



Modélisation d'hétérogénéités au contact et influence sur les instabilités dans le freinage

Kévin Bonnay, Vincent Magnier, Jean-François Brunel, Philippe Dufrénoy,
Géry de Saxcé

► To cite this version:

Kévin Bonnay, Vincent Magnier, Jean-François Brunel, Philippe Dufrénoy, Géry de Saxcé. Modélisation d'hétérogénéités au contact et influence sur les instabilités dans le freinage. 11e colloque national en calcul des structures, CSMA, May 2013, Giens, France. hal-01722102

HAL Id: hal-01722102

<https://hal.science/hal-01722102>

Submitted on 2 Mar 2018

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Public Domain

Modélisation d'hétérogénéités au contact et influence sur les instabilités dans le freinage

Kévin BONNAY¹, Vincent MAGNIER¹, Jean-François BRUNEL¹, Philippe DUFRÉNOY¹, Géry DESAXCÉ¹

¹ LML, Université Lille 1, France, kevin.bonnay@polytech-lille.fr

Résumé — Une méthode désormais classique d'analyse des occurrences de crissement en freinage consiste en l'étude des instabilités par frottement via la détermination des confusions de modes des composants sous conditions de contact. Par ailleurs des travaux récents ont montrés que les hétérogénéités au contact pouvaient influencer ces instabilités. Il s'agit ici d'étudier l'influence de différents types d'hétérogénéités et à plusieurs échelles sur les champs de pression de contact et de constater l'incidence sur ces risques d'instabilités.

Mots clés — contact frottant, hétérogénéités, raideur de contact, module de Young, crissement.

1 Contexte et objectifs

Dans le problème du freinage, différentes études (e.g. [1] et [2]) ont montrées l'importance de ne pas considérer uniquement un chargement et un comportement macroscopique. Des hétérogénéités à des échelles mésoscopiques peuvent avoir une influence sur les réponses vibratoires ([3],[4],[5],[6]) et thermomécaniques du système. Ces hétérogénéités proviennent du matériau ou de l'interface de contact. En effet, les matériaux de friction sont des matériaux multi-composants peuvent contenir près à 30 composants voir plus. La taille de ces composants varie de quelques microns (pour les poudres fines) à quelques millimètres (pour les fibres de renforcements). Les matériaux sont donc hautement hétérogènes dans leur volume mais aussi, par conséquent, sur leur surface. Des études ont montrées que la composition des matériaux à un impact sur le crissement [7].

D'autre part, les hétérogénéités matériaux peuvent se superposer à des gradients de propriétés issus, par exemple d'un gradient de sollicitation thermique en profondeur, et à des variations de hauteur de la surface du matériaux de friction. Durant un contact frottant, l'usure du matériau peut entraîner un débit interne à l'interface de contact. Ce débit amène à la formation et à l'évolution de plateaux de contact ([8], [9]). Des études ont montrées que la topographie du contact peut impacter sur le crissement ([10], [11], [12]).

Plusieurs difficultés se présentent alors :

- Considérer les hétérogénéités matériaux et surfacique.
- Traiter le problème multi-échelles avec superposition des hétérogénéités à des non-planités.

On propose ici d'aborder ces difficultés et de comprendre l'impact de ces hétérogénéités sur un exemple simple de contact disque-pion en prenant en compte des hétérogénéités matériaux et surfacique à différentes échelles.

2 Stratégie globale de calcul et cas homogène

La stratégie de calcul consiste en un bouclage entre un modèle éléments finis (figure 2) pour la résolution quasi-statique et un modèle semi-analytique (figure 3) pour la résolution modale. Le modèle E.F., auquel est intégré une couche fine au contact, permet d'obtenir la distribution de pression qui est par la suite injectée dans un modèle semi-analytique afin de voir si le système est sujet à une confusion

de modes ou non.

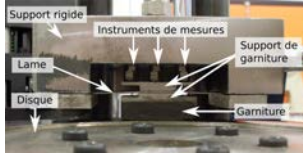


Fig. 1 – Montage expérimental

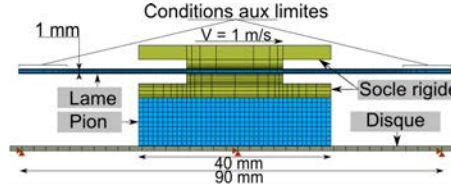


Fig. 2 – Modèle élément finis basique

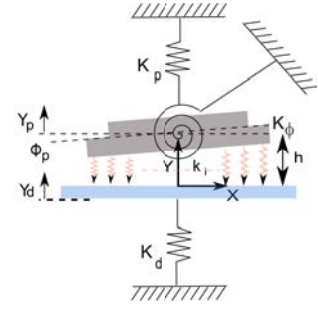


Fig. 3 – Modèle semi-analytique

Le modèle E.F basique est un modèle à 2 dimensions modélisant le contact pion-disque déplié. Il est inspiré d'un montage expérimental (figure 1) exploité par Duboc [13]. Le matériau de friction est monté sur un socle rigide pinçant une lame en acier. Le chargement est appliqué sur les extrémités de la lame. Cette modélisation permet de ne pas prendre en compte le mouvement du pion dans la direction radiale. Ceci a pour but de simplifier au maximum le mouvement afin d'aider à la compréhension des mécanismes menant à la confusion de modes. Les matériaux sont supposés isotropes. La lame, le socle de garniture et le disque ont les propriétés d'un acier classique ($E = 200\text{GPa}$, $\rho = 7800\text{kg/m}^3$, $\nu = 0,3$). Le matériaux de friction a les propriétés moyennes classiques d'un matériau de ce type ($E = 3\text{GPa}$, $\rho = 2700\text{kg/m}^3$, $\nu = 0,3$). Un chargement de 300N est appliqué sur la lame et une vitesse de glissement de 1m/s lui est imposée. Le coefficient de frottement est de $0,3$. La base inférieure du disque est totalement encastrée. Ce modèle basique est ensuite adapté à la prise en compte d'hétérogénéités et de non-planités.

Afin d'introduire des hétérogénéités dans le matériau de friction, il est nécessaire d'utiliser une méthode dite "multi-échelles". Dans ce modèle, une méthode de recollement de maillages incompatibles [14] est exploitée. Cette méthode permet ici d'utiliser un modèle macroscopique et de recoller des maillages à d'autres échelles sans problème de raccord. Ainsi, les hétérogénéités sont introduites explicitement. On ajoute une couche fine, proche du contact, à la garniture (figure 4). La méthode de recollement de maillages incompatibles est une méthode maître-esclave. Une relation est écrite entre les noeuds de la couche fine (la surface esclave) et leur projection sur la surface du pion (la surface maître). Cette relation lie les déplacements des surfaces maître et esclave. Ainsi, une continuité en déplacement est assurée entre la couche fine et la garniture.

En utilisant ainsi cette méthode, il est alors possible de passer d'une taille de maille de 1mm (sur la garniture) à $0,1\text{mm}$ sans adaptation de maillage. Le choix de cette taille de maille pour la couche fine est motivé par la taille moyenne des composant d'un matériaux de friction ainsi que par des contraintes numériques (convergence, vitesse de convergence, qualité des résultats). En effet, il a été déterminé que, pour accélérer la convergence tout en assurant de bons résultats, une couche fine de 1mm d'épaisseur et une taille de maille de $0,1\text{mm}$ sont des bons paramètres.

Dans le modèle exploité, trois directions principales de mouvement sont identifiables. Afin de réaliser une analyse modale complexe la plus efficace possible, un modèle semi-analytique simplifié à 3 degrés de liberté est utilisé. Ce modèle s'inspire de celui développé par Oura [15]. Le disque comporte un DDL en translation alors que le pion comporte deux DDL : une translation et un basculement. Ces 3 DDL sont ceux intervenant principalement dans l'apparition d'instabilités liées au crissement. L'équation caractéristique du modèle s'écrit alors :

$$\begin{pmatrix} Ms^2 + K_d + \int k dA & -\int k dA & -\int k l dA \\ -\int k dA & ms^2 + K_p + \int k dA & \int k l dA \\ -\mu l_G \int k dA - \int k l dA & \mu l_G \int k dA + \int k l dA & J_\phi s^2 + h_\phi + \mu l_G \int k l dA + \int k l^2 dA \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_d \\ X_p \\ \phi \end{pmatrix} = 0 \quad (1)$$

où M est la masse modale généralisée du disque, K_d la raideur équivalente en translation du disque, m la masse totale du pion, K_p la raideur en translation du pion, J le moment d'inertie du pion et K_ϕ la raideur en basculement du pion. l_G est la hauteur entre le centre de masse du pion et le contact. k

est la raideur au contact associée à la force d'excitation. Le contact est ici pris en compte via une série de raideur k_i fonction de la pression locale de contact p_i . Les raideurs de contact sont données par la relation $k_i = nk_n^{\frac{1}{n}} p_i^{\frac{n-1}{n}}$ où n est un indice de non-linéarité et k_n est un coefficient de rigidité. Ils sont fixés et ont pour valeurs : $n = 2, 14$ et $k_n = 1,45e16N/m$. La raideur en translation K_p et la raideur en basculement K_ϕ du pion dépendent de la fréquence du mode de translation ($444Hz$), de la masse totale ($79g$), de la fréquence en basculement du pion ($840Hz$) ainsi que de l'inertie en basculement du pion ($1,9e - 5kg \cdot m^2$). Ces propriétés ont été déterminées sur un modèle 3D complet et sont donc fixées. La raideur en translation de disque dépend de M et de la fréquence de translation de disque f_d . Dans le modèle à 2 dimensions exploité, ces paramètres ne sont pas fixés par la géométrie du disque. Il est alors possible de traiter cette raideur avec deux approches différentes. La première consiste à fixer une géométrie de disque, à déterminer ses modes propres et les propriétés modales associées, puis à travailler avec les modes propres qui sont candidat possible aux confusions de modes. La deuxième approche consiste à considérer les paramètres modaux de disque comme des variables. Dans cet article, les deux méthodes sont utilisées en fonction de la nécessité des résultats.

Pour la première approche, un disque, utilisé lors d'essais expérimentaux de crissement, est modélisé en 3 dimensions et une analyse modale est réalisée. A partir de cette géométrie, les modes propres de 2, 3 et 4 diamètres sont retenus. On détermine ainsi leur fréquence propre ainsi que leur masse équivalente associée afin de pouvoir calculer trois raideurs de disque différentes. Les valeurs sont reportées dans la table 1. Attention, dans ce modèle, les modes de disque sans contact sont pris en compte un à la fois. Ceci ne permet que d'étudier les confusions de modes en lien avec ce mode uniquement. Il est donc nécessaire de tester chaque modes de disque séparément. Cette approche sera principalement utilisée lors de l'introduction de non-planéités du contact.

mode propre	mode 2Ø	mode 3Ø	mode 4Ø
fréquence propre (Hz)	1935	2970	4750
masse modale généralisée (g)	444	432	416

Tableau 1 – Propriétés du disque

Dans la seconde approche, la masse modale généralisée M est fixée à $0.43kg$ et la fréquence du mode de disque f_d est traité comme une variable. Cette approche permet de réaliser une étude de sensibilité des fréquences propres du système sous condition de contact en fonction de la fréquence du mode de disque sans contact. Cette approche sera utilisée lors de l'intégration d'hétérogénéités dans le matériau de friction.

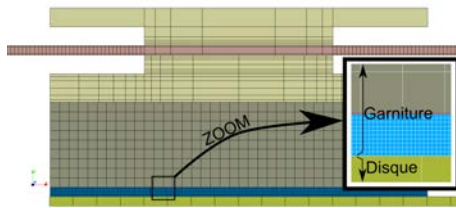
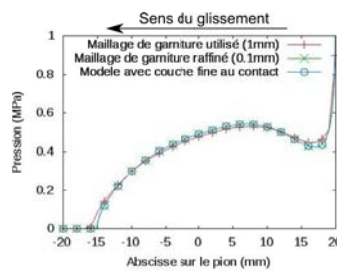
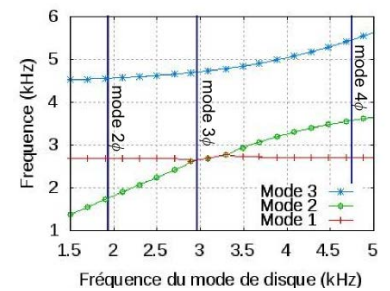


Fig. 4 – Modèle EF avec couche fine au contact



(a) Pressions de contact



(b) Fréquences propres du système

Fig. 5 – Résultats sur un contact homogène plan-plan

Tout d'abord, le système avec un matériau de friction homogène et un contact plan-plan est pris étudié ca un cas de référence. La figure 5(a) représente les pressions de contact obtenues dans ce cas de référence. Les différentes courbes correspondent à un maillage classique avec une taille de maille de 1 mm sur la garniture, un maillage raffiné avec une taille de 0,1 mm sur la garniture et le modèle avec couche fine au contact avec une taille de maille 1 mm sur la garniture et de 0,1 mm dans la couche fine de la garniture. Le modèle avec couche fine donne de bons résultats qui convergent vers le modèle raffiné. Les temps de calculs passe de 20 sec pour un modèle grossier à 4 min pour un modèle avec

couche fine contre plus de 40 min pour un modèle raffiné. De plus, cette stratégie permet d'introduire des hétérogénéités sans impact direct de la localisation de cette dernière puisque les dimensions de chaque mailles de la couche fine sont égales et sans directions préférentielles.

Le profil de la pression de contact dans un cas de matériaux homogènes avec contact plan-plan est particulier. Il est constitué d'une surpression en entrée de contact, d'un décollement en sortie de contact et suit une courbe concave (en excluant la surpression).

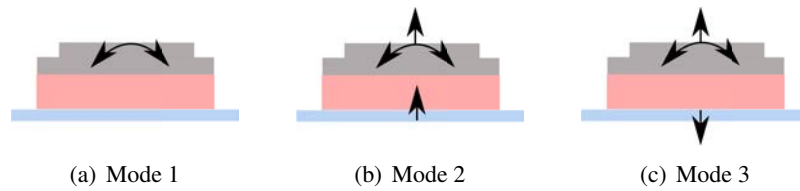


Fig. 6 – Modes propres du système sous condition de contact

La figure 5(b) présente les résultats de l'analyse modale complexe pour les deux approches et les figures 6 illustrent les déformés modales. Le mode 1 correspond (figure 6(a)) à un mode de basculement de pion. Les modes 2 et 3 sont des modes combinant basculement, translation de pion et translation de disque. Le mode 2 (figure 6(b)) correspond à des translations en phases alors que le mode 3 (figure 6(c)) correspond à des translations en phases opposées.

Les résultats suivant la première approche vont tout d'abord être présentés rapidement. Dans les 3 configurations définies via une géométrie de disque choisie, nous avons trois situations différentes. En prenant en compte un mode $2\emptyset$, la fréquence propre 1 se situe au dessus du mode 2 et le mode 3 est le mode le plus haut en fréquence. Dans la configuration $3\emptyset$, il y a une confusion de modes entre les modes 1 et 2. Les déformées modales correspondantes sont alors semblables à celle du mode 1. Le mode 3 est toujours plus haut en fréquence que les modes 1 et 2. En prenant en compte un mode de disque $4\emptyset$, il n'y a plus confusion de modes entre les modes 1 et 2. De plus, la fréquence 2 est maintenant supérieure à la fréquence 1. La fréquence 3 reste encore une fois supérieure aux autres.

En utilisant la seconde approche, il est possible d'observer, sur un intervalle entre 2890Hz et 3330Hz , une confusion de modes entre les modes 1 et 2, ce qui implique un système instable dans un cas homogène avec contact plan-plan. Avant cette intervalle, la fréquence 2 est inférieure à la fréquence 1. Après cette intervalle, la fréquence 1 est supérieure à la fréquence 2. En conséquence, 2890Hz et 3330Hz apparaissent comme des bornes de stabilité pour le système.

Dans cette partie, la stratégie de calcul et le modèle avec couche fine ont été introduits dans le cas de matériaux avec un contact plan-plan. Le profil de la distribution de contact dans ce cas a été présenté. Et les résultats de l'analyse modale complexe ont été présentés suivant deux approches. Une première où l'on fixe une géométrie de disque et l'on détermine l'état modale du système en fonction du mode de disque que l'on étudie. Et une seconde approche considérant les paramètres d'entrées du disque comme des variables a permis de déterminer des fréquences propres de disque (en entrée) permettant de placer le système à la limite de l'instabilité (ou de la stabilité). Il reste maintenant, dans un premier temps, à introduire les non-planéités des matériaux de frictions et étudier leur impact sur la confusion de modes, puis dans un second temps, à introduire des hétérogénéités matériaux et montrer leur impact sur la confusion de modes.

3 Impact de l'état de surface du pion

En utilisant le modèle éléments finis avec couche fine au contact, des hétérogénéités géométriques à la surface de la garniture ont pu être introduites. Des plateaux sont modélisés directement sur la garniture en supprimant des éléments sur la surface de la garniture. La figure 7 illustre la création de plateaux de contact sur la surface de la garniture. Les plateaux de contact ont une épaisseur de $0,1\text{mm}$. λ_i représente la demi-longueur du plateau i , C_i le centre du plateau, et D la distance séparant deux centres de plateau. Ils sont générés de manière automatique en fixant les paramètres λ_i et C_i via un algorithme maison. Différentes répartitions de plateaux ont été étudiées. Dans tous les calculs présentés, pour un nombre

donné de plateaux, D et les C_i sont fixés. Une première étude est réalisée en utilisant des plateaux de taille uniforme. Ainsi, des calculs avec 5, 10, 20 et 40 plateaux ont été réalisés avec des λ_i fixés allant de 0,2 à 7,8mm, de 0,2 à 3,8mm, de 0,2 à 1,8mm et de 0,2 à 0,8mm respectivement. Dans un second temps, des simulations avec des longueurs de plateaux non-uniformes ont été réalisées (la distance D entre les centres de plateau est toujours constante). λ_i est alors pris aléatoirement dans l'intervalle allant de 0,1 à $\lambda_{max} = (D/2 - 0,1)mm$. Ces simulations sont réalisées avec 5, 10 et 20 plateaux de contact. Dans chaque configuration de valeurs, 100 tests aléatoires sont effectués. Afin de compléter l'étude, d'autres simulations avec 5 et 10 plateaux ont été réalisées en déterminant les λ_i dans un intervalle de 0,1 à 1mm et dans un intervalle allant de 80% de λ_{max} à λ_{max} . Ces deux derniers jeux de paramètres permettent de compléter les calculs en forçant la surface de la garniture à avoir une petite et une grande longueur de contact totale.

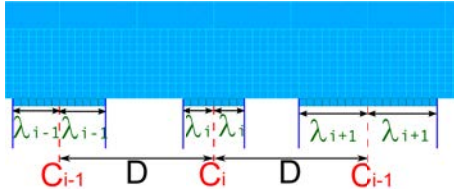
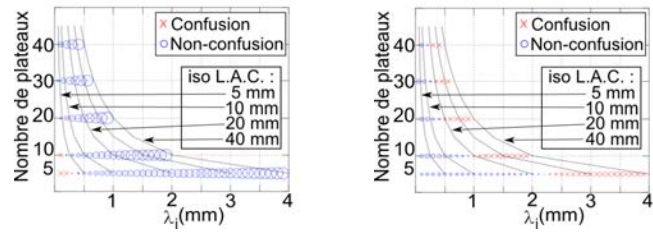


Fig. 7 – Modélisation de plateaux de contact sur la surface de la garniture



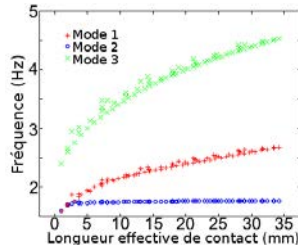
(a) En considérant un mode de disque 2Ø

(b) En considérant un mode de disque 3Ø

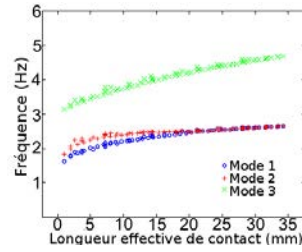
Fig. 8 – Résultats de toutes les simulations réalisés dans le cas de plateaux de contact de longueurs uniformes

Tout d'abords, les résultats avec des plateaux de tailles uniformes sont présentés. Les figures 8 représentent les différentes simulations réalisées en mettant en exergue les cas faisant apparaître une confusion de modes. Sur ces graphiques, plus la croix (resp. le cercle) est grande et plus le système est profondément instable (resp. stable). Les courbes à iso-LAC (longueur apparente de contact) apparaissent également. La longueur apparente de contact correspond ici à $2 * \lambda_i * N$. Ces courbes indiquent le nombre de plateaux N et le λ_i nécessaire pour obtenir des longueurs apparentes de contact de 5, 10, 20, 30 et 40 mm. Dans la configuration 2Ø (figure 8(a)), seul le cas avec 10 plateaux et $\lambda_i = 0.2mm$ et les cas 5 plateaux et $\lambda_i = 0.2, 0.4, 0.6mm$ montrent une confusion de modes. Tous les couplages interviennent pour des longueurs apparentes de contact inférieures à 4mm. Dans la configuration 3Ø (figure 8(b)), des confusions de modes apparaissent pour tout nombre de plateaux. Les confusions correspondent aux cas où les λ_i sont supérieurs à la moitié de la valeur maximum possible. En d'autres termes, les couplages interviennent pour des longueurs apparentes de contact supérieures à 20mm. La configuration 4Ø ne fait apparaître aucune confusion de modes. Dans les configurations 2Ø et 3Ø, il semble que l'apparition de confusions de modes soit le résultat d'un lien entre le nombre de plateau et la valeur des λ_i . Il apparaît aussi que les confusions de modes interviennent pour des longueurs apparentes de contact données. La longueur apparente de contact traduit une quantité macroscopique. La longueur effective de contact, qui est la longueur de la surface réellement en contact, apporte une information locale complémentaire. Partant de ce constat, il devient intéressant d'observer l'évolution des fréquences propres en fonction de la longueur effective de contact.

Les figures 9(a) et 9(b) représentent les fréquences propres du système en fonction de la longueur effective de contact en prenant en compte des modes de disque 2Ø et 3Ø respectivement. Ces graphiques regroupent l'ensemble des calculs effectués (Pour tout nombre de plateaux et toutes valeurs de λ_i utilisées). Ces graphiques montrent bien qu'avec des plateaux de longueur uniforme, la longueur effective de contact apparaît comme un paramètre qui pourrait presque permettre de déterminer l'état modal du système. En considérant le mode de disque 2Ø (figure 9(a)), une confusion de mode intervient pour de très faibles longueurs effectives de contact (inférieure à 3mm). Les fréquences propres 1 et 3 subissent une légère dispersion alors que le mode 2 reste constant hors confusion de modes. En considérant le mode de disque 3Ø (figure 9(b)), les confusions de modes interviennent pour des longueurs effectives de contact supérieures à 20mm. En dessous de ces 20mm, aucune confusion de modes n'apparaît. Dans les deux cas, lorsque la longueur effective de contact tend vers de grandes valeurs, les fréquences propres



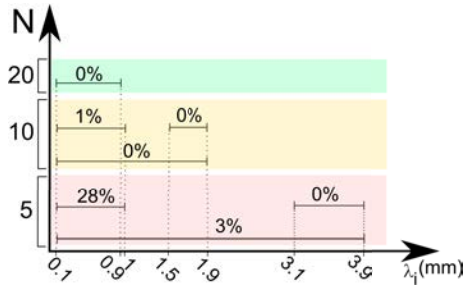
(a) En considérant un mode de disque 2Ø



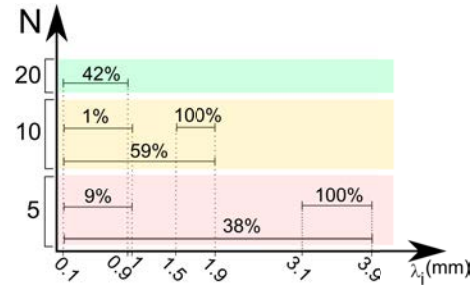
(b) En considérant un mode de disque 3Ø

Fig. 9 – Fréquences propres en fonction de la longueur effective de contact dans le cas de plateaux de contact de longueurs uniformes

convergent vers les valeurs obtenues dans le cas d'un contact plein sur disque plan.



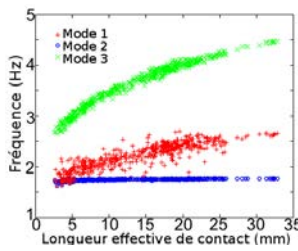
(a) En considérant un mode de disque 2Ø



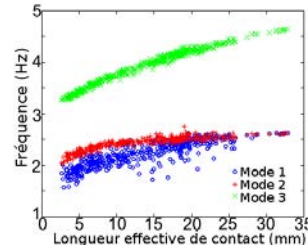
(b) En considérant un mode de disque 3Ø

Fig. 10 – Pourcentage de confusion de modes dans chaque série de calculs réalisés dans le cas de plateaux de contact de longueurs non-uniformes

Les pourcentages de confusions de modes pour les différentes séries de calculs réalisées avec plateaux de longueurs non-uniformes sont présentés sur les figures 10. Dans la configuration 2Ø, les confusions de modes apparaissent principalement pour des configurations à 5 plateaux de faibles tailles. Celles-ci viennent conforter les résultats avec plateaux de longueurs uniformes. Pourtant certains calculs, appartenant à la série 5 plateaux avec longueurs comprise dans l'intervalle $[0, 1; \lambda_{max} = 3, 9]$, peuvent ne pas correspondre à des longueurs effectives de contact faibles. Dans la configuration 3Ø, les simulations offrant des longueurs de contact assez grandes montrent toujours des confusions. Pourtant des simulations avec faibles longueurs de contact (appartenant à la série 5 plateaux de longueurs comprises entre 0, 1 et 1 mm) ne correspondent pas aux résultats présentés avec des longueurs uniformes. Afin de s'en assurer, il est nécessaire d'observer les résultats en fonction de la longueur effective de contact.



(a) En considérant un mode de disque 2Ø



(b) En considérant un mode de disque 3Ø

Fig. 11 – Fréquences propres en fonction de la longueur effective de contact dans le cas de plateaux de contact de longueurs non-uniformes

Les figures 9(a) et 9(b) représentent les fréquences propres du système en fonction de la longueur effective de contact avec des plateaux de longueurs non-uniformes en prenant en compte des modes de disque 2Ø et 3Ø respectivement. L'introduction d'une dispersion dans les valeurs des λ_i introduit une dispersion des fréquences propres à une longueur effective de contact donnée. En prenant en compte un mode de disque 2Ø (figure 11(a)), la fréquence propre 2 reste constante. Seules les fréquences propres 1

et 3 subissent une dispersion. D'autre part, de nouvelles confusions de modes apparaissent. La longueur effective de contact de ces nouveaux cas couplant est aux alentours de $15mm$. Les distributions donnant lieu à ces confusions de modes affichent de larges plateaux de contact au centre de la garniture et des tailles de plus en faible lorsqu'ils se rapprochent des entrée et sortie de contact. Le contact étant porté par le centre de la garniture, le basculement de pion est facilité et la fréquence propre 1 chute jusqu'à se confondre avec la fréquence propre 2. En considérant en mode de disque $3\varnothing$ (figure 11(b)), il y a aussi de nouvelles confusions de modes qui interviennent pour une longueur effective de contact proche de $5mm$. Les cas présentant une confusion de modes avec une longueur effective de contact proche de $5mm$ correspondent à des situations présentant de larges plateaux sur les bords du pion, des plateaux beaucoup plus petit dans des positions intermédiaires et très petit au centre de la garniture ($0,2mm$). Le contact étant porté par les bords de la garniture, le basculement est plus limité et la fréquence propre 1 augmente donc jusqu'à rejoindre la fréquence propre 2, donnant ainsi lieu à une confusion de modes.

La formation de plateaux de contact sur la surface de la garniture influe donc sur les propriétés modales du système. Selon leur localisation, ces plateaux peuvent faire varier les fréquences propres du système. Ils peuvent ainsi augmenter ou diminuer la fréquence propre du mode 1 (ainsi que celle du mode 3). Pourtant cette variation semble restreinte puisque les fréquences sont contraintes à rester dans une bande de fréquence de largeur variable. Plus la longueur effective de contact devient grande, plus la largeur de ces bandes de fréquence est réduite et plus elles convergent vers les fréquences obtenues avec un contact plan-plan homogène.

4 Hétérogénéités matériau dans une couche fine au contact

Des imperfections de surfaces ont pu être prises en compte précédemment. Cette partie s'intéresse aux hétérogénéités des matériaux. Le modèle EF avec couche fine au contact est réutilisé afin d'introduire deux types d'hétérogénéités. La première se localise sur la surface de contact. La méthode de résolution de contact par pénalisation est exploitée pour introduire des raideurs de contact hétérogènes. Différentes surfaces de contact disjointes (appelées patches) sont définies (figure 12(a)). Ces différents patches se voient affectés de raideurs de contact fixées et indépendantes les uns des autres. Le second type d'hétérogénéités concernent le matériau dans son volume. Des groupes de mailles volumique, aussi appelés patches, sont créés les uns à côté des autres. Chaque volume peut se voir affectés des propriétés matériaux indépendantes des autres. Dans notre cas, chaque patch se voit affectés un module de Young indépendant des autres. Pour chaque type d'hétérogénéité, deux paramètres ont été étudiés : la distribution des valeurs affectées ainsi que la taille des hétérogénéités. La variation de la hauteur de la couche fine n'est pas traitée dans cet article et elle est donc fixée à $1mm$.

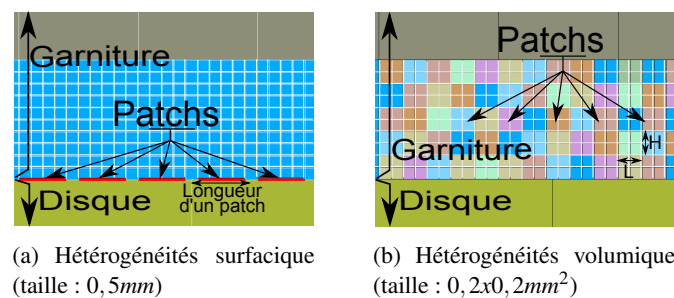


Fig. 12 – Prise en compte d'hétérogénéités dans un modèle EF avec couche fine au contact

Les valeurs sont déterminées à partir d'une loi gaussienne. La valeur moyenne correspond à des propriétés homogène classique. C'est à dire $3GN/m$ pour les raideurs de contact et $3GPa$ pour les modules de Young. Différents écart-types ont été exploités dans un intervalle de $0,05$ à $1GN/m$ ou GPa (selon le type d'hétérogénéité). La probabilité d'obtenir des valeurs entre $\mu - 3 * s$ et $\mu + 3 * s$ étant supérieure à $99,7\%$ pour une loi gaussienne (où μ est la valeur moyenne et s l'écart-type), un écart-type maximum fournit des valeurs allant de 0 à $2 * \mu$.

En second paramètre, la taille est liée à la géométrie des patches. La taille des hétérogénéités de surface

modélisées varie de 0,2mm à 5mm. Les hétérogénéités de volumes comportent deux dimensions (puisque l'on travaille sur un modèle en 2 dimensions) : hauteur et longueur. Les deux dimensions de la taille de ces hétérogénéités seront étudiées de manière indépendantes. Avec une taille fixée à 1mm, les longueurs étudiées vont de 0,1 à 1mm. Et à longueur fixée à 10mm, les hauteurs étudiées vont de 0,1 à 1mm. Afin de réaliser une réelle étude probabiliste sur la confusion de mode, 100 tests aléatoires sont effectués pour chaque type d'hétérogénéité, chaque écart-type et chaque taille.

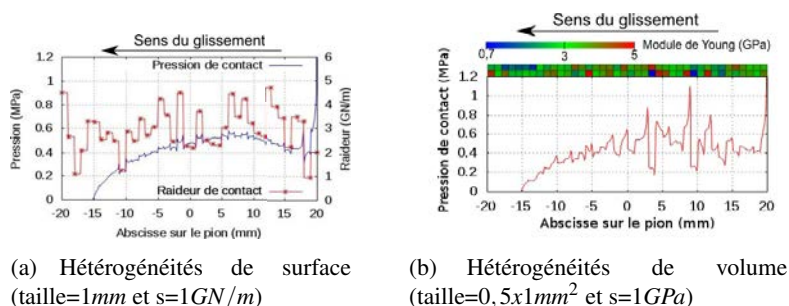


Fig. 13 – Exemples de distributions de pression obtenues avec le modèle avec couche fine au contact

Un exemple de distribution de pression dans le cas d'hétérogénéités de type surfacique est présenté sur la figure 13(a) et dans le cas d'hétérogénéités volumique sur la figure 13(b). Les pressions de contact sont impactées par l'introduction d'hétérogénéités. L'hétérogénéité de surface impacte moins que l'hétérogénéité volumique. Pourtant quelque soit l'impact que ces hétérogénéités ont sur les pressions de contact, elle n'est pas suffisante pour influencer les fréquences propres du système et encore moins sur la confusion de modes (que ce soit en considérant un mode de disque à 2,3 ou 4 diamètres). En effet, un cas homogène stable reste stable quelque soit le type d'hétérogénéité introduite, la taille ou la distribution des valeurs. Pareillement, un cas instable reste instable lorsque des hétérogénéités sont introduites. Pour observer l'impact de ce type d'hétérogénéité, il est nécessaire de placer le système à la limite de l'instabilité en utilisant la seconde approche de l'analyse modale complexe.

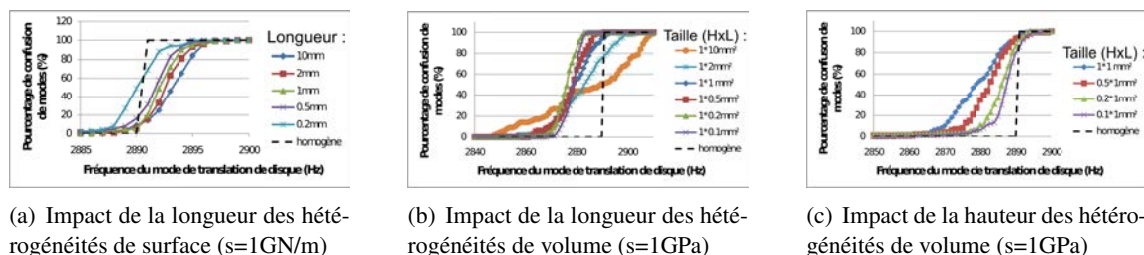


Fig. 14 – Impact des hétérogénéités sur des cas limite stable-instable

Plus l'écart-type des valeurs est faible, plus faible est l'impact. Avec de faible variance, quasiment aucune impact n'est observée. Ceci est normale puisqu'en réduisant l'écart-type, le système se rapproche du cas homogène. Les résultats présentés correspondent aux plus grand écart-types utilisés et utilisables. La figure 14(a) représente le pourcentage de confusion entre les modes 1 et 2 en fonction de la fréquence de disque en entrée de l'analyse modale complexe pour un écart-type de 1GN/m. L'augmentation de la taille des hétérogénéités pousse la limite de stabilité vers les hautes-fréquences. Plus les hétérogénéités sont petites et plus on tend vers le cas homogène où la limite se situe à 2890Hz. Avec un écart-type maximum, seulement 5Hz en moyenne sépare une configuration 100% stable d'une configuration 100% instable. Les hétérogénéités de surface ont donc un impact assez faible dans l'ensemble. Concernant les hétérogénéités de volume, il est nécessaire de traiter l'étude en fonction de la hauteur avant l'étude sur la longueur. La figure 14(c) représente le pourcentage de cas instable en fonction de la fréquence du mode de disque prise en compte dans l'analyse modale complexe pour un écart-type de 1GPa avec des hétérogénéités de longueur 1mm et de hauteur variable. Plus les hétérogénéités sont hautes est plus le système diffère du cas homogène. Lorsque l'on place plusieurs hétérogénéités dans l'épaisseur, l'accumulation de propriétés oscillant autour de propriétés homogène fait que l'on est plus proche d'un comportement homogène. Ainsi, la limite moyenne de stabilité passe donc de 2890Hz à 2870Hz. La

figure 14(b) représente le pourcentage de cas instable en fonction de la fréquence du mode de disque prise en compte dans l'analyse modale complexe pour un écart-type de 1GPa avec des hétérogénéités d'une hauteur de 1mm et de longueur variable. Comme précédemment, plus les hétérogénéités sont petites et plus on tend vers un cas homogène. Avec des hétérogénéités 10mm de longueur, l'impact s'étale sur 80Hz et dans ce cas, la prise en compte des hétérogénéités a plus de chance d'impacter sur la confusion de modes.

Les hétérogénéités de surface et de volume ont donc un impact sur la confusion de modes mais qui reste très minime. Elles ne peuvent changer les propriétés du système que si le système se trouve à la limite de l'instabilité, ce qui est très peu probable.

5 Conclusions et perspectives

Une stratégie de calcul couplant un modèle éléments finis et un modèle semi-analytique a été présentée. Cette stratégie permet de réaliser l'analyse modale d'un système en réduisant considérablement les temps de calcul. Une évolution du modèle EF a permis d'intégrer des hétérogénéités des matériaux en surface et dans le volume ainsi que des non-planétés.

Dans la première partie, des irrégularités de surface du pion de type plateau ont été prises en compte et, là encore, les conditions de contact se sont révélées être un paramètre influant sur l'état modale du système. Ainsi, la longueur effective de contact apparaît comme un paramètre important mais pas toujours suffisant. Les localisations du contact peuvent aussi impacter sur le système et ainsi faire passer un système stable à un système instable (ou l'inverse).

Dans la seconde partie, deux méthodes permettant de définir les propriétés hétérogènes des matériaux ont été présentées. L'impact des hétérogénéités matériaux en surface et dans le volume ont été étudiées. Les résultats montrent qu'ils impactent très peu sur les propriétés modales du système.

Ces méthodes peuvent être aisément associées et appliquées à un modèle éléments finis en 3 dimensions. Une telle modélisation permettrait de considérer les modes de pion et de disque dans la direction radiale. Le modèle semi-analytique peut lui aussi être amélioré en permettant de prendre en compte plusieurs modes de disque à la fois. Afin de compléter le modèle, il est aussi possible de définir une loi d'usure permettant de modifier la géométrie et les propriétés du matériaux de friction dans des études dynamique afin d'étudier leur évolution et l'impact que cette évolution a au cours d'un freinage.

Références

- [1] F. Massi, Y. Berthier, L. Baillet, *Contact surface topography and system dynamics of brake squeal*, Wear, 265(11-12), p.1784 – 1792, 2008.
- [2] C. Vayssiere, L. Baillet, V. Linck, Yves Berthier. *Influence of contact geometry and third body on squeal initiation : experimental and numerical studies*, World Tribology Congress III, États-Unis, 2005.
- [3] V. Magnier, J.-F. Brunel, K. Bonnay, P. Dufrenoy, *Influence of the Size of the Contact Heterogeneities Between the Disc and the Pad on the Brake Squeal*, Eurobrake, 2012.
- [4] M. Graf, G.-P. Ostermeyer, *Instabilities in the sliding of continua with surface inertias : An initiation mechanism for brake noise*, Journal of Sound and Vibration, 330, p.5269 - 5279, 2011.
- [5] B. Hervé, J.-J. Sinou, H. Mahé, L. Jézéquel, *Analysis of squeal noise and mode coupling instabilities including damping and gyroscopic effects*, European Journal of Mechanics - A/Solids, 27, p.141 - 160, 2008.
- [6] K. Bonnay, V. Magnier, J.F. Brunel, P. Dufrenoy, G. DeSaxce, *Modélisation d'un contact frottant avec prise en compte d'une imperfection surfacique et influence sur le crissement en freinage*, 20e congrès français de mécanique, 2011.
- [7] L. Mortelette, J.F. brunel, X. Boidin, Y. Desplanques, P. Dufrénoy, L. Smeets. *Impact of minerl fibers on brake squeal occurences*, SAE Technical Paper, 2009-01-3050, 2009.
- [8] Y. Berthier, *Mécanismes et tribologie*, Phd Thesis, INSA de Lyon, Université Claude Bernard, 1988.
- [9] M. Eriksson, S. Jacobson, *Tribological surfaces of organic brake pads*, Tribology International, 33, p.817 - 827, 2000.
- [10] M. Rusli, M. Okuma, *Effect of surface topography on mode-coupling model of dry contact sliding systems*, Journal of Sound and Vibration, no308, p721 - 734, 2007.

- [11] H. Hetzler, K. Willner, *On the influence of contact tribology on brake squeal*, Tribology International, 46, p.237 - 246, 2012.
- [12] M. Eriksson, F. Bergman, S. Jacobson, *Surface characterisation of brake pads after running under silent and squealing conditions*, Wear, 232, p.163 - 167, 1999.
- [13] M. Duboc, J.-F. Brunel, P. Dufrénoy, *Influence of contact conditions and pad geometry on disc brake squeal noise*, 17e colloque Vibrations Chocs & bruit, 2010.
- [14] P. Hauret, *Méthodes numériques pour la dynamique des structures non-linéaires incompressibles à deux échelles*, Ecole polytechnique, 2004.
- [15] Y. Oura, Y. Kurita, Y. Matsumura, *Influence of Dynamic Stiffness in Contact Region on Disc*, Brake Squeal Journal of Environment and Engineering, 4, p234-244, 2009.