

Influence des conditions de contact sur le crissement de frein

E. Denimal^{1,2}, S. Nacivet², L. Nechak¹, J-J. Sinou^{1,3}

¹ LTDS, UMR CNRS 5513, Ecole Centrale de Lyon,
enora.denimal@doctorant.ec-lyon.fr, lyes.nechak@ec-lyon.fr, jean-jacques.sinou@ec-lyon.fr

² PSA Peugeot Citroën, Centre Technique de la Garenne Colombes, samuel.nacivet@mpsac.com

³ Institut Universitaire de France, 75005 Paris, France

Résumé — Une étude du crissement de frein est proposée par une analyse de stabilité du système. Le modèle éléments finis utilisé correspond à un frein automobile. Généralement, les seules interfaces frottantes considérées pour l'étude du crissement correspondent à l'interface disque-plaquettes. Dans ce papier, l'influence de divers contacts au niveau de l'étrier, de la plaquette et du piston sont étudiés. Une grande variabilité des résultats est observée en fonction des états de contacts présents ou non dans le frein.

Mots clés — Analyse aux valeurs propres complexes, modèle éléments finis, stabilité, multi-contacts

1 Introduction

Même s'il n'affecte pas l'efficacité du freinage, le crissement de frein et les vibrations auto-entretenues associées sont des phénomènes indésirables puisqu'ils peuvent être à l'origine de nuisances sonores pour les passagers et représenter des coûts importants auprès du service client. Dans ce contexte, de nombreuses études sont dédiées à la prédiction du crissement [3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10]. Dans un environnement industriel, la méthode la plus employée consiste à réaliser une analyse de stabilité du système afin d'établir sa propension au crissement [2, 1]. Jusqu'à présent, la majorité des études menées ont montré l'influence prédominante du contact disque-plaquettes sur la stabilité du système de freinage. Il s'avère cependant que de nombreuses autres interfaces sont déterminantes, notamment celles qui décrivent les conditions de contact entre les plaquettes et les différents éléments du frein. En effet, les plaquettes peuvent entrer en contact avec de nombreux autres composants tels que l'étrier ou encore le piston. L'influence de ces contacts sur la stabilité du système est non-négligeable. Cette étude se penche sur ce point crucial et vise à étudier la sensibilité du calcul de crissement aux hypothèses réalisées lors de la linéarisation des contacts plaquettes/autres composants hors disque. A partir d'un modèle éléments finis industriel d'un frein automobile, les effets des conditions de frottement entre les différents éléments sur la stabilité du système sont analysés. Pour cela, neuf contacts caractérisant les états de contact des plaquettes sont retenus en plus de l'interface disque-plaquettes. Une première partie de l'étude montre l'influence du coefficient de frottement caractérisant ces contacts sur la stabilité du système. Cette première partie permettra de se limiter par la suite à deux états possibles pour chaque contact et de montrer l'influence des différents contacts sur la stabilité du système.

2 Présentation du modèle étudié

2.1 Présentation du modèle éléments finis de frein

Le système étudié est un frein automobile utilisant une technologie avec étrier flottant. L'étrier maintient les deux plaquettes et peut se déplacer parallèlement à l'axe de rotation du disque. Lors d'une opération de freinage, une pression hydraulique est appliquée sur le piston qui pousse la plaquette intérieure jusqu'à ce qu'elle soit en contact avec le disque. Les forces de réaction poussent alors le corps de l'étrier et la plaquette extérieure contre la face opposée du disque.

Le modèle éléments finis de ce système a été réalisé sous Abaqus et est décomposé en plusieurs éléments détaillés Figure 1. Les interfaces de friction sont caractérisées avec une loi de Coulomb et un coefficient de frottement constant [1].

L'équation dynamique du système de frein peut s'écrire sous la forme :

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} + \mathbf{F}_{nl}(\mathbf{X}) = \mathbf{F}_{ext} \quad (1)$$

où \mathbf{X} , $\dot{\mathbf{X}}$ et $\ddot{\mathbf{X}}$ sont respectivement les vecteurs déplacement, vitesse et accélération. \mathbf{M} , \mathbf{C} et \mathbf{K} sont respectivement les matrices de masse, d'amortissement et de raideur du système. \mathbf{F}_{ext} représente les efforts extérieurs, notamment la pression exercée sur le piston et le boîtier et \mathbf{F}_{nl} les forces non-linéaires de contact et de frottement.

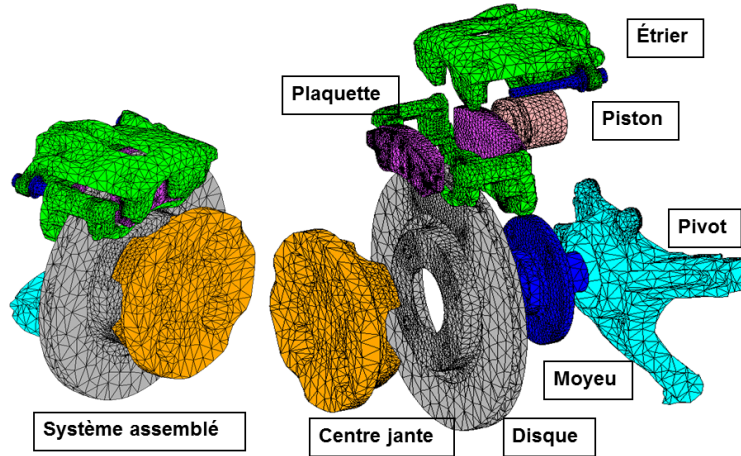


FIGURE 1 – Modèle éléments finis étudié - vue assemblée (à gauche) et vue éclatée (à droite)

2.2 Analyse de Stabilité

Afin de déterminer la propension au crissement d'un système de freinage, la méthode la plus courante consiste à réaliser une analyse de stabilité sur celui-ci. Pour cela une analyse aux valeurs propres complexes est réalisée sur le système linéarisé autour de sa position d'équilibre. La prise en compte des termes de frottement ajoute des termes non symétriques dans les matrices du système et peut conduire à l'apparition d'instabilités. Les différentes étapes de l'analyse de stabilité sont présentées ci-dessous.

La première étape consiste à calculer l'équilibre statique non linéaire \mathbf{U}_0 en résolvant :

$$\mathbf{K}\mathbf{U}_0 + \mathbf{F}_{nl}(\mathbf{U}_0) = \mathbf{F}_{ext} \quad (2)$$

Le système est alors linéarisé autour de sa position d'équilibre statique non-linéaire et le problème aux valeurs propres associés est résolu avec l'équation :

$$(\lambda^2\mathbf{M} + \lambda\mathbf{C} + (\mathbf{K} + \mathbf{J}_{nl}))\Phi = 0 \quad (3)$$

Où \mathbf{J}_{nl} est la matrice Jacobienne du vecteur des efforts non-linéaires autour de la position d'équilibre \mathbf{U}_0 . Le problème n'étant pas symétrique, les valeurs propres λ_j et les vecteurs propres Φ_j sont complexes. Les λ_j peuvent s'écrire sous la forme : $\lambda_j = a_j + i\omega_j$ où ω_j est la pulsation associée au mode Φ_j et a_j la partie réelle. Le système est alors considéré comme instable dès que une valeur propre au moins possède une partie réelle positive.

2.3 Présentation des contacts caractérisant le calage des plaquettes

Les plaquettes de frein sont placées dans l'étrier avec une certaine liberté de mouvement et peuvent entrer en contact avec différents éléments du frein par différentes interfaces de contact. Sur le modèle étudié, les différents éléments en contact avec les plaquettes sont le disque, le piston, l'étrier et le support de l'étrier. Selon le positionnement de celles-ci, l'état de contact de ces interfaces peut être soumis à des variations. Sur le modèle éléments finis considéré, neuf interfaces possibles sont recensées. Elles sont

représentées Figure 2 et les paramètres associés sont présentés dans la Table 1. Une modification de l'un des états de contact peut donc conduire à une linéarisation différente de l'équilibre statique du système selon que le contact soit considéré frottant ou glissant.

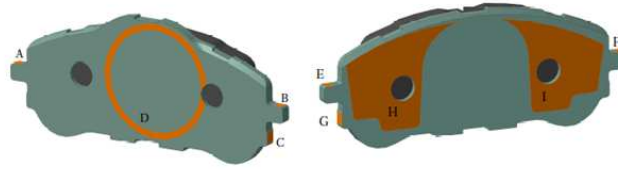


FIGURE 2 – Différentes interfaces de contact des plaquettes intérieure (à gauche) et extérieure (à droite)

TABLE 1 – Paramètres des contacts

Lettre de l'interface	Type de contact	Paramètre
A	Contact Radial Haut Intérieur	RHI
B	Contact Radial Bas Intérieur	RBI
C	Reprise de Couple Intérieur	RCI
D	Piston-Plaquette	PP
E	Contact Radial Bas Extérieur	RHBE
F	Contact Radial Haut Extérieur	RHE
G	Reprise de Couple Extérieure	RCE
H	Doigt Bas-Plaquette	DB
I	Doigt Haut-Plaquette	DH

3 Influence du coefficient de frottement aux interfaces

Afin d'identifier l'influence du coefficient de frottement aux différentes interfaces de contact, une première étude consiste à observer l'évolution de la stabilité du système en fonction du coefficient de frottement. Pour cela, le coefficient de frottement à l'interface disque-plaquette est fixé et noté $\mu_{pad-disc}$. L'ensemble des autres contacts présentés Figure 2 et Table 1 sont caractérisés par un unique coefficient de frottement μ qui varie entre 0 et 1. Pour chaque valeur de μ , une analyse aux valeurs propres complexes est réalisée. Les résultats obtenus pour trois valeurs différentes de $\mu_{pad-disc}$ sont présentés Figure 3. L'influence du coefficient de frottement μ est clairement observée. Deux familles peuvent être distinguées : la première correspond à l'ensemble des contacts glissants (points rouges sur la Figure 3) tandis que la seconde à des contacts frottants. Afin d'étudier l'influence des différents contacts dans la suite de l'étude, deux cas seront considérés pour chaque contact. Un cas où le contact est glissant avec $\mu = 0$ et un cas où le contact est frottant avec $\mu = 0.15$.

4 Influence des conditions de contact sur la stabilité

Cette seconde partie de l'étude est axée sur l'analyse de l'influence du calage des plaquettes sur le crissement, c'est-à-dire l'influence des conditions de contact sur la stabilité du système. Pour cela, deux conditions de contact sont considérées pour les neuf interfaces retenues. Un total de 512 configurations dans notre étude sont comparées. Le coefficient de frottement à l'interface plaquettes-disque $\mu_{pad-disc}$ est fixé à 0.5. Pour chacune de ces configurations, une analyse de stabilité est réalisée. La superposition de l'ensemble des valeurs propres obtenues est représentée Figure 4. La dispersion des résultats est importante, en particulier sur la plage de fréquences allant de 3500 Hz à 6000 Hz où un nuage continu de points est observé. Ceci démontre l'importance de considérer ces différents états de contact sur un

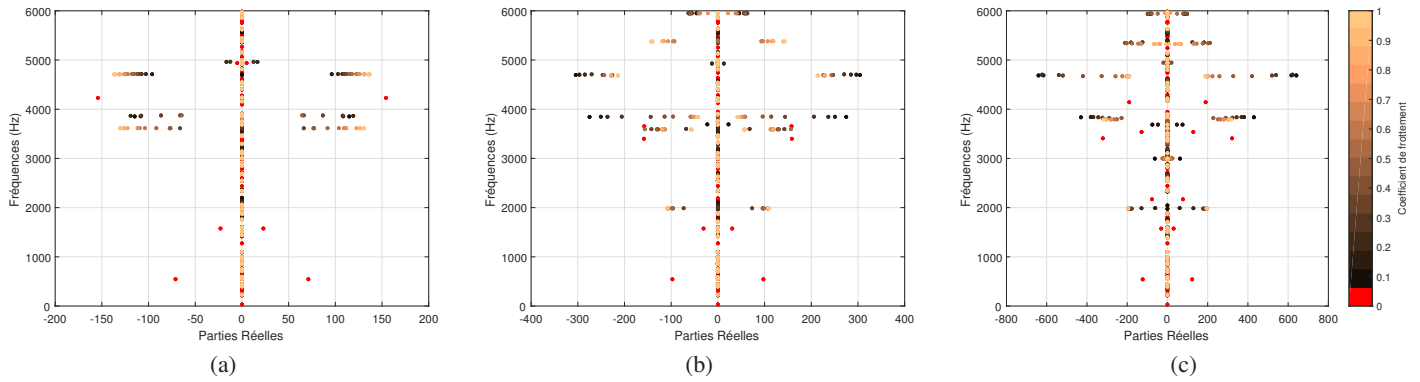


FIGURE 3 – Évolution des valeurs propres complexes dans le plan complexe en fonction du coefficient de frottement des interfaces pour trois valeurs du coefficient de frottement à l’interface plaquettes-disque : $\mu_{pad-disc} = 0.3$ (a), $\mu_{pad-disc} = 0.5$ (b), $\mu_{pad-disc} = 0.7$ (c)

modèle éléments finis et la nécessité de connaître du mieux possible les états de contact réels. Pour plus de clarté par la suite, le coefficient de frottement d’une interface sera appelé par le nom de l’interface.

Les occurrences des fréquences instables sont tracées Figure 4. Des pics d’occurrences apparaissent. L’intervalle de fréquences est alors découpé en plusieurs bandes centrées autour de ces pics. Elles sont représentées Figure 5 et détaillées Table 2. Pour chaque plage de fréquences instables considérée, on cherche à détecter la possibilité d’une configuration privilégiée permettant de faire ressortir l’intervalle de fréquence considéré pour l’instabilité du système. Ainsi, pour chaque plage de fréquences et pour chaque contact, la répartition frottant et glissant est déterminée. Les résultats sont présentés Figure 6. Comme le laissait présager les observations précédentes, les résultats sont très différents d’une instabilité à une autre. Par exemple, à basses fréquences, les instabilités sont associées dans 100% des cas à des contacts doigts haut et bas glissants. Alors que l’instabilité présente entre 1400Hz et 1470Hz sera dans 80% des cas associée à un contact doigt bas frottant. De même, entre 1550Hz et 1650Hz, l’instabilité est associée dans 100% des cas à des contacts radial bas extérieur et reprise de couple extérieur glissants. A contrario, dans 90% des cas, l’instabilité située sur la plage 2970-3020 Hz sera associée dans 95% des cas à un état frottant à l’interface reprise de couple bas extérieur.

En conclusion l’ensemble de ces résultats mettent en avant le fait qu’il est difficile de prévoir l’ensemble des instabilités sur une plage de fréquences donnée avec une unique configuration de contacts.

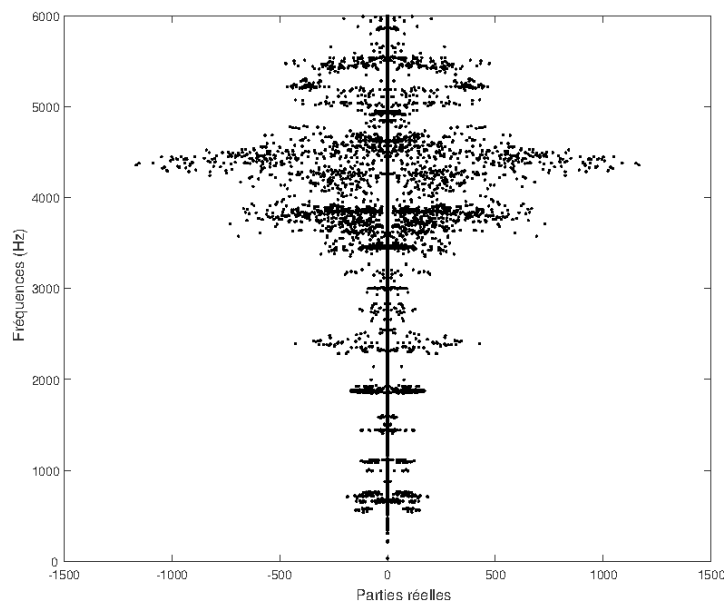


FIGURE 4 – Valeurs propres complexes obtenues pour l’ensemble des configurations retenues

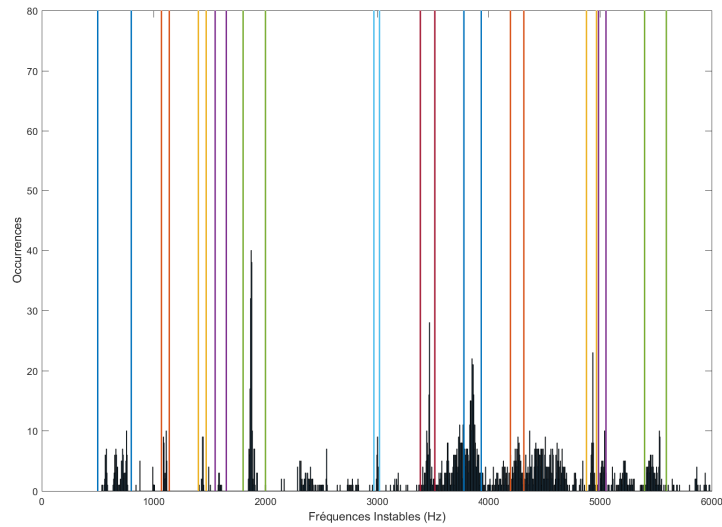


FIGURE 5 – Occurrences des fréquences instables et plages de fréquences étudiées

TABLE 2 – Bandes de fréquences

F_{min} (Hz)	500	1070	1400	1800	2970	3385	3775	4200	4355	4880	4988	5400
F_{max} (Hz)	800	1140	1470	2000	3020	3515	3930	4320	4715	4970	5055	5595

5 Conclusion

Cette étude menée sur un modèle éléments finis de frein industriel a permis de montrer que la prise en compte seule du contact disque-plaquettes n'est pas suffisante dans la prédiction du crissement. De nombreux autres contacts entre en jeu et leur influence sur la stabilité du système est non-négligeable. Lorsque différents contacts sont considérés, une grande dispersion des résultats est observée. Certaines instabilités peuvent être rattachées à des états de contact spécifiques. Cette étude montre la difficulté à prédire l'ensemble des instabilités avec une unique configuration. Dans une démarche de conception, cela implique de déterminer à l'avance la configuration la plus défavorable. Cette étude se poursuit actuellement avec la recherche d'un lien entre les conditions de contact aux différentes interfaces et les différentes instabilités présentes.

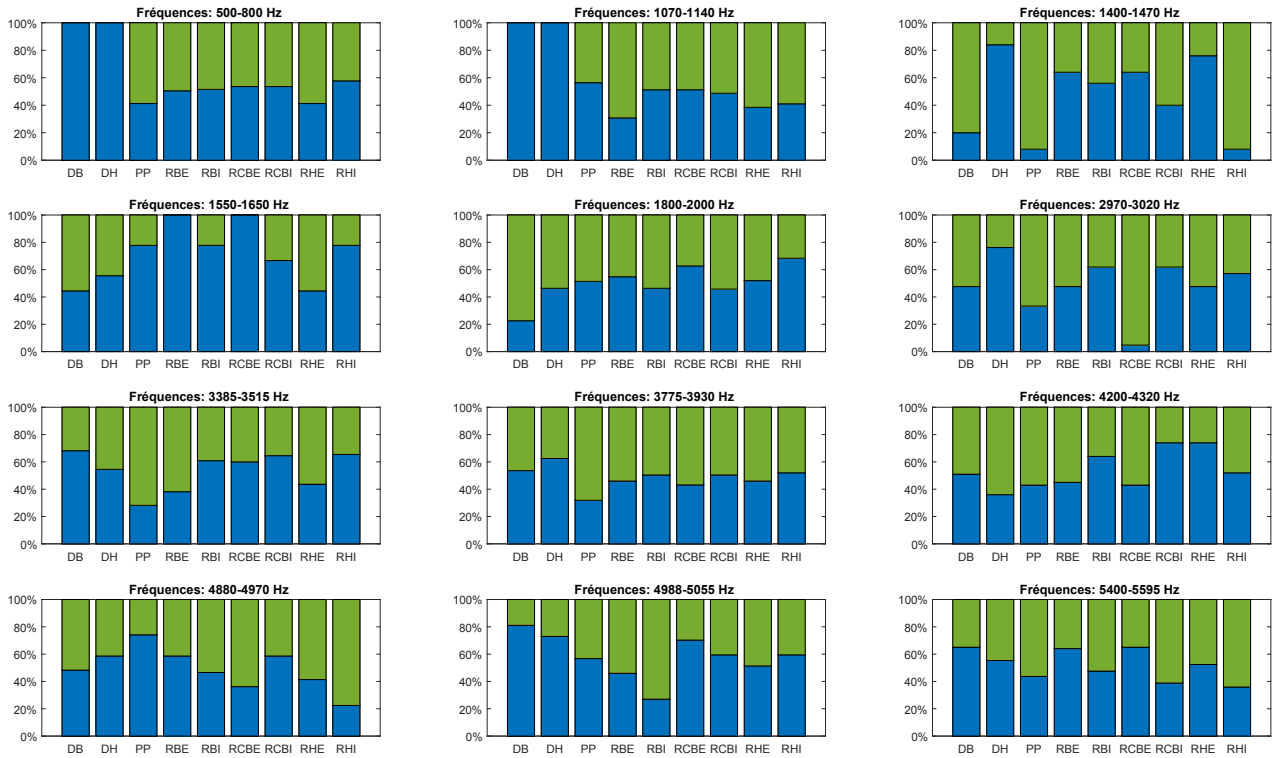


FIGURE 6 – Proportion des états de contact par plage de fréquences et par interface - En bleu les états glissants et en vert les états frottants

Références

- [1] O. Fazio, S. Nacivet, J-J. Sinou. *Reduction Strategy for a brake system with local frictional non-linearities - Application for the prediction of unstable vibration modes*, Applied Acoustics, 12-24, 2015.
- [2] H. Ouyang, W. Nack, Y. Yuan, F. Chen. *Numerical analysis of automotive disc brake squeal : a review*, Int. J. Vehicle Noise and Vibration, 207-231, 2005.
- [3] N.M. Kindkaid, O.M. O'Reilly, and P. Papadopoulos. *Automotive disc brake squeal*, Journal of Sound and Vibration, 267 :105–166, 2003.
- [4] J.-J. Sinou. *Transient non-linear dynamic analysis of automotive disc brake squeal on the need to consider both stability and non-linear analysis*, Mechanics Research Communications, 37 :96–105, 2010.
- [5] F. Massi, L. Baillet, O. Giannini, and A. Sestieri. *Brake squeal : linear and nonlinear numerical approaches*, Mechanical System Signal Processing, 21(6) :2374–2393, 2007.
- [6] G. Vermot des Roches. *Frequency and time simulation of squeal instabilities. application to the design of industrial automotive brakes*, PhD Thesis, Ecole centrale Paris, in english, 2011.
- [7] S. Oberst and J.C.S. Lai. *Statistical analysis of brake squeal noise*, Journal of Sound and Vibration, 330 :2978–2994, 2011.
- [8] G. Fritz, J-J. Sinou, J-M. Duffl, and L. Jezequel. *Effects of damping on brake squeal coalescence patterns - application on a finite element model*, Mechanics Research Communications, 34 :181–190, 2007.
- [9] K. Soobarayan, S. Besset, and J-J. Sinou. *A simplified approach for the calculation of acoustic emission in the case of friction-induced noise and vibration*, Mechanical Systems and Signal Processing, 50(2015) 732–756.
- [10] A. Heussaff L. Dubar, T. Tison, M. Watremez, and R. F. Nunes. *A methodology for the modelling of the variability of brake lining surfaces*, Wear, 289(2012) 145–159.