact multi-aspérités élastique

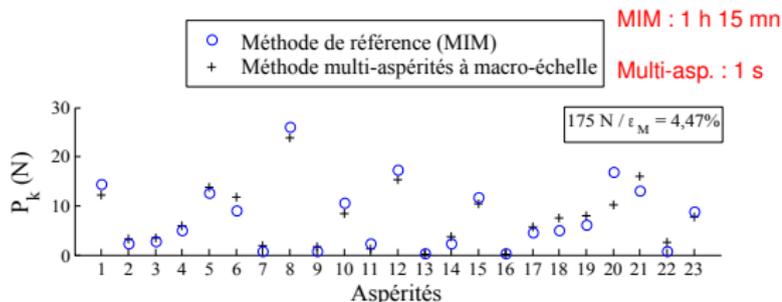
Validation (Dubois *et al.*, 2012)Surface : BBSG 0/10 (7 cm²)● $h_x = h_y = 0,384$ mm

● MIM limité numériquement en taille de matrice

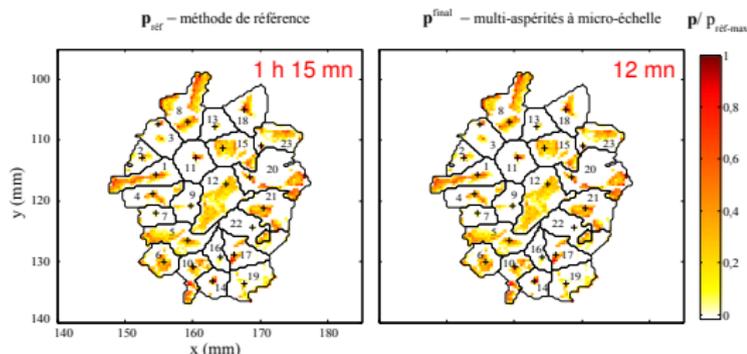
● Taille et résolution

● Gain important en temps de calcul

Macro-échelle :

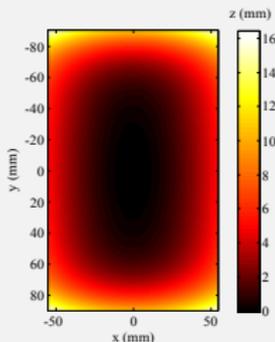


Micro-échelle :



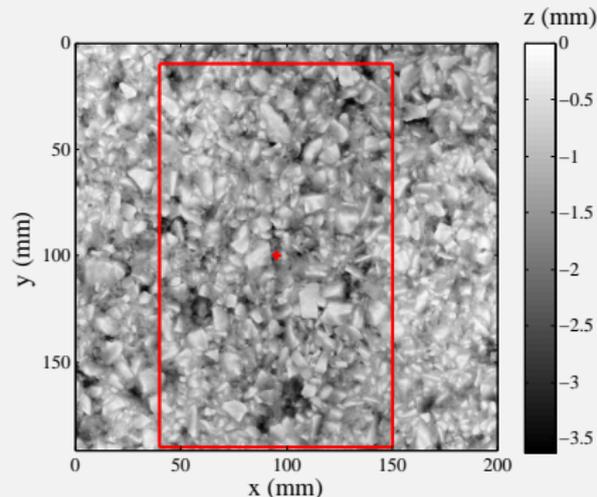
Évaluation d'empreintes statiques (1/2)

Configuration « pneu lisse » (Cesbron, 2007)



- Michelin Racer Slick 186/57 R15
- Massif semi-infini élastique : $E = 2,5 \text{ MPa}$, $\nu = 0,5$
- Pression de gonflage : 2,5 bars $\Rightarrow P = 3\,000 \text{ N}$

Surface parfaitement rigide (Cesbron, 2007)

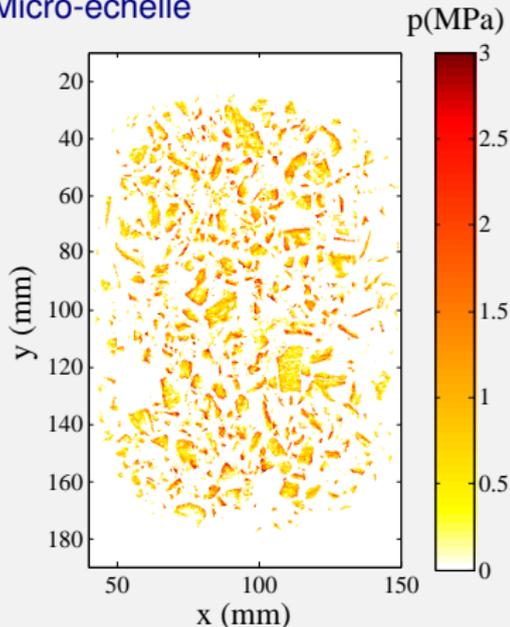


- BBSG 0/10 (E2)
- Éléments carrés en contact de 0,4 mm de côtés
- Zone potentiellement en contact de 11 cm \times 18 cm

Évaluation d'empreintes statiques (2/2)

Distribution de pression finale (Dubois *et al.*, 2012)

Micro-échelle

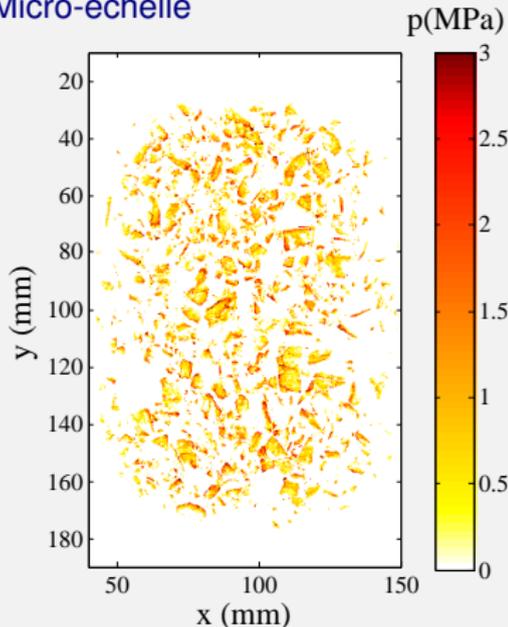


- Calcul impossible à réaliser avec des méthodes classiques (résolution, taille)
- 8 itérations
- 12 h de calcul
- Résultat de l'itération « zéro » ?

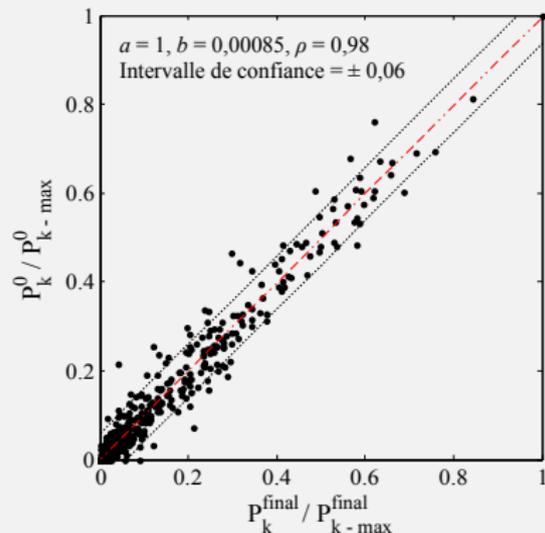
Évaluation d'empreintes statiques (2/2)

Distribution de pression initiale (Dubois *et al.*, 2012)

Micro-échelle



- 1 min de calcul
- Quelques problèmes aux bords des zones en contact
- Aire réelle différente de 3 %



Macro-échelle viscoélastique (Dubois *et al.*, 2011)

● Macro-échelle élastique :

$$\forall k \in [1, N], P_k = 2Gf_k(\delta_k)$$

$$\delta_k = z_{c,k}^S - \delta - z_{p,k}^S - \sum_{\substack{l=1 \\ l \neq k}}^N T_{kl} P_l$$

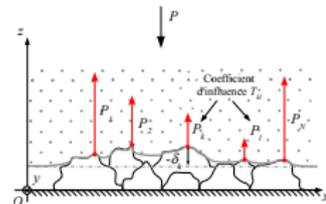
$$\sigma = 2G\varepsilon$$

↓ Radok (1957)

$$\sigma(t) = \int_0^t \psi(t-\tau) \frac{\partial \varepsilon(\tau)}{\partial \tau} d\tau \quad \text{Convolution}$$

$$P_k(t) = \int_0^t \psi(t-\tau) \frac{d}{d\tau} (f_k(\delta_k(\tau))) d\tau$$

$$\forall t > 0, P_k(t) = \psi(0) f_k(\delta_k(t)) + P_k^{old}(t)$$



ψ : fonction de relaxation

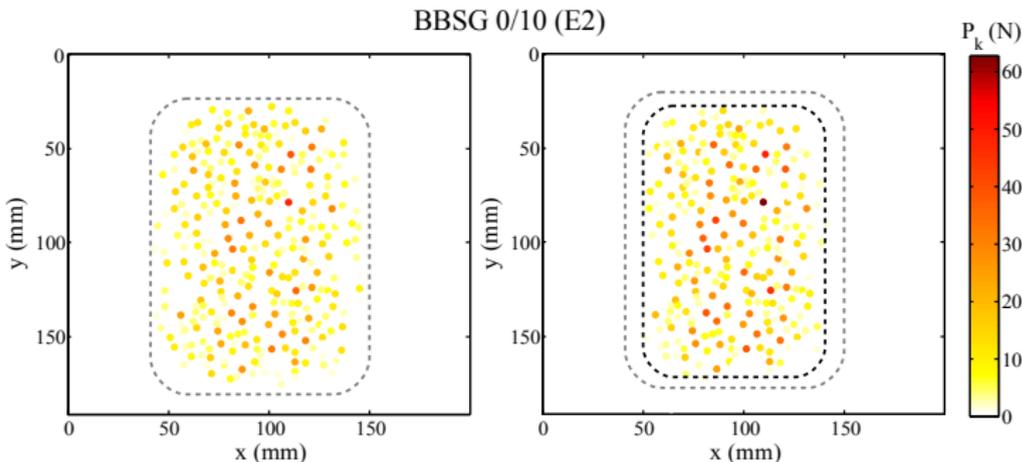
ϕ : fonction de fluage

Utilisation de modèle
rhéologique classique

$$\delta_k(t) = z_{c,k}^S - \delta(t) - z_{p,k}^S - u_k^{old}(t) - \phi(0) \sum_{\substack{l=1 \\ l \neq k}}^N T_{kl} P_l(t)$$



Empreinte macro-échelle viscoélastique



Massif semi-infini élastique

Massif semi-infini viscoélastique

Condition statique

30 km/h

- Diminution de l'aire de contact (20 %)
- Simplification par module d'Young élastique équivalent

Vitesse	A (cm ²)	P_{k-max} (N)
Statique	131,9	48,2
30 km/h	107,5	62,9
50 km/h	109,1	63,0
90 km/h	107,4	63,0
130 km/h	105,9	63,0

Macro-échelle viscoélastique avec vibration

● Sans vibration :

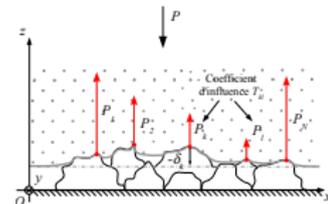
$$\forall t > 0, P_k(t) = \psi(0)f_k(\delta_k(t)) + P_k^{old}(t)$$

$$\delta_k(t) = z_{c,k}^s - \delta(t) - z_{p,k}^s(t) - u_k^{old}(t) - \phi(0) \sum_{\substack{l=1 \\ l \neq k}}^N T_{kl} P_l(t)$$

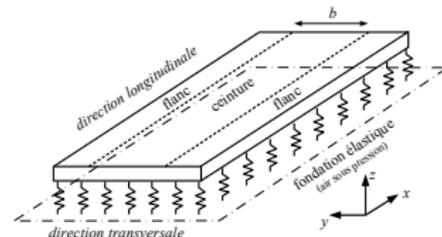


$$z_{p,k}^s(t) = z_{p,k}^{s,0} + \sum_{l=1}^{N_{cp}^{old}} \int_0^t G_{kl}^p(t-\tau) P_l(\tau) d\tau$$

$$G_{kl}^p(t-\tau) = C \sum_{i=1}^{\infty} A_{kl}^i \sum_{j=0}^{\infty} B_{kl}^{ij} \sin(\Omega_{ij}(t-\tau)) e^{-\eta_{ij}\Omega_{ij}(t-\tau)}$$



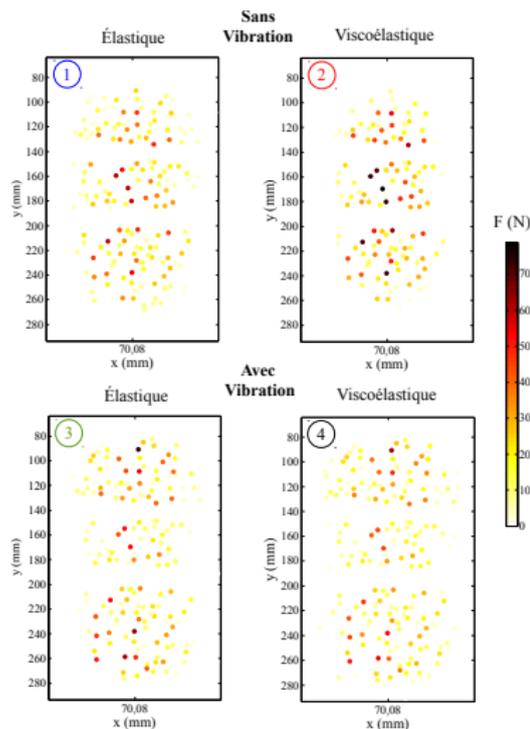
Modèle vibratoire de
plaque orthotrope
(Kropp, 1992)



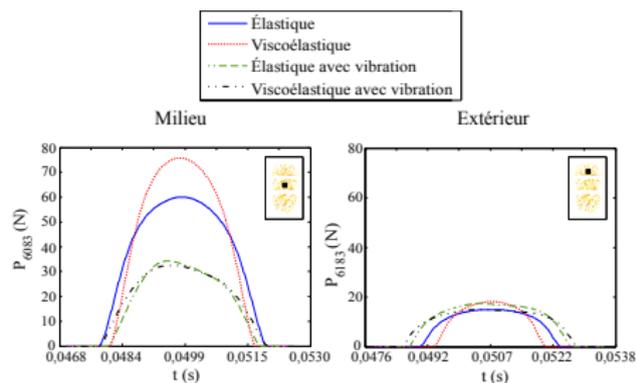
Contact pneumatique/chaussée avec vibrations

Forces de contact sur plusieurs mètres à 90 km/h (1/2)

Résultats à macro-échelle



	①	②	③	④
A (cm ²)	139	113	147	167
t_c (h)	0,55	0,76	4,93	5,63



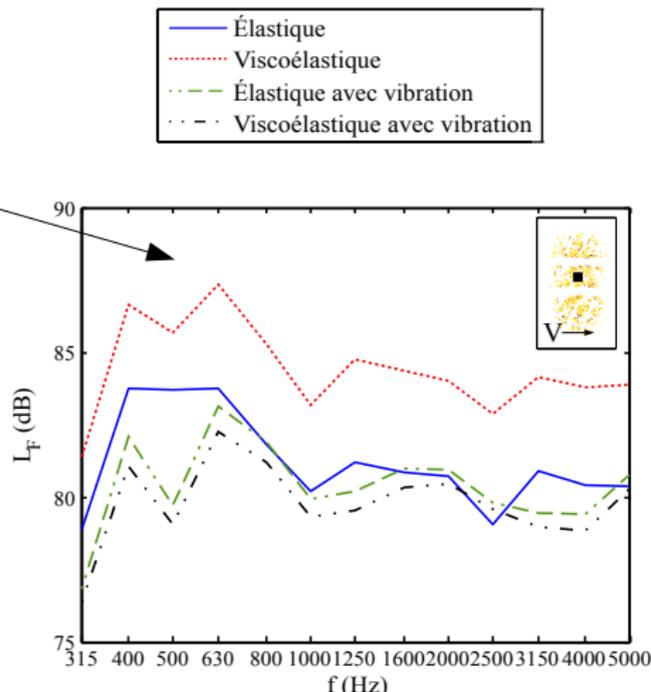
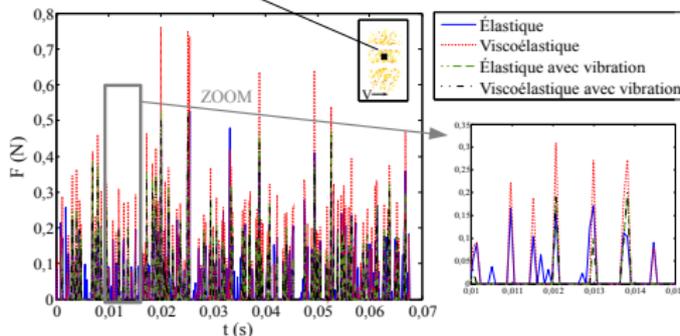
Contact pneumatique/chaussée avec vibrations

Forces de contact sur plusieurs mètres à 90 km/h (2/2)

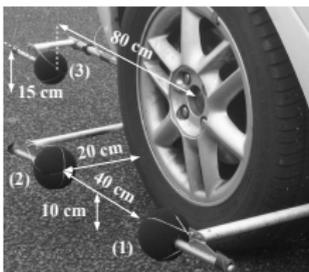
Résultats à micro-échelle

$$F^i(y, t) = \int_{y - \frac{h_y}{2}}^{y + \frac{h_y}{2}} \int_{-\frac{h_x}{2}}^{\frac{h_x}{2}} p^i(\xi, \eta, t) d\xi d\eta$$

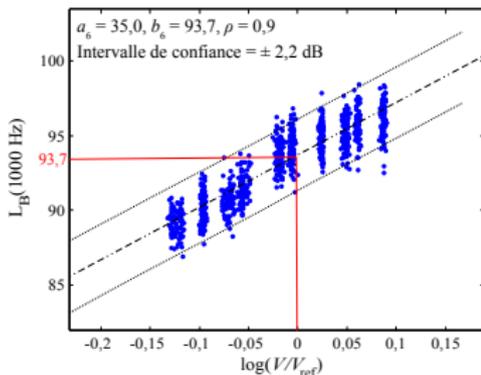
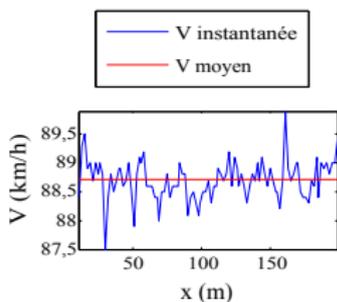
$$L_F(f_{to}) = 20 \log \left(\frac{S_{F^i}(y, f_{to})}{F_{ref}} \right)$$



Description des essais et traitement des données

Mesure
en
continu

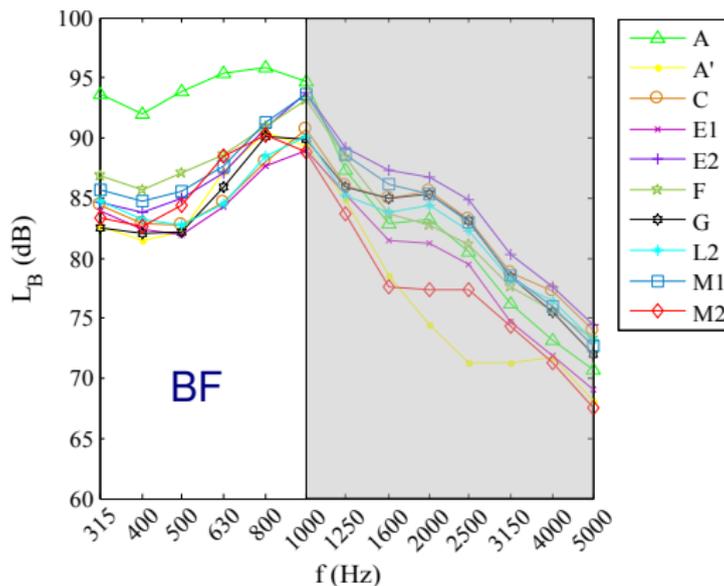
« pneu standard » : Michelin Energy E3A, 195/60 R15
10 revêtements (A, A', C, E1, E2, F, G, L2, M1, M2)
un passage de 65 km/h à 110 km/h par pas de 5 km/h



Niveau de bruit reconstitué
pour chaque surface et
chaque tiers d'octave

Résultats de la mesure du bruit de roulement

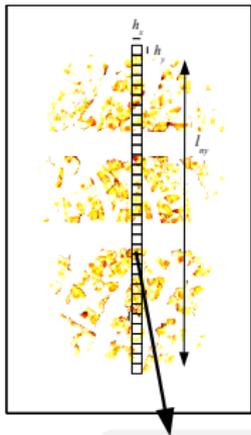
Configuration pneu standard : 90 km/h



	A	A'	C	E1	E2	F	G	L2	M1	M2
L_{r-BF} (dB) 90 km/h	102,2	94,7	94,4	93,4	96,9	97,3	94,6	94,3	97,2	95,0

Corrélations de la texture et des forces de contact avec le bruit

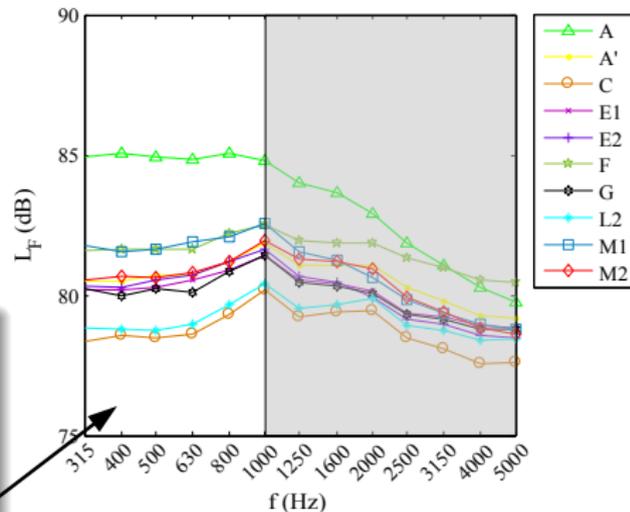
Calculs des spectres



$$F^i(y, t) = \int_{y - \frac{h_y}{2}}^{y + \frac{h_y}{2}} \int_{-\frac{h_x}{2}}^{\frac{h_x}{2}} p^i(\xi, \eta, t) d\xi d\eta$$

$$S_{Fi}(f) = \frac{1}{l_{ny}} \int_{-\frac{l_{ny}}{2}}^{\frac{l_{ny}}{2}} S_{Fi}(y, f) dy$$

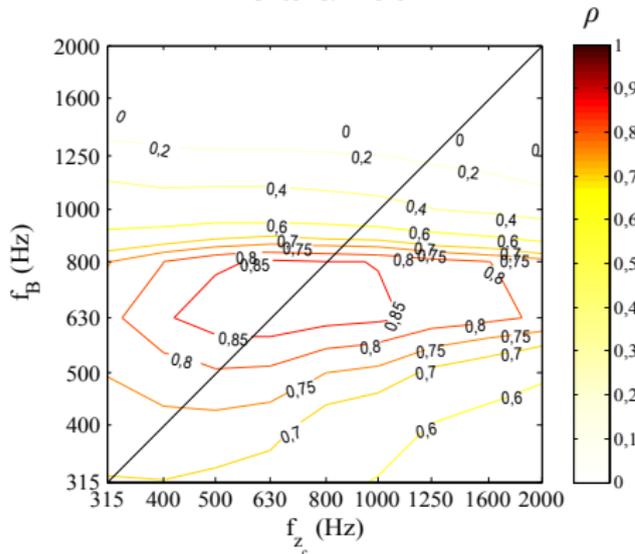
$$L_F(f_{t0}) = \left\langle 20 \log \left(\frac{S_{Fi}(f_{t0})}{F_{ref}} \right) \right\rangle$$

Spectres de forces de contact
(« pneu standard », 90 km/h)

Corrélations de la texture et des forces de contact avec le bruit

Courbes d'isocorrélation : « pneu standard » (90 km/h)

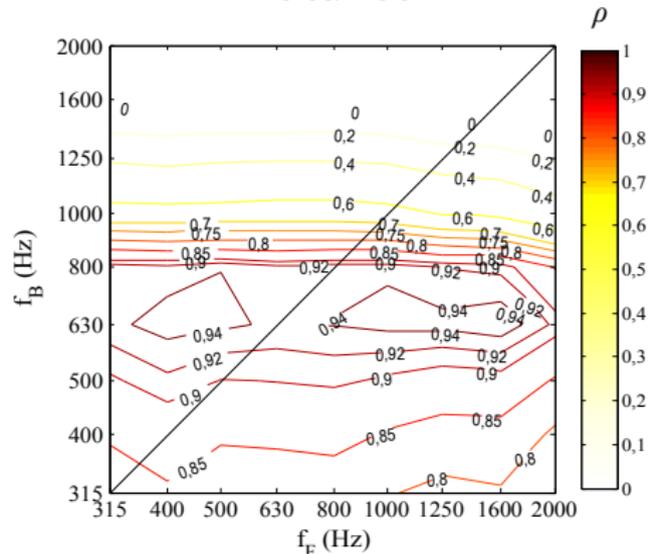
Texture/Bruit



Zone de forte corrélation :

 $f_B \in [315 - 800]$ Hz et $f_{z_c} \in [315 - 2\ 000]$ Hz

Force/Bruit



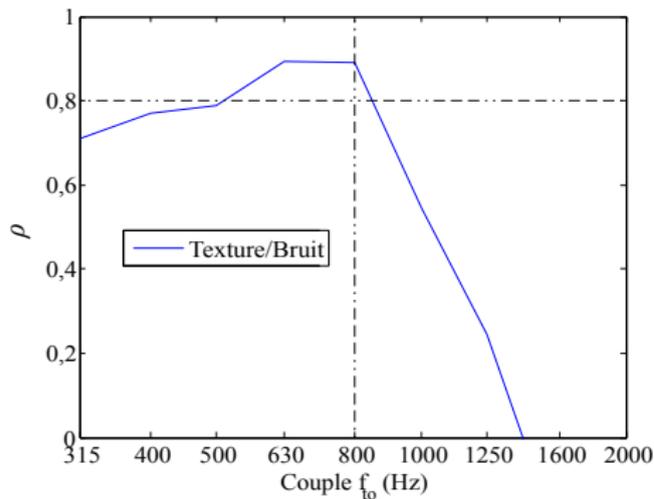
Zone de forte corrélation :

 $f_B \in [315 - 1\ 000]$ Hz et $f_F \in [315 - 2\ 000]$ Hz

Corrélations de la texture et des forces de contact avec le bruit

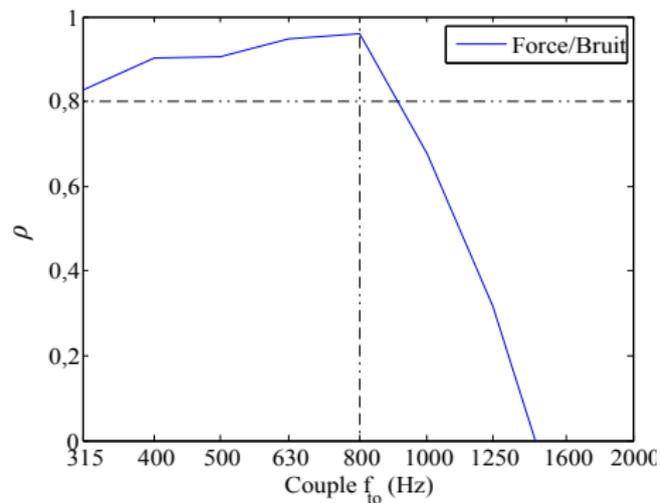
Coefficient de corrélation : « pneu standard » (90 km/h)

Texture/Bruit



Fréquence de coupure : 800 Hz

Force/Bruit

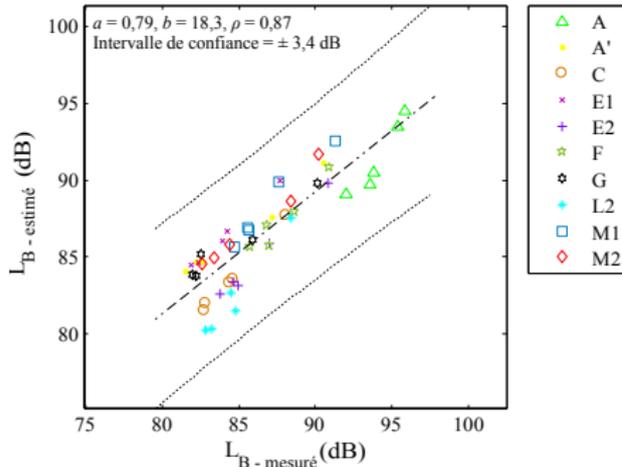


Fréquence de coupure : 800 Hz

Estimation du bruit (1/2)

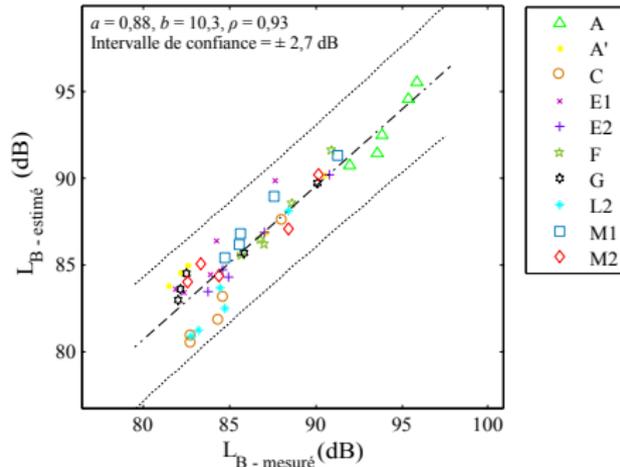
$$L_{B\text{-estimé}}(f_j) = a_j L_{\alpha}(f_j) + b_j$$

Texture (méthode empirique)



$a \neq 1, b \gg 0, \rho \neq 1, \sigma = 1,4$ dB

Force (méthode hybride)

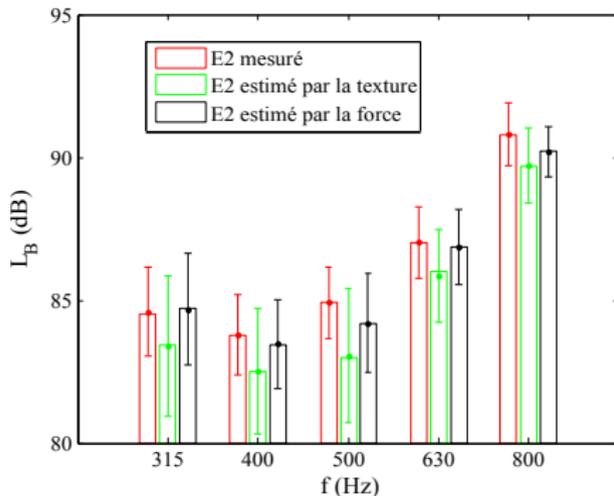


$a \simeq 1, b > 0, \rho \simeq 1, \sigma = 1,2$ dB

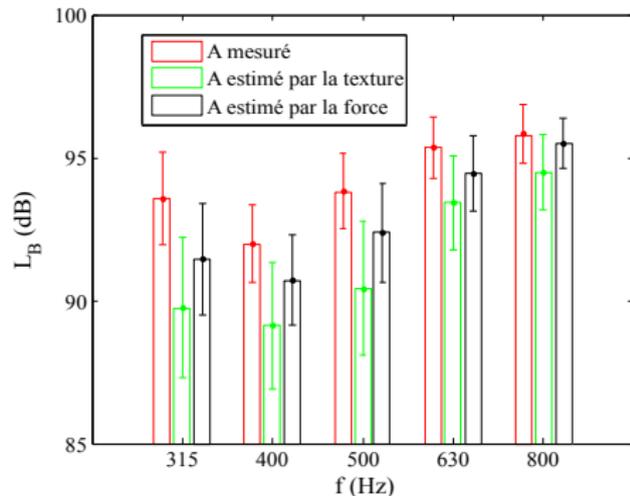
Estimation du bruit (2/2)

$$L_{B-\text{estimé}}(f_j) = a_j L_\alpha(f_j) + b_j$$

Surface E2



Surface A



$\varepsilon_T = 1,3 \text{ dB}$
 $\varepsilon_F = 0,4 \text{ dB}$

Prévision du bruit globalement meilleure
avec les forces de contact

$\varepsilon_T = 2,9 \text{ dB}$
 $\varepsilon_F = 1,4 \text{ dB}$

Conclusions sur le pré-traitement

- Partitionnement : décomposition multi-aspérités d'une surface de chaussée 3D
- Nouvelle loi de contact adaptée à la gamme de chargement pneumatique/chaussée

Conclusions sur le modèle de contact

- Validation du modèle élastique à micro-échelle : taille, résolution, rapidité
- Calculs sur plusieurs mètres de chaussée
- Introduction de la viscoélasticité à macro-échelle : diminution de l'aire de contact
- Introduction de la vibration à macro-échelle : nécessité de validation expérimentale

Conclusions sur la prévision du bruit

- Estimation rapide du niveau de bruit recomposé à basses fréquences à partir des paramètres de contact
- Meilleure corrélation Force/Bruit que Texture/Bruit
- Bonne estimation du spectre de bruit à basses fréquences avec les forces de contact

Perspectives pour le modèle de contact multi-aspérités

- Étudier expérimentalement l'influence des effets dynamiques sur le contact
- Mettre en relation le modèle de contact multi-aspérités avec d'autres méthodes récentes (Meftah, 2011)
- Améliorer le modèle de contact multi-aspérités en :
 - incorporant les effets dynamiques à micro-échelle
 - généralisant la méthode multi-échelles en fonction de l'application souhaitée
 - simplifiant la description de l'interaction en fonction de la distance aux autres aspérités
 - comparant différents modèles vibratoires (anneaux, FEM, etc...)

Perspectives pour la prévision du bruit

- Modèle physique complet pour la prévision du bruit :
 - Macro-échelle : vibration du pneumatique et rayonnement du bruit
 - Micro-échelle : frottement et air-pumping
- Générer de nouvelles surfaces 3D à partir des paramètres de contact optimisés
- Utiliser le modèle de contact dynamique multi-aspérités pour la modélisation de la résistance au roulement, de l'adhérence...



MERCI DE VOTRE ATTENTION

