



HAL
open science

Dynamique non linéaire et acoustique de structures à interfaces frottantes

Kevin Soobbarayen, Jean-Jacques Sinou, Sébastien Besset

► **To cite this version:**

Kevin Soobbarayen, Jean-Jacques Sinou, Sébastien Besset. Dynamique non linéaire et acoustique de structures à interfaces frottantes. CFM 2015 - 22ème Congrès Français de Mécanique, Aug 2015, Lyon, France. hal-03446366

HAL Id: hal-03446366

<https://hal.science/hal-03446366>

Submitted on 24 Nov 2021

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.

Dynamique non linéaire et acoustique de structures à interfaces frottantes

K. SOOBBARAYEN^a, J-J. SINOUE^b, S. BESSET^c

- a. LAMCOS UMR 5529, INSA de Lyon, kevin.soobbarayen@insa-lyon.fr
b. LTDS UMR 5513, École Centrale de Lyon, jean-jacques.sinou@ec-lyon.fr
c. LTDS UMR 5513, École Centrale de Lyon, sebastien.besset@ec-lyon.fr

Résumé :

Cette étude propose une analyse du comportement dynamique et acoustique des structures comportant des interfaces frottantes. Notre attention se porte tout particulièrement sur les vibrations et le bruit induits par frottement lors d'un évènement de crissement. Le premier point développé dans ces travaux de recherche concerne la mise en place d'une méthodologie globale d'estimation des émissions sonores induites par frottement. Cette démarche s'accompagne du développement d'outils numériques spécifiques à l'étude du rayonnement acoustique induit par frottement permettant notamment d'étudier l'influence de certains paramètres sur le comportement dynamique et le rayonnement acoustique. De plus, on cherche à développer des méthodes numériques performantes permettant l'estimation rapide et contrôlée des niveaux sonores.

Abstract :

This paper focuses on the dynamics and acoustics of mechanical systems presenting frictional interfaces. Our focus is specially on friction-induced noise and vibrations during squeal events. The first point of this study involves the development of a global method for the calculation of friction-induced noise emissions. This approach comes with the development of specific numerical tools dedicated to squeal noises which allow to analyse the influence of parameters on the non linear vibrations and noise. Moreover, a particular attention is paid to the development of an efficient numerical method which allows to quickly well estimate the noise levels.

Mots clefs : vibrations non linéaires, acoustique, contact, frottement, instabilités

1 Contexte, enjeux et objectifs

Ces travaux portent sur l'étude de la dynamique non linéaire et le rayonnement acoustique de structures comportant des interfaces frottantes. On s'intéresse tout particulièrement aux émissions sonores générées lorsque deux structures frottent l'une contre l'autre. Pour cela, deux structures en mouvement doivent entrer en contact, le frottement à l'interface doit provoquer l'apparition de vibrations qui se transmettent dans l'air sous forme de rayonnement acoustique. Il existe un grand nombre de structures

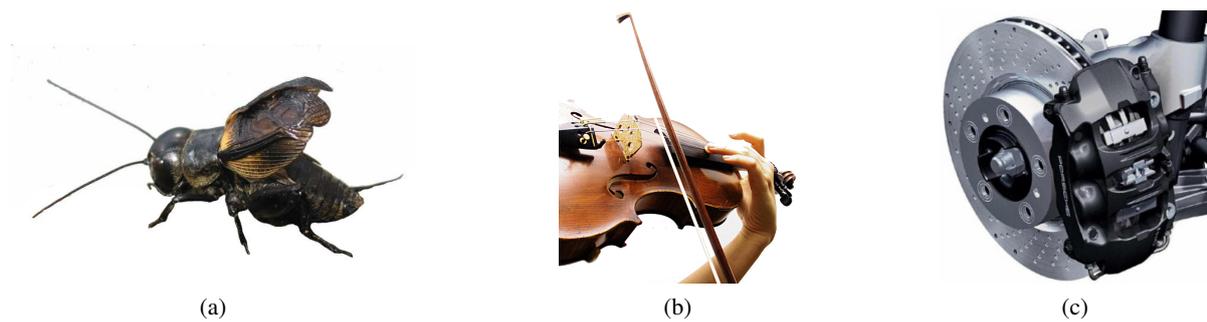


FIGURE 1 – Exemples de structures capables d'émettre du son par frottement.

qui exploitent ce processus pour émettre du son. On trouve des exemples dans la nature avec le cas du grillon qui frotte ses ailes l'une contre l'autre pour émettre du son. On peut voir sur la Figure 1a que les ailes présentent un relief de surface qui permet de générer ce type de son. Il existe également des instruments de musique qui exploitent le frottement pour émettre du son. C'est le cas du violon pour lequel le musicien frotte les cordes à l'aide d'un archet (Figure 1b). Dans d'autres cas, ces émissions sont considérées comme des nuisances sonores et le phénomène de crissement dans le secteur des transports en est l'exemple classique. En effet, lors du processus de freinage sur les systèmes de freins à disque, les plaquettes entrent en contact avec le disque en rotation (Figure 1c). Sous l'action du frottement, le disque ralentit et dans certains cas, le couplage des deux structures peut générer des émissions sonores de crissement pouvant aller jusqu'à 110 dB. Ces phénomènes acoustiques sont une problématique qui est étudiée depuis près d'un siècle et une étude bibliographique complète est proposée par Akay [1].

De par leur grandes performances de freinages, les systèmes de freins à disque sont très largement utilisés dans les secteurs aéronautique, ferroviaire et automobile et une revue détaillée des vibrations et des bruits de freinage est proposée dans [2]. De ce fait, il existe des enjeux industriels majeurs autour de la problématique du crissement. Dans le secteur aéronautique (Figure 2a), le freinage à l'atterrissage génère des émissions de crissement qui sont inaudibles car couvertes par le bruit de l'appareil. En revanche, les vibrations associées peuvent endommager le train d'atterrissage. Dans ce secteur, le crissement des freins à disque constitue un enjeu de sécurité pour les usagers. Dans le domaine ferroviaire (Figure 2b), les trains entrant en gare sont sujets au crissement. Les niveaux sonores peuvent dépasser les seuils fixés par les normes européennes ainsi que le seuil de douleur. Cette problématique représente donc un enjeu de santé publique. Enfin, dans le secteur automobile (Figure 2c), l'ambiance acoustique des véhicules est de nos jours extrêmement travaillée. Les différentes sonorités du moteur, des portières, de la ventilation ou encore du freinage sont représentatives de la qualité perçue du véhicule. Ainsi, les émissions sonores de crissement sont considérées à tort comme une défaillance ou une usure prématurée des systèmes de freinage, ce qui génère d'importants coûts de garantie pour les constructeurs. Dans le secteur automobile, le crissement constitue à la fois un enjeu lié au confort et un enjeu économique de premier plan.

Le crissement est un phénomène qui met en jeu le contact et le frottement qui sont des mécanismes non linéaires agissant à différentes échelles (i.e. de l'échelle de la micro structure à l'échelle macroscopique), de la thermique avec l'échauffement du disque lors du freinage, ainsi que des couplages entre vibrations non linéaires et rayonnement acoustique (i.e. des couplages fluide/structure). Le crissement est donc fortement multi-échelle et multi-physique ce qui fait de ce dernier un phénomène extrêmement complexe à modéliser. Ainsi, la problématique commune à ces trois secteurs industriels est la compréhension et la prédiction du comportement vibratoire et acoustique des systèmes de freins sujets au crissement.

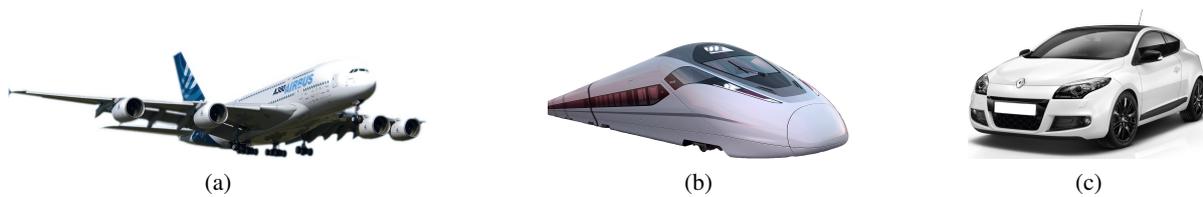


FIGURE 2 – Illustration des types de véhicules touchés par le crissement des freins à disque.

Cette problématique permet de dégager des objectifs à la fois académiques et industriels. Au niveau académique, les objectifs sont :

1. le développement d'un modèle simplifié de frein à disque sujet au crissement,
2. la mise en place d'une stratégie de calcul du rayonnement acoustique,
3. fournir un apport de compréhension des facteurs qui influent sur le crissement,
4. le développement d'outils numériques d'estimation rapide des niveaux sonores.

Les objectifs industriels sont les suivants :

1. la prédiction du crissement,
2. la réduction des nuisances sonores liées au freinage,
3. le développement d'un outil d'aide à la spécification de plaquettes peu crissantes.

Dans une première partie, nous décrivons le modèle simplifié de frein à disque développé dans cette étude et nous présentons les résultats du calcul des vibrations lors d'un évènement de crissement. Puis, nous présentons l'un des résultats principaux de ces travaux qui concerne la méthode de calcul du rayonnement acoustique lors d'un évènement de crissement. Cette méthode permet de mettre en lumière l'influence de certains paramètres sur les vibrations et le bruit rayonné que nous présentons dans une troisième partie. Enfin, les différentes méthodes numériques développées spécifiquement pour le calcul des émissions de crissement sont décrites dans la dernière partie.

2 Vibrations d'un système frottant sujet au crissement

2.1 Modèle simplifié de frein à disque

Dans cette partie, on cherche à construire un modèle simplifié de frein à disque capable de reproduire des évènements de crissement. Pour cela, on se concentre uniquement sur les deux composants principaux impliqués, c'est-à-dire un disque et une garniture. La pression de freinage est modélisée par l'application d'un effort sur le dos de la garniture. La géométrie est ensuite discrétisée par la méthode des éléments finis et on peut voir une illustration du modèle sur la Figure 3a. Ces deux sous-structures partagent une interface de frottement sur laquelle on introduit une loi de contact et une loi de frottement. Pour cela, on sélectionne 18 nœuds uniformément répartis sur l'interface comme illustré sur la Figure 3b. Lorsque qu'un contact est détecté entre un couple de nœud en vis-à-vis, une loi de contact cubique est appliquée. Ceci est équivalent à activer des ressorts non linéaires lors des configurations de contact (Figure 3c) qui sont désactivés lors des configurations de décollement. D'autre part, les efforts de frottement sont modélisés par une loi de Coulomb avec un coefficient de frottement constant : on suppose ainsi un état de glissement permanent. Ainsi, la dynamique de ce système frottant est entièrement régie par l'équation

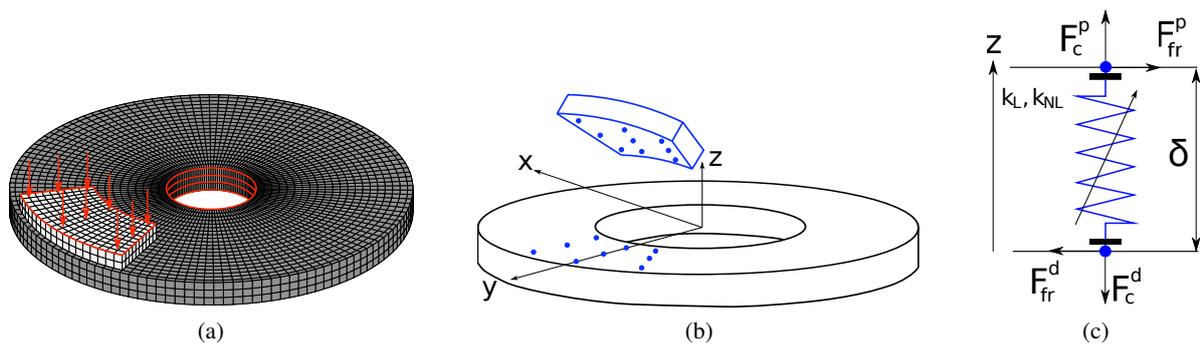


FIGURE 3 – Modélisation du système de frein, de l'interface et gestion du contact.

d'équilibre dynamique classique suivante :

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{F}_{\text{NL}}(\mathbf{X}) + \mathbf{F}_{\text{press}} \quad (1)$$

où \mathbf{M} et \mathbf{K} sont les matrices de masse et de raideurs, \mathbf{C} est la matrice d'amortissement modal, \mathbf{F}_{NL} désigne les efforts non linéaires de contact frottant et $\mathbf{F}_{\text{press}}$ est l'effort de freinage. Ce modèle n'a clairement pas pour vocation de représenter finement la réalité mais est suffisant pour reproduire le crissement ainsi que pour le développement de méthodes numériques de calcul et d'analyse.

2.2 Analyse de stabilité

A ce stade, il est important de préciser que le crissement est une instabilité dynamique. Lorsque l'on applique la pression de freinage, le système se déforme et adopte une configuration appelée équilibre glissant. Le disque est en rotation et frotte continuellement sur la garniture sans vibrations. Si cet équilibre est stable, alors il n'y a pas de crissement. En revanche, s'il est instable, la moindre perturbation provoque la divergence de cet équilibre, des vibrations non linéaires et auto-entretenues sont générées et ces dernières engendrent des émissions sonores de crissement. Pour détecter ces instabilités, une analyse de stabilité au sens de Lyapunov est menée ce qui revient à étudier les valeurs propres du système linéarisé :

$$(\lambda^2 \mathbf{M} + \lambda \mathbf{C} + (\mathbf{K} - \mathbf{J}_{\text{NL}, \mathbf{X}_{\text{glissant}}})) \Phi = \mathbf{0} \quad (2)$$

où \mathbf{J}_{NL} est le jacobien des efforts non linéaires et λ et Φ désignent les valeurs et vecteurs propres. Il suffit ensuite d'analyser l'évolution des valeurs propres en fonction des paramètres pour détecter les instabilités : si au moins une des valeurs est à partie réelle positive, alors l'équilibre glissant associé est instable et la moindre perturbation mènera au crissement. Pour une description plus détaillée sur cette analyse, le lecteur intéressé pourra se référer à [3].

Cette analyse permet de montrer que le modèle construit est capable de reproduire des cas classiques d'instabilités par couplage de modes. C'est-à-dire que l'on dispose de jeux de paramètres (coefficient de frottement, raideurs de contact, etc.) associés à des équilibres glissants instables.

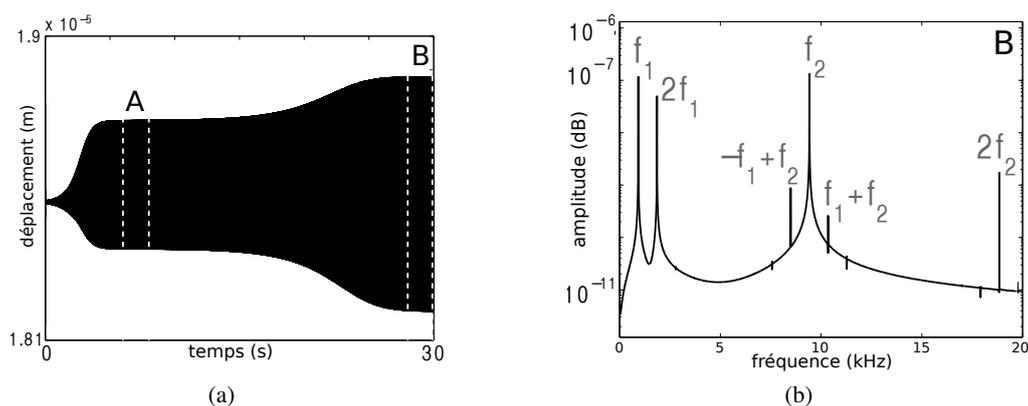


FIGURE 4 – Vibrations de crissement selon z associées à un cas à deux modes instables. (a) déplacement d'un nœud de l'interface au cours du temps et (b) spectre non linéaire par transformée de Fourier.

2.3 Calcul des vibrations de crissement

Pour ces équilibres, il faut calculer les vibrations en résolvant l'équation du mouvement (1). La résolution est effectuée par intégration temporelle numérique en initialisant le schéma d'intégration sur l'équilibre glissant légèrement perturbé. Sur la Figure 4a on peut voir les vibrations d'un nœud de l'interface au cours du temps. On remarque que le système diverge de la condition initiale, les non-linéarités saturant l'amplitude jusqu'à l'obtention d'un régime stationnaire appelé cycle limite. Le spectre non linéaire associé (Figure 4b) témoigne de la participation des deux fréquences instables détectées par l'analyse de stabilité, de leurs harmoniques et de leurs combinaisons linéaires.

Cette étude permet de retrouver des résultats classiques de la littérature et nous conforte sur la pertinence du modèle simplifié.

3 Rayonnement acoustique d'un évènement de crissement

L'un des objectifs principaux de ces recherches concerne le calcul du rayonnement acoustique lors d'un évènement de crissement. Il existe plusieurs méthodes permettant de calculer les émissions sonores à partir des vibrations d'une structure comme la méthode des éléments finis et infinis ou encore les éléments de frontière (BEM). Cependant, toutes ces méthodes s'appuient sur la résolution de l'équation des ondes qui dépend de la fréquence des vibrations. C'est-à-dire qu'il est possible de calculer les émissions sonores d'une structure dont la surface est animée d'un champ de vitesse vibratoire mono-fréquentielle. Les vibrations de crissement étant fortement multi-fréquentielles, il est nécessaire de développer de nouveaux outils numériques de calculs spécifiques au bruit induit par frottement.

La stratégie de calcul développée dans ces travaux consiste à décomposer le champ de vitesse normale pariétale (issue du calcul des vibrations) en série de Fourier puis, d'effectuer un calcul de rayonnement acoustique pour chacune des contributions par la BEM. Ceci est équivalent à décomposer l'onde de pression globale en ondes élémentaires. Enfin, le champ de pression acoustique global est reconstruit par application du principe de superposition. Un schéma de la méthode globale est proposé sur la Figure 5. Pour plus de détails concernant cette méthode, le lecteur pourra se référer à [4].

Le développement et l'application de cette méthode constituent l'un des résultats majeurs de ces travaux. Son originalité vient du fait qu'il est désormais possible d'effectuer une analyse complète du crissement

en partant du modèle de frein jusqu'au calcul du rayonnement acoustique. Une illustration du rayonnement acoustique calculé à partir des vibrations de la Figure 4a est proposée sur la Figure 6. On peut voir que la méthode permet d'étudier à la fois les niveaux sonores en dB et également les directions de propagation du son (i.e. la directivité).

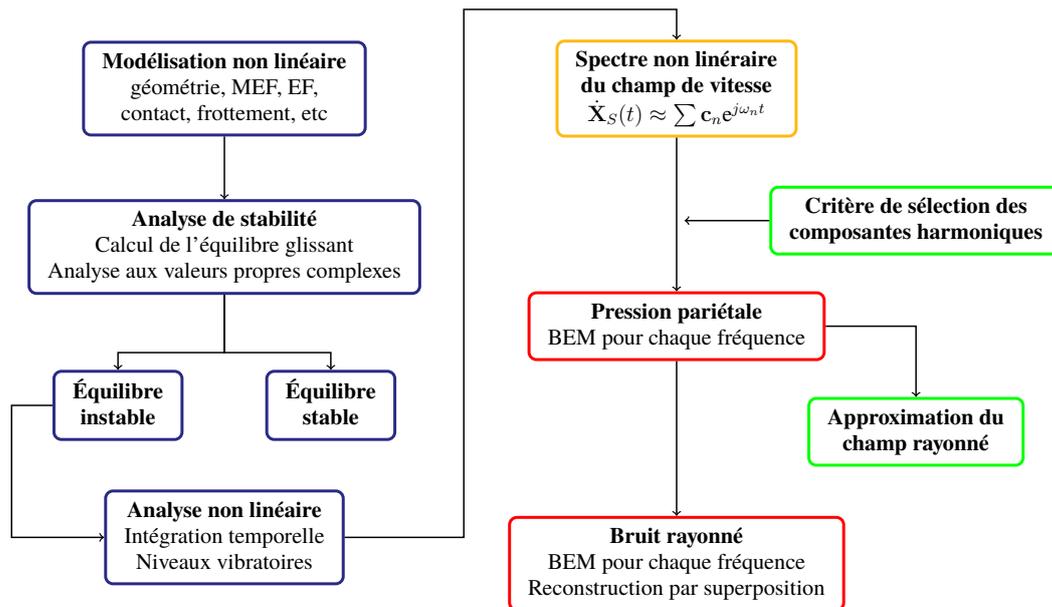


FIGURE 5 – Démarche globale d'analyse du crissement (les cadres verts sont l'objet de la section 5).

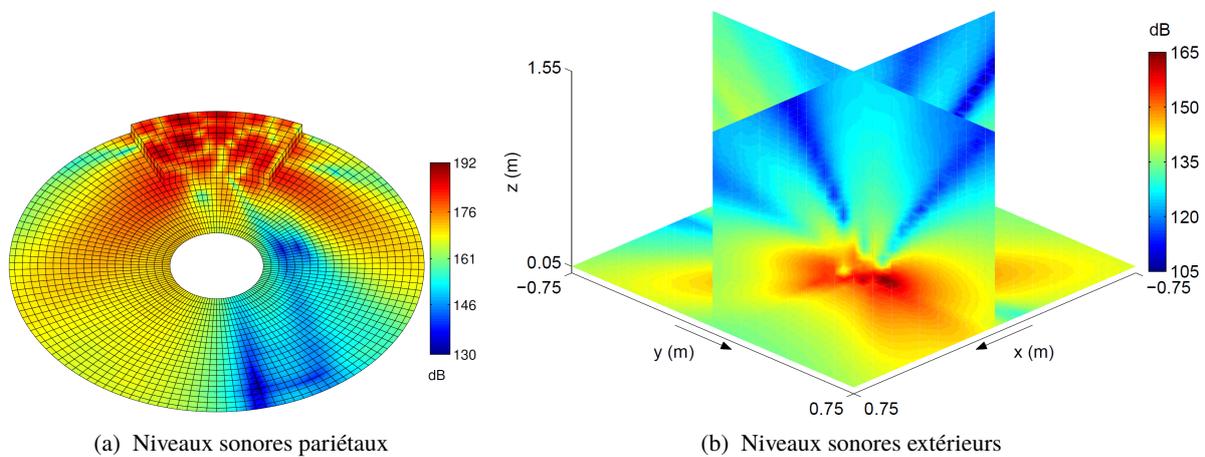


FIGURE 6 – Rayonnement acoustique du crissement à deux modes instables.

4 Influence des paramètres sur le crissement

4.1 Influence du coefficient de frottement

Lors de l'analyse de stabilité, nous avons mis en évidence différents cas d'instabilités : des cas stables, à un et deux modes instables. La méthode de calcul acoustique permet d'analyser les différents rayonnements associés aux différents résultats de stabilité. Sur la Figure 7, on peut voir une comparaison entre les spectres (i.e. les vibrations) et le émissions sonores pour deux coefficients de frottement associés aux cas à un et deux modes instables. Cette étude permet notamment de mettre en avant le phénomène d'interférence qui génère des directions privilégiées de propagation lorsque deux modes instables sont présents (Figure 7d).

4.2 Influence du profil de freinage : une nouvelle vision du crissement

L'analyse de stabilité effectuée précédemment est une méthode classique utilisée pour détecter les potentielles instabilités d'un système frottant. Elle n'est valable qu'au voisinage d'un équilibre glissant, c'est donc une approche locale. Pour que l'analyse de stabilité soit prédictive, il faut suivre la procédure suivante : appliquer la pression de freinage constante, calculer l'équilibre glissant quasi-statique, résoudre l'équation du mouvement, utiliser l'équilibre glissant perturbé comme condition initiale.

Dans cette étude, on cherche à savoir si le profil de chargement a une influence sur la stabilité, sur les vibrations ainsi que sur le rayonnement. C'est-à-dire qu'au lieu d'initialiser l'intégration sur l'équilibre glissant avec une charge constante, on initialise sur la configuration au repos en appliquant un chargement

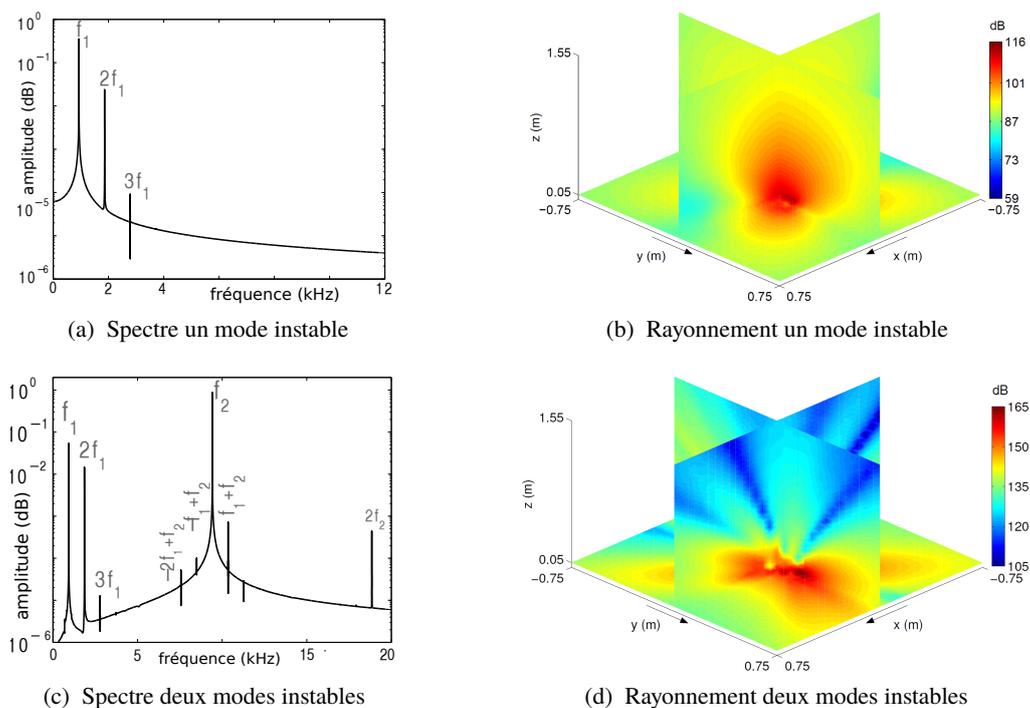


FIGURE 7 – Influence du coefficient de frottement sur les vibrations et le rayonnement acoustique.

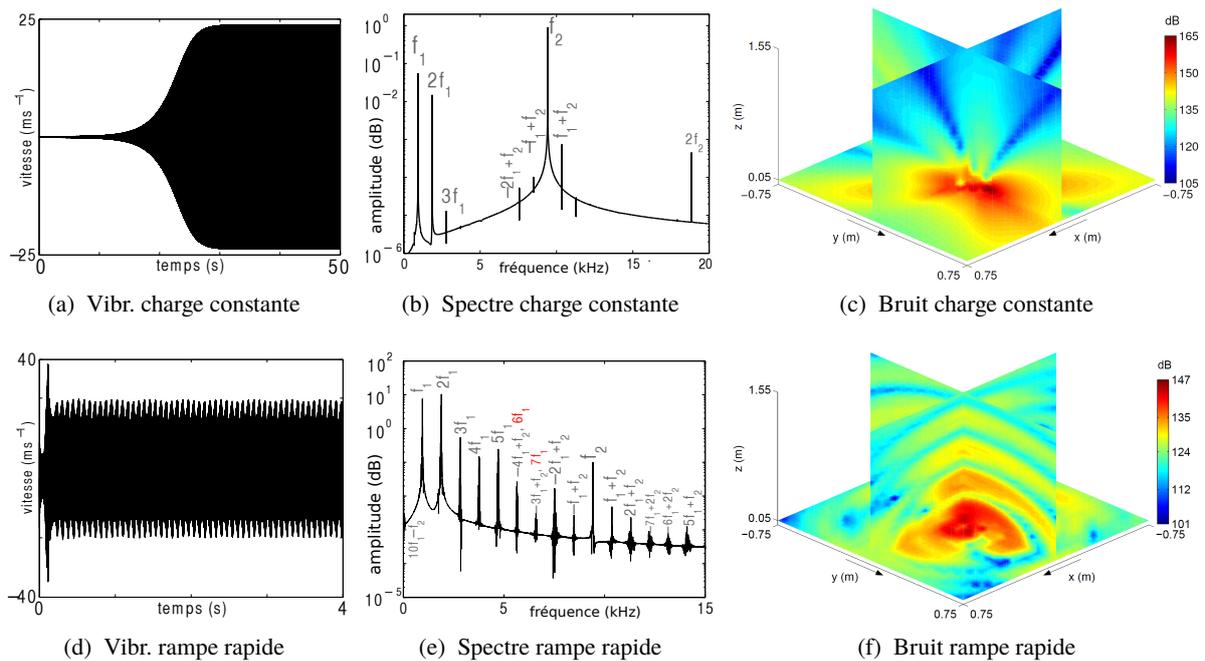


FIGURE 8 – Influence du chargement (constant et rampe rapide) sur les vibrations, le spectre et le rayonnement acoustique pour le cas à deux modes instables.

en rampe. Pour un même résultat de stabilité, on soumet le système à deux types de chargement : constant, rampe rapide et lente.

Les résultats majeurs de cette étude sont les suivants :

1. un chargement lent donne les même résultats qu'une charge constante,
2. un chargement en rampe suffisamment rapide peut déstabiliser une configuration stable,
3. un chargement rapide modifie totalement les vibrations en amplitude et en profil, provoque l'apparition de nouvelles composantes fréquentielles dans le spectre, modifie fortement le rayonnement en niveaux sonores et en directivité.

La conception des systèmes de freinage dans l'industrie s'effectue principalement à l'aide de l'analyse de stabilité de Lyapunov qui ne tient pas compte des chargements non constants. Ces travaux montrent les limites de cette analyse qui peut être contredite puisqu'une configuration stable peut aboutir à du crissement. D'autre part, ces recherches mettent en lumière la forte influence du profil de freinage sur les vibrations et le bruit rayonné ainsi que la nécessité d'en tenir compte en phase de conception. Par exemple, lors d'un freinage d'urgence, les disques sont soumis à des chargements rapides susceptibles de générer du crissement non prédit par les outils classiques d'analyse.

5 Techniques numériques avancées dédiées à l'acoustique du crissement

Le principal inconvénient de la démarche globale proposée est le temps de calcul du champ acoustique rayonné. Ceci vient en partie du fait qu'il est nécessaire d'effectuer un calcul de pression pariétale (i.e. sur la surface) pour chaque fréquence détectée dans le spectre du champ de vitesse. D'autre part, il est nécessaire d'utiliser une seconde fois la méthode des éléments de frontière pour estimer les niveaux sonores extérieurs. Pour accélérer la méthode, il faut d'une part limiter le nombre de fréquences et remplacer la dernière étape de la démarche globale par une approximation du bruit rayonné. Ces deux axes sont représentés par les cadres verts sur la Figure 5.

5.1 Critère de sélection des composantes fréquentielles

Malgré le grand nombre de fréquences détectées dans le spectre associé aux vibrations de crissement (jusqu'à 40 dans certains cas), une analyse de convergence de la pression acoustique montre que seules quelques fréquences participent de façon non négligeable au rayonnement global. L'idée développée ici consiste à sélectionner ces composantes en analysant la convergence de la vitesse quadratique moyenne. Cette grandeur peut être calculée à partir des vibrations uniquement, c'est-à-dire avant le calcul acoustique. Ainsi le nombre de calcul acoustique est fortement réduit. Un exemple d'application est proposé sur la Figure 9 sur laquelle on peut voir l'ensemble des fréquences détectées (haut), les fréquences sélectionnées (gauche) et la pression acoustique calculée avec les fréquences sélectionnées (droite). On peut voir que le critère introduit est pertinent et permet de représenter un rayonnement complexe avec très peu de composantes. Le gain en temps de calcul est très intéressant : jusqu'à un facteur 6 dans certains cas.

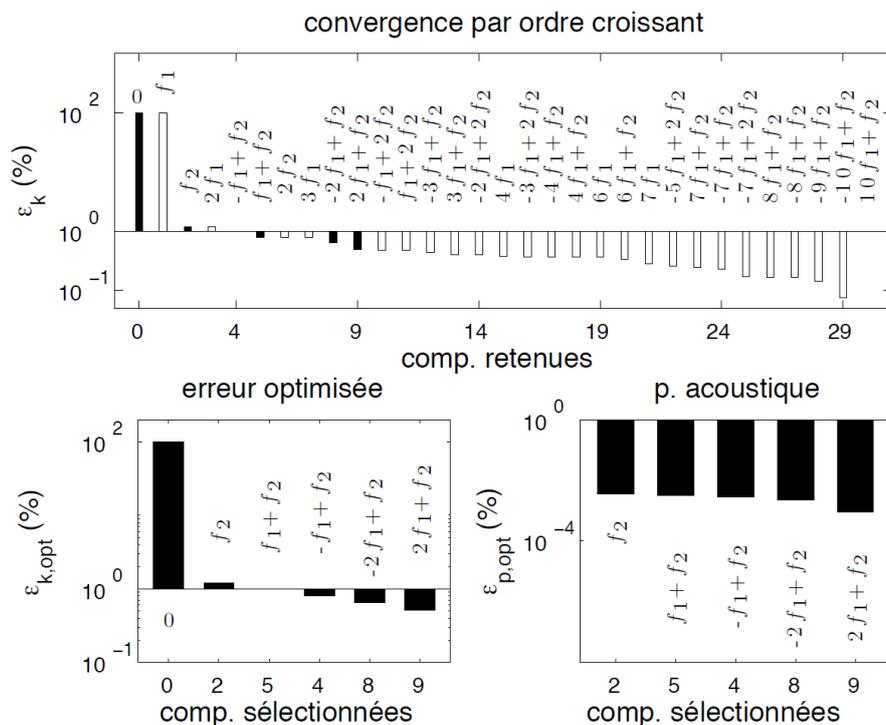


FIGURE 9 – Application du critère de sélection sur le cas à deux modes instables.

5.2 Approximation du champ acoustique rayonné

L'approximation proposée s'effectue en quatre étapes (Figure 10) :

1. la source est enfermée dans une sphère discrétisée et sa directivité est calculée par la BEM (Figure 10 I),
2. la directivité est interpolée afin d'être évaluée dans toutes les directions,
3. la source est condensée en un unique point qui rayonne la puissance acoustique moyenne et qui se situe à la position moyenne (Figure 10 II+III),
4. les niveaux de puissance acoustique sont évalués sans la BEM à partir du modèle suivant :

$$W_k(M) = \Phi_p S_{\Omega} \frac{h_k(\theta, \phi)}{R^2}, \text{ où } h_k \text{ est la directivité de l'itération } k.$$

Il faut tout de même noter que la qualité de l'approximation repose en grande partie sur l'estimation de la directivité effectuée par la BEM sur la sphère. Afin de stopper cet algorithme, différents indicateurs de convergence et estimateurs d'erreur ont été développés. Tant que la convergence n'est pas atteinte, la sphère de départ est rediscrétisée plus finement pour améliorer la directivité et le processus est réitéré.

Sur la Figure 11, on peut voir les résultats associés à une composante fréquentielle ayant un rayonnement complexe. Sur la Figure 11a, on peut voir la directivité pour différentes finesses de sphère calculée par la BEM et par notre algorithme qui donne d'excellents résultats. Sur la Figure 11b, on peut voir la carte de référence et les approximations pour chaque itération. On remarque que la méthode permet de reproduire les niveaux sonores de référence ainsi que le motif complexe.

En ce qui concerne le gain en temps de calcul, une synthèse est proposée sur la Table 1. On remarque que la méthode proposée peut s'avérer coûteuse (i.e. 11.5 heures pour ce cas) mais le temps total est indépendant du nombre de points d'écoute. La combinaison du critère de sélection ainsi que de l'approximation des niveaux sonores améliore significativement l'efficacité de la méthode. Une description détaillée de cette approche est proposée dans [5].

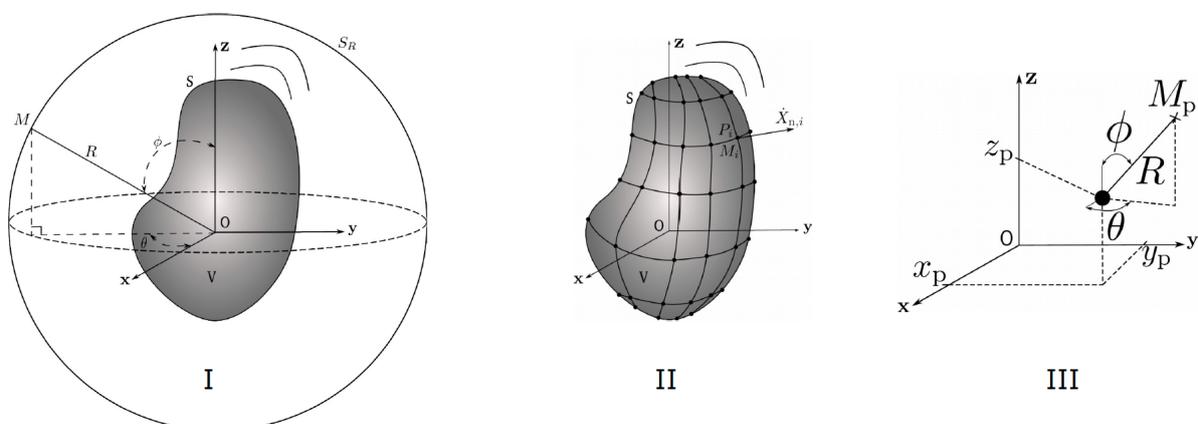
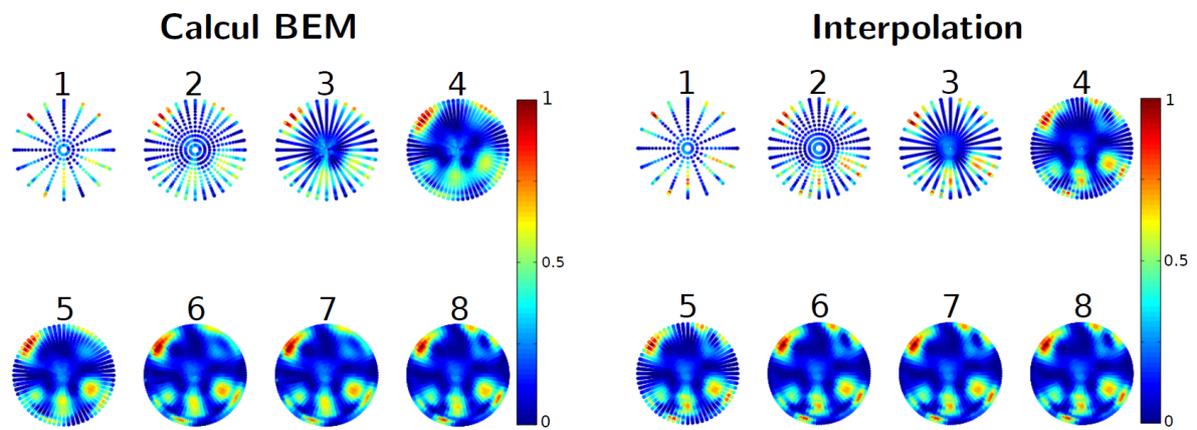
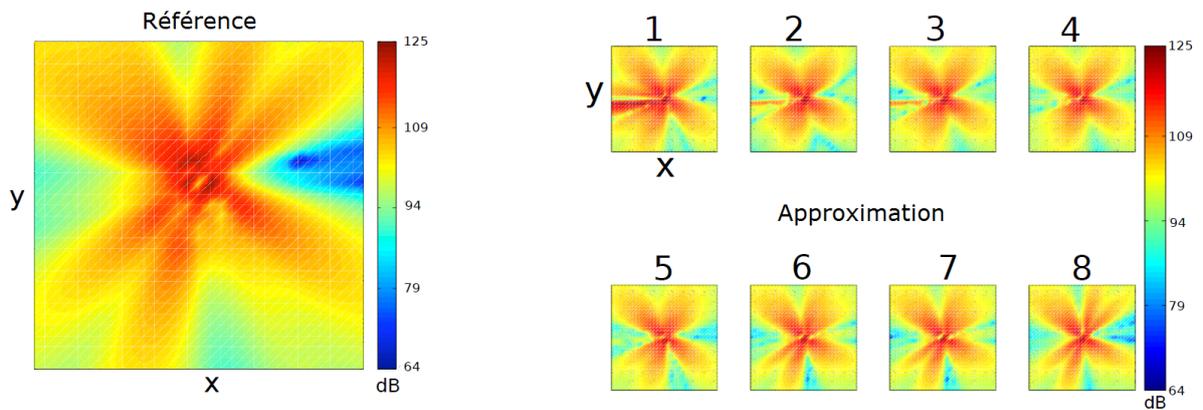


FIGURE 10 – Étapes de calcul de la directivité et de l'approximation de source ponctuelle.



(a) Calcul de la directivité : BEM - interpolation



(b) Reconstruction des niveaux sonores

FIGURE 11 – Application de la méthode d'approximation sur une composante fréquentielle.

$-2f_1 + f_2$	Approximation	BEM directe
Pression pariétale	2h	2 h
Directivité	9.5h	-
Pression extérieure	≈ 0	$N_{pts} \times 1s$
Total	11.5h	$2h + N_{pts} \times 1s$

TABLE 1 – Comparaison des temps de calcul entre la méthode proposée et la BEM classique.

6 Bilan et perspectives

L'objectif principal de ces travaux de thèse est de mettre en place une stratégie globale d'analyse numérique du crissement permettant d'aller jusqu'au calcul du rayonnement acoustique. Pour cela, différentes étapes sont mises en œuvre : la modélisation, l'analyse de stabilité, l'analyse vibratoire transitoire, le calcul du rayonnement et le développement de méthodes numériques. La compréhension du rôle du chargement sur la stabilité, la dynamique et l'acoustique du crissement constitue l'un des résultats importants de cette étude. De plus, les méthodes numériques développées pour le calcul acoustique permettent d'obtenir une approximation rapide et contrôlée des niveaux sonores.

Les avancées de ces travaux s'ouvrent sur plusieurs perspectives concernant la mise en œuvre d'essais expérimentaux, la modélisation de l'interface et l'amélioration des méthodes numériques proposées. L'objectif à plus long terme est d'obtenir une méthode numérique rapide et robuste permettant d'évaluer le rayonnement de crissement à partir d'un système industriel réel. L'ensemble de ces résultats constitue un apport important dans la thématique des vibrations non linéaires et du bruit induits par frottement et les connaissances acquises, l'apport de compréhension des mécanismes ainsi que les outils développés peuvent être intégrés en phase de conception des systèmes de freinage aéronautique, ferroviaire et automobile.

Références

- [1] A. Akay, Acoustics of friction, *Journal of Acoustical Society of America* 111 (4) (2002) 1525–1548.
- [2] N. M. Kinkaid, O. M. O'Reilly, P. Papadopoulos, Automotive disc brake squeal, *Journal of Sound and Vibration* 267 (1) (2003) 105–166.
- [3] H. Ouyang, N. Nack, Y. Yuan, F. Chen, Numerical analysis of automotive disc brake squeal : a review, *International Journal of Vehicule Noise* 1 (3–4) (2005) 207–231.
- [4] K. Soobbarayen, S. Besset et J-J. Sinou, Noise and vibration for a self-excited mechanical system with friction, *Applied Acoustics* 74 (2013) 1191–1204.
- [5] K. Soobbarayen, S. Besset et 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.