

Modélisation et analyse non linéaire des vibrations auto-entretenues de freins à disque crissants

O. CHIELLO^a

a. IFSTTAR, AME, LAE, F-69675 Bron

b. Université de Lyon, Centre Lyonnais d'Acoustique, F-69622 Lyon

olivier.chiello@ifsttar.fr

Résumé :

Dans cet exposé nous illustrons à l'aide d'un modèle simplifié de frein à disque ferroviaire les phénomènes essentiels qui nous semblent intervenir dans l'apparition des vibrations auto-entretenues à l'origine du crissement des freins et en particulier la manière dont les perturbations vibratoires instables de l'équilibre glissant du système sont stabilisées par les phénomènes non linéaires de décollement et d'adhérence au contact. Des simulations effectuées avec des lois de contact frottant très simples (Signorini/Coulomb) suffisent à mettre en évidence ces phénomènes de saturation et à obtenir des spectres vibratoires réalistes.

Abstract :

In this presentation, we discuss the main phenomena arising in the generation of the self-sustained vibrations leading to squeal noise on a simplified disc brake model. In particular, we focus on the way the unstable perturbations of the sliding equilibrium are stabilized by the non linear contact phenomena : separation and stick. Simulations are performed with very simple frictionnal contact laws (Signorini/Coulomb). They are sufficient to highlight these saturation phenomena and to obtain realistic vibrations spectra.

Mots clés : Crissement ; Freins à disque ; Contact ; Frottement ; Instabilités ; Dynamique non linéaire ; Vibrations auto-entretenues

1 Introduction

La réduction du bruit de crissement des systèmes de freinage des véhicules automobiles, ferroviaires et aéronautiques constitue un enjeu de plus en plus important dans le domaine des transports. La gêne induite par ces bruits caractérisés par des niveaux intenses et des spectres de raies peut être en effet considérable pour les passagers et les riverains. Il est communément admis que les vibrations à l'origine de ces bruits sont liées à des instabilités vibratoires dues au frottement entre les composants du système de freinage. La nature de ces instabilités est encore discutée mais l'hypothèse d'instabilité structurale par couplage de modes est largement partagée.

L'occurrence de ce type d'instabilités est souvent déterminée sur la base d'une linéarisation de la dynamique du système autour de la position d'équilibre glissant. L'étude des valeurs propres et des déformées des modes complexes obtenus permet de caractériser les perturbations vibratoires instables de cet équilibre. Pour autant, les vibrations auto-entretenues à l'origine du crissement, même si elles sont parfois proches de ces perturbations en terme de fréquence ou de déformées, ne peuvent pas être déterminées par une approche linéaire. En effet, la saturation des instabilités et l'apparition de cycles limites, tantôt périodiques ou quasi-périodiques, qui constituent ces vibrations auto-entretenues sont liées à des phénomènes fortement non linéaires qui stabilisent les divergences des perturbations initiales. Il est possible que ces phénomènes interviennent au niveau des composants du système de freinage mais nous pensons que la principale source de saturation provient des non-linéarités propres au contact frottant à savoir les pertes de contacts et les adhérences, ces deux phénomènes pouvant apparaître, par intermittence, sur une ou plusieurs zones de la surface de contact, à la place du glissement.

Dans cette étude, nous illustrons cette hypothèse sur un modèle simplifié de frein à disque ferroviaire où le contact frottant est modélisé par une loi de contact de Signorini (unilatéral) et une loi de frottement de Coulomb. Ces lois simples – il en existe sans doute de plus réalistes – ont l'avantage de mettre clairement en évidence le rôle des phénomènes non linéaires de décollement et d'adhérence dans l'établissement des vibrations auto-entretenues.

2 Formulation et résolution numérique

La méthode numérique utilisée est proche de celles proposées par Lorang [1] et Loyer [2]. Les hypothèses concernant la dynamique à l'intérieur des composants du système de freinage sont celles de l'élasticité linéaire en petits déplacements et petites déformations. Dans le disque, on se place dans un repère eulérien et l'on néglige les effets convectifs et inertiels liés au mouvement imposés. Le freinage est simulé par l'imposition d'un effort de freinage sur les parties fixes du système et d'une vitesse de glissement relative \mathbf{v} à l'interface en contact frottant. Sur cet interface, les déplacements relatifs \mathbf{g} et les contraintes \mathbf{r} satisfont les lois de contact de Signorini et de frottement de Coulomb sous la forme de deux projections :

$$\begin{aligned} r_n &= \text{proj}_{\mathbb{R}^-} (r_n - \rho_n g_n) \quad \forall \rho_n > 0 \\ \mathbf{r}_t &= \text{proj}_{C_\mu(r_n)} (\mathbf{r}_t - \rho_t (\dot{\mathbf{g}}_t - \mathbf{v})) \quad \forall \rho_t > 0 \end{aligned} \quad (1)$$

où les indices n et t indiquent respectivement les composantes normales et tangentielles tandis que les opérateurs $\text{proj}_{\mathbb{R}^-}$ et proj_{C_μ} désignent respectivement les projections sur l'ensemble des réels négatifs et sur le cône de Coulomb. Le coefficient de frottement noté μ est supposé constant. Une formulation faible Lagrangienne des équations est utilisée dans laquelle les déplacements et les contraintes au niveau de l'interface sont des inconnues. On discrétise ces équations par éléments finis avec des maillages compatibles sur l'interface. Les contraintes sont approchées avec les mêmes fonctions d'interpolations que celles utilisées pour les déplacements sur l'interface.

Les équations dynamiques non linéaires sont résolues à l'aide d'une intégration temporelle numérique. Le schéma d'intégration utilisée est la θ -méthode avec $\theta = 0.5$. Ce schéma de premier ordre est implicite, inconditionnellement stable et conservatif en l'absence de contact frottant. Il convient bien à la non régularité des lois de contact et de frottement [3]. A chaque pas de temps, les équations discrétisées non linéaires résultant de (1) sont résolues par une méthode de point fixe sur les réactions aux points de

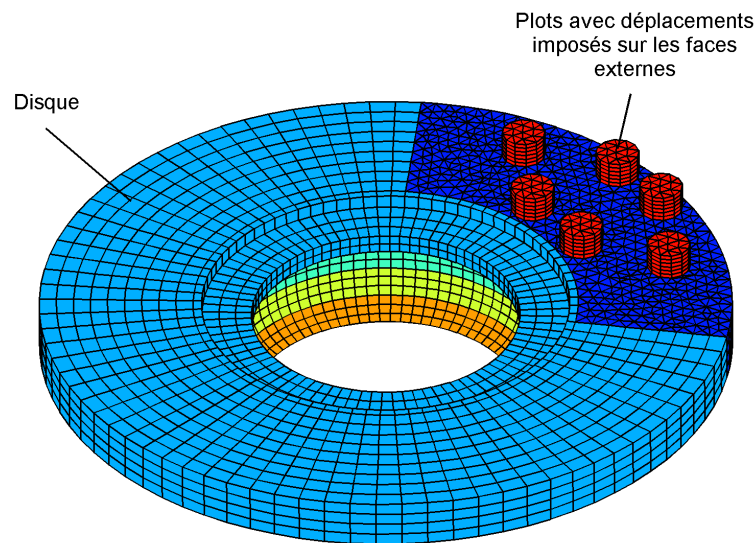


FIGURE 1 – Modèle simplifié

contact. Cette méthode converge lentement par rapport aux méthodes de Newton mais a l'avantage de conserver une "jacobienne" fixe à chaque itération. L'utilisation de paramètres d'augmentation ρ_n et ρ_t optimisés permet par ailleurs d'accélérer significativement l'algorithme [2].

3 Résultats

Le modèle proposé pour illustrer notre propos (cf. Fig. 1) est une version simplifiée du modèle de frein TGV développé dans le projet AcouFren (cf. [4] et remerciements). Il ne prend pas en compte la flexibilité des parties fixes du système de freinage et les garnitures sont modélisées par seulement 6 plots de part et d'autre du disque. Un amortissement visqueux de type Rayleigh est inclus dans le modèle. L'étude de stabilité fait apparaître plusieurs instabilités par couplage de modes. Des simulations temporelles non linéaires sont effectuées à $\mu = 0.4$, valeur pour laquelle deux modes sont instables. Les perturbations initiales testées sont des combinaisons de ces modes instables à faible amplitude (inférieure à celle générant le premier décollement). Ces conditions initiales ne sont pas très réalistes mais facilitent l'analyse de l'évolution des perturbations divergentes vers les oscillations auto-entretenues non linéaires, ce qui constitue l'objectif de l'étude.

L'évolution temporelle des statuts des points de contact et des variations d'énergies moyennes (cf. Fig. 2) montrent comment l'apparition de décollements et d'adhérences stabilise l'amplitude des oscillations et suffit à faire converger la solution transitoire vers des vibrations auto-entretenues stationnaires. Une analyse temps/fréquences permet par ailleurs de mettre en évidence qu'une part significative et croissante de l'énergie vibratoire se situe aux harmoniques de fréquences proches du ou des modes instables de départ. La comparaison des résultats correspondant aux différentes conditions initiales montre que les solutions stationnaires sont multiples avec des spectres se recouvrant parfois partiellement. Enfin, malgré la simplicité du modèle, les amplitudes et les spectres de vitesse normale quadratique moyenne sur la surface de la structure obtenus *in fine* sont pertinents vis-à-vis des mesures de crissement réalisées sur ce système de freinage.

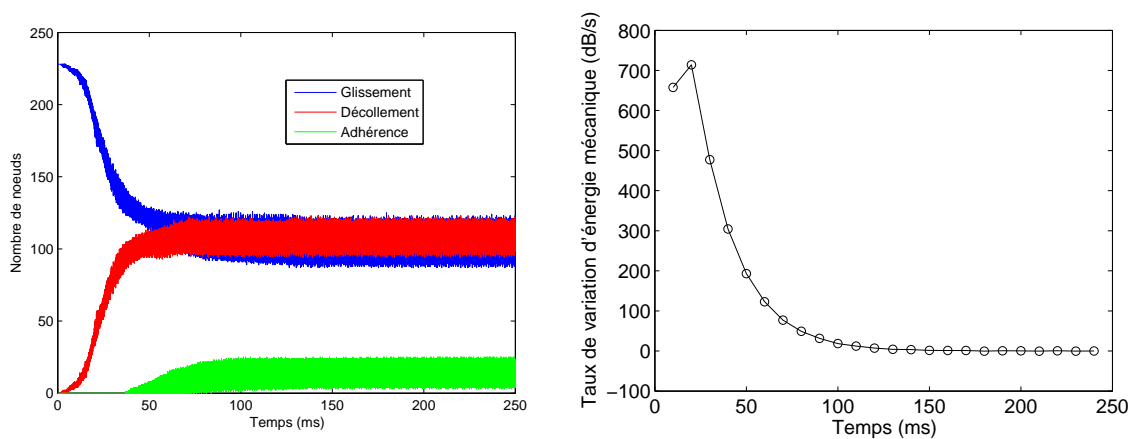


FIGURE 2 – Évolution des statuts des point de contact et de la variation d'énergie mécanique moyenne au cours du temps

Remerciements

Ce travail a été réalisé dans le cadre du projet collaboratif AcouFren (Outils d'aide à la spécification et à la conception de freins à disque ferroviaires optimisés vis-à-vis du crissement), achevé en 2014. L'auteur remercie les partenaires du projet (SNCF, ECL/LTDS, ENPC/Navier, SDTools, Vibratec, Alstom, Bombardier, Faiveley Transport) et l'ADEME pour son soutien financier.

Références

- [1] X. Lorang et O. Chiello. Stability and transient analysis in the modelling of railway disc brake squeal. *Notes on Numerical Fluid mechnaics and Multidisciplinary Design*, 99 :447–453, 2008.
- [2] A. Loyer, J-J. Sinou, O. Chiello et X. Lorang. Study of nonlinear behaviors and modal reductions for friction destabilized systems. Application to an elastic layer. *Journal of Sound and Vibration*, 331 :1011–1041, 2012.
- [3] P. Jean. The non-smooth contact dynamics methods. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 177 :235–257, 1999.
- [4] O. Chiello, J.-J. Sinou, N. Vincent, G. Vermot des Roches, F. Cocheteux, S. Bellaj et X. Lorang. Squeal noise generated by railway disc brakes : experiments and stability computations on large industrial models. In *21st International Congress on Acoustics (ICA 2013)*, Montréal, Quebec, Canada, 2013.