

Modélisation du crissement en courbe de matériels métro et tramway

Olivier Chiello

INRETS-LTE

25, avenue François Mitterrand

69675 Bron CEDEX

E-mail : olivier.chiello@inrets.fr

Nicolas Vincent

J.-R. Koch

VIBRATEC

28, chemin du petit Bois

BP 36

69131 Ecully CEDEX

E-mail : nicolas.vincent@vibratec.fr

Le bruit de crissement en courbe de matériel ferroviaire urbain constitue une source importante de gêne tant pour les passagers (tramway et métro) que pour les riverains (tramway). Bien identifié, il reste difficilement maîtrisable car il dépend de paramètres dont l'influence n'est pas clairement établie. Par conséquent, les solutions visant à réduire ou éliminer ce bruit ne donnent pas entièrement satisfaction, soit parce qu'elles ne sont pas totalement efficaces, soit parce qu'elles sont surdimensionnées et donc d'un coût trop important. Le projet PREDIT «Réduction du bruit de crissement en courbe de matériel ferroviaire urbain», qui vient de s'achever, visait à approfondir la connaissance des mécanismes de génération du bruit de crissement en courbe et à développer des solutions de réduction de ce bruit, optimisées sur le plan performances/coût. Parallèlement à des mesures en ligne et sur volant d'essai INRETS, un modèle de génération du bruit de crissement a été développé. Les principaux résultats de ce modèle sont présentés et comparés avec certains résultats expérimentaux.

The squeal noise generated by urban rail bound vehicles when taking a sharp curve is an important environmental nuisance for residents and passengers. This noise is easy to identify but there is still some difficulties to control it because the influence of various parameters is not clear. Thus, preventive treatments are either oversized and too expensive or partially inefficient. The aim of the French PREDIT project «Squeal noise control of urban rolling stock in sharp curves» was to improve the understanding of physical phenomena involved in squeal noise generation and develop new solutions or optimise existing solutions from a cost/performance point of view. In parallel to in situ and laboratory measurements, a model of squeal noise has been developed. Main results of this model are presented and compared with some experimental results.

Introduction

Problématique

Dans les courbes de faible rayon, les véhicules guidés sur rail génèrent parfois du crissement, un bruit intense, constitué de quelques raies en moyennes ou hautes fréquences dans lesquelles se concentre toute l'énergie du signal. Du fait de ces deux caractéristiques, ce bruit est très gênant comparé au bruit de roulement seul. Or le risque de crissement, significatif dans les courbes dont le rayon est inférieur à 100 ou 200 m selon le type de matériel roulant, concerne une proportion non négligeable des réseaux de tramway et de métros. Par ailleurs, les solutions visant à réduire ou éliminer ce bruit ne donnent pas entièrement satisfaction : soit elles ne sont pas totalement efficaces, soit elles sont surdimensionnées, soit encore elles nécessitent de lourdes contraintes de maintenance. L'analyse critique de ces solutions fait apparaître la nécessité de mieux comprendre les mécanismes liés à la génération du crissement pour mieux le contrôler. En particulier, les effets de nombreux paramètres sur l'occurrence et les caractéristiques du bruit émis doivent être établis.

Etat de l'art

Le problème du crissement en courbe a déjà fait l'objet de nombreux travaux de recherche, en particulier depuis la fin des années quatre-vingt [1-5]. Différents mécanismes de génération ont été proposés mais l'hypothèse la plus fréquemment retenue est celle proposée initialement par Rudd [6] : le frottement roue-rail latéral, dû à l'angle de dérive élevé imposé aux roues dans les courbes de faible rayon, engendre une instabilité dynamique de la roue, synonyme de vibrations auto-entretenues et de bruit rayonné. La cause première de cette instabilité serait la décroissance du coefficient de frottement roue-rail avec la vitesse de glissement relative au contact et les vibrations résultantes seraient de type adhérence-glissement (stick-slip). La modélisation des instabilités dynamiques liées au frottement est un sujet vaste, largement traité dans la littérature [7-9]. On distingue habituellement celles liées effectivement à la décroissance du coefficient de frottement et celles liées à un couplage des dynamiques tangentielles et normales du système par le frottement et pour lesquelles le coefficient de frottement peut être considéré constant. Dans le cas du crissement en courbe, la plupart des modèles existants prennent en compte seulement la dynamique latérale du système

roue-rail. Des publications récentes mettent toutefois en évidence l'effet de la dynamique verticale à travers la position du point de contact sur la roue mais les auteurs ne précisent pas si l'instabilité intervient à coefficient de frottement constant ou non [10].

Cadre des travaux

Le projet PREDIT «Réduction du bruit de crissement en courbe de matériel ferroviaire urbain», qui vient de s'achever, visait à approfondir la connaissance de ces mécanismes de génération et à développer des solutions de réduction du bruit, optimisées sur le plan performances/coût. Parallèlement à diverses actions expérimentales (essais en ligne sur métro et tramway, mesures sur volant d'essai à l'échelle 1/4, test et développement de solutions prototypes) un modèle de génération du crissement a été développé. Ce modèle a été très utile lors de la mise au point de dispositifs anti-crissement optimisés.

Description du modèle

Hypothèses

On considère une roue évoluant sur un rail en courbe avec une vitesse d'avance V_x et un angle de dérive α constants (cf. figure 1). On note :

$$V_y \approx \alpha V_x$$

la vitesse de glissement latérale résultante. La roue est soumise à une charge verticale constante N (poids compris). On note $v_y(t)$ la vitesse latérale de la roue au point de contact dans le repère mobile. On néglige la rotation de la roue, les rugosités rail-roue et l'élasticité du rail.

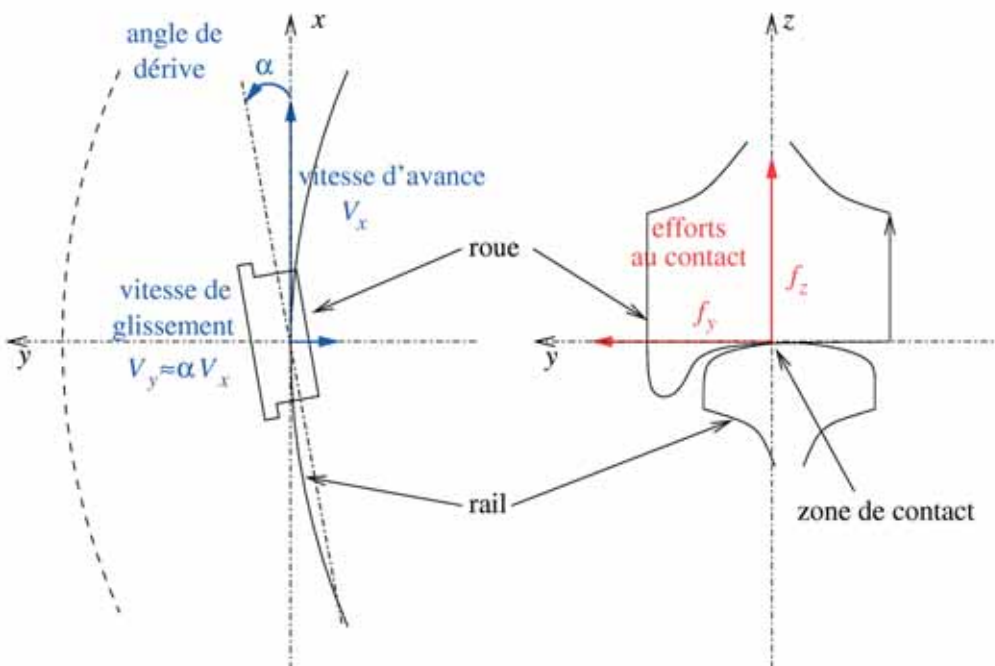


Fig. 1 : Position du problème

Efforts au contact

On néglige également les efforts de spin et de glissement longitudinal au point de contact. L'effort vertical $\phi_z(t)$ est donné par un modèle de contact Hertzien et l'effort latéral $\phi_y(t)$ par un modèle de frottement de roulement classique (cf. figure 2 et références [11,12]) combiné à un coefficient de frottement instantané μ constant ou décroissant avec la vitesse de glissement relative (on note γ la pente correspondante).

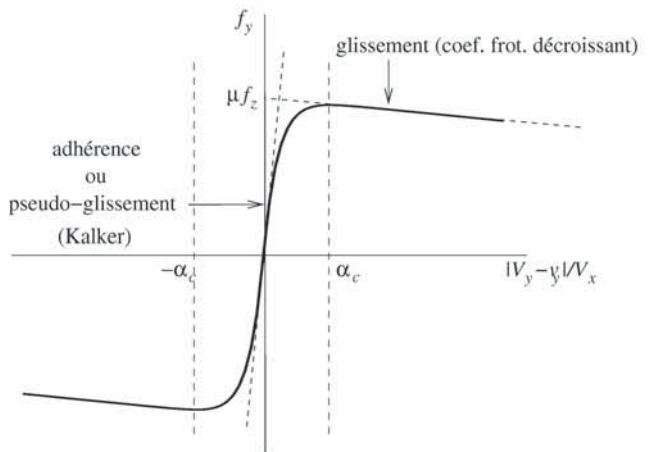


Fig. 2 : Loi de frottement de roulement

Dynamique de la roue

La roue est modélisée par éléments finis. Ses modes propres sont ensuite déterminés et normalisés par rapport à la masse. Un mode i est caractérisé notamment par sa pulsation propre ω_i , son amplitude latérale $\phi_{y,i}$ au point de contact et son facteur de perte η_i . On distingue les modes radiaux qui présentent un mouvement de

translation radiale du bandage (ils sont notés R_n , n étant le nombre de diamètres nodaux) des modes axiaux qui présentent un mouvement de translation axiale du bandage (ils sont notés mLn , m étant le nombre de cercles nodaux). La projection des efforts sur la base modale de la roue conduit à un système d'équations généralisées non linéaires qui est soit linéarisé autour de l'équilibre quasi-statique - une étude de stabilité permet alors de prévoir l'occurrence du crissement - soit intégré numériquement à partir de conditions initiales données - une étude des cycles limites permet alors de déterminer le niveau et le spectre des vibrations dans les cas instables - [13].

Critère de stabilité approché

Un des avantages de ce modèle est de pouvoir identifier d'éventuelles instabilités à coefficient de frottement constant liées à la dynamique verticale et au couplage intermodal. En négligeant ces deux aspects, on peut toutefois établir un critère approché de stabilité lié uniquement à la décroissance du coefficient de frottement. Ce critère est le suivant : le système est instable lorsque l'angle de dérive est supérieur à l'angle de dérive critique α_c (cf. figure 2) et qu'un des modes de roue i a son facteur de perte η_i inférieur à un facteur de perte critique $\eta_{c,i}$ (ce mode est alors instable) donné par :

$$\eta_{c,i} \approx \frac{|\gamma| N \Phi_{y,i}^2}{\omega_i}$$

On constate ainsi qu'à facteurs de perte identiques les modes les plus enclins à l'instabilité sont d'une part les modes à forte amplitude latérale c'est à dire notamment

les modes axiaux sans cercle nodal (OL_n), d'autre part les modes dont les pulsations sont basses, c'est à dire les modes d'ordre faible. Pour une roue monobloc faiblement amortie, le premier mode concerné est le mode OL_2 , les modes tels que $n = 0,1$ présentant un amortissement élevé car ils font intervenir l'axe de l'essieu.

Résultats numériques

Etude de stabilité

Une étude paramétrique a été menée sur une roue type dans la gamme [0-6 kHz]. Le modèle ne fait pas apparaître d'instabilités à coefficient de frottement constant. En revanche, les taux d'instabilité modaux liés à la décroissance du coefficient de frottement sont affectés par la dynamique verticale et le couplage intermodal, notamment lorsque le point de contact sur la roue est excentré [13].

Etude des cycles limites

Les cycles limites obtenus sont de type adhérence-glissement et sont peu affectés par la dynamique verticale. Les spectres sont composés d'une fréquence fondamentale correspondant à un des modes instables (mode dominant) à laquelle s'ajoutent de faibles harmoniques (cf. figure 4). La figure 3 montre l'émergence d'un mode dominant parmi différents modes instables. Dans le cas où deux modes instables ont des fréquences multiples, les fréquences de ces deux modes peuvent coexister dans le cycle avec des amplitudes équivalentes. A contributions modales initiales égales, le mode dominant

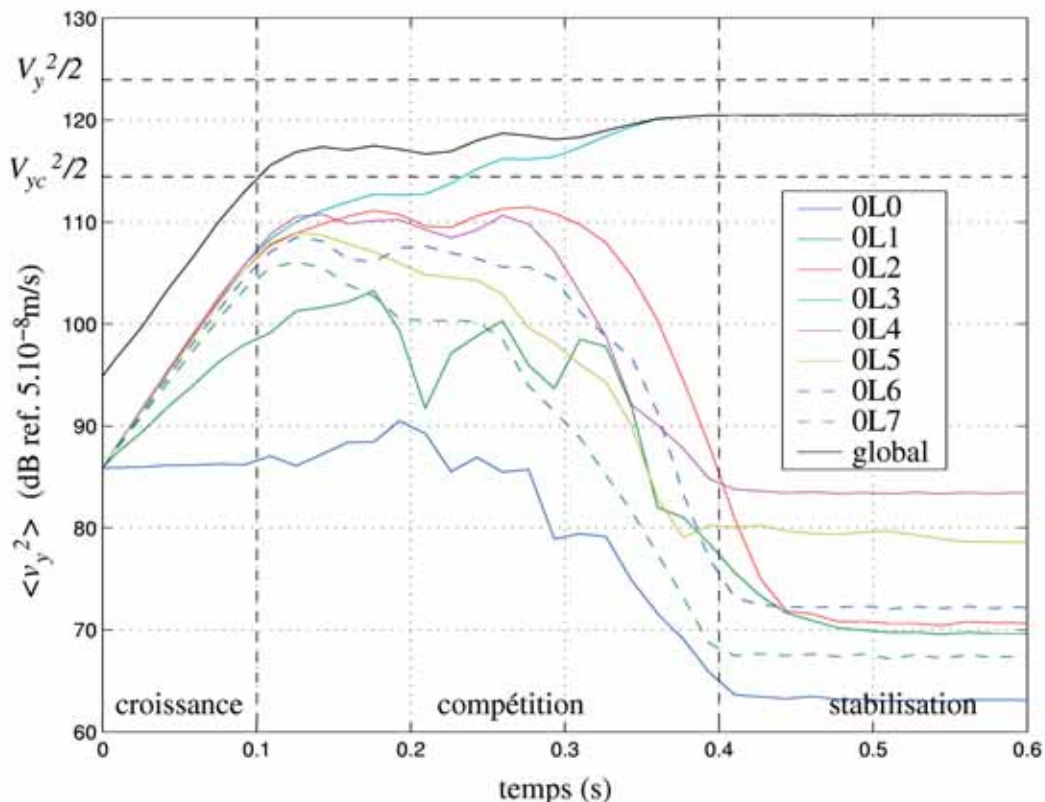


Fig. 3 : Evolution de la vitesse latérale au contact et contributions des différents modes

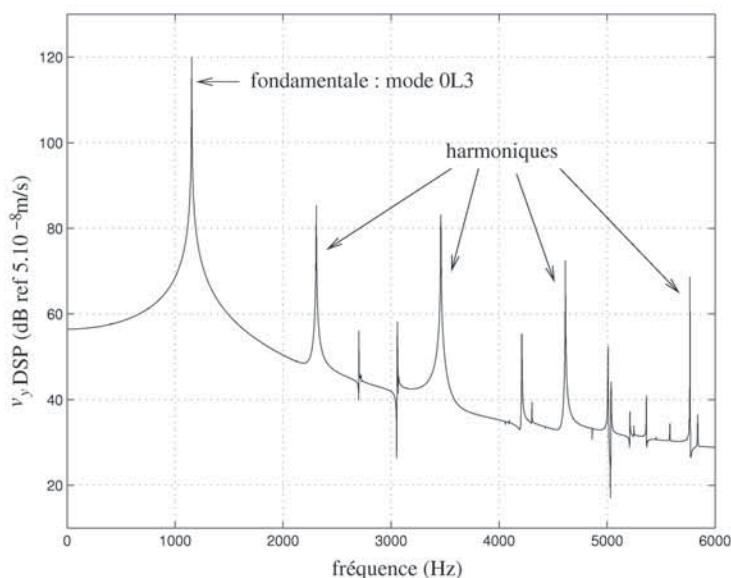


Fig. 4 : Spectre de la vitesse latérale au contact après stabilisation (cycle limite)

est généralement celui qui a le plus fort taux d'instabilité. Il y a cependant une incertitude importante sur ce mode dominant due à la non connaissance des conditions initiales, qui sont influencées par d'autres facteurs tels que les rugosités de la roue et du rail ou la variation de l'angle de dérive au cours du virage. Enfin, l'amplitude des vibrations est généralement de l'ordre de la vitesse de glissement.

$$V_y \approx \alpha V_x$$

(cf. figure 3). Lorsque plusieurs modes instables coexistent dans le bruit, le niveau peut être plus important.

Validation expérimentale

La présentation des mesures en ligne et sur volant d'essai fera l'objet d'une publication ultérieure. Quelques éléments de comparaison méritent toutefois d'être signalés. En premier lieu, les spectres mesurés sont très proches des spectres théoriques (types de modes crissant, amplitudes vibratoires, harmoniques). En particulier, les vitesses vibratoires observées sont effectivement proches de la vitesse de glissement imposée, ce qui est caractéristique des cycles d'adhérence-glissement. Comme annoncé, la prévision de l'ordre du mode crissant est délicate, étant donnée l'incertitude sur les conditions initiales ; on retrouve toutefois les tendances théoriques. Enfin, la corrélation sur les angles de dérives critiques et les facteurs de pertes critiques, paramètres caractéristiques de l'occurrence du crissement, est très encourageante, sous réserve de choisir une valeur correcte pour la pente du coefficient de frottement. Ce point représente d'ailleurs la principale limitation du modèle, ce paramètre n'ayant pu être recalé en raison de la difficulté à mesurer des courbes efforts-glissements instantanés au contact roue-rail.

Conclusion

Un modèle de génération de crissement en courbe a été présenté. Par rapport aux modèles existants, les principales originalités résident dans la prise en compte de la dynamique verticale du système et dans la possibilité de déterminer à la fois des taux d'instabilités (occurrence du crissement) et des cycles limites (niveau et spectre du crissement). La corrélation avec les résultats expérimentaux est correcte en particulier en ce qui concerne les amplitudes vibratoires. Même si l'effet de la dynamique verticale n'est pas négligeable, notamment pour des positions excentrées du point de contact, les instabilités identifiées par le modèle ne sont liées qu'à la décroissance du coefficient de frottement. Ce paramètre étant difficile à mesurer, la prévision de l'occurrence du crissement dans le cas général reste donc délicate d'autant plus qu'un doute subsiste sur le caractère intrinsèquement tribologique de cette décroissance.

Remerciements

Les auteurs souhaitent remercier les autres partenaires du projet, RATP, ALSTOM et VALDUNES ainsi que le Ministère délégué à la Recherche et aux Nouvelles Technologies pour son soutien financier.

Références bibliographiques

- [1] P. J. Remington, "Wheel/rail squeal and impact noise : What do we know ? what don't we know ? where do we go from here ?", *Journal of Sound and Vibration*, 116 (2), pp 339-353, 1985.
- [2] E. Schneider, K. Popp, et H. Irrerier, "Noise generation in railway wheels due to rail-wheel contact forces", *Journal of Sound and Vibration*, 120 (2), p.227-244, 1988.
- [3] C. J. M. van Ruiten, "Mechanism of squeal noise generated by trams", *Journal of Sound and Vibration*, 120 (2), p.245-253, 1988.
- [4] U. Fingberg, "A model of wheel-rail squealing noise", *Journal of Sound and Vibration*, 143 (3), p.365-377, 1990.
- [5] M. H. Heckl et I. D. Abrahams, "Curve squeal of train wheels, part 1 : Mathematical model for its generation", *Journal of Sound and Vibration*, 229 (3), p.669-693, 2000.
- [6] M. J. Rudd, "Wheel/rail noise, Part II : Wheel squeal", *Journal of Sound and Vibration*, 46 (3), p.395-417, 1976.
- [7] J. T. Oden et J. A. C. Martins, "Models and computational methods for dynamic friction phenomena", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 52, p.527-634, 1985.
- [8] R. A. Ibrahim, "Friction-induced vibration, chatter, squeal, and chaos part II : Dynamics and modelling", *Applied Mechanics Review*, 47 (7), p.227-253, 1994.
- [9] A. Akay, "Acoustics of friction", *Journal of the Acoustical Society of America*, 111 (4), p.1252-1548, 2002.
- [10] F. G. de Beer, M. H. A. Janssens, et P. P. Kooijman, "Squeal noise of rail-bound vehicles influenced by lateral contact position", *Journal of Sound and Vibration*, 267 (3), p.497-507, 2003.
- [11] J. J. Kalker, "Wheel-rail rolling contact theory", *Wear*, 144, p.243-261, 1991.
- [12] H. Chollet, "Contact roue-rail : Vérification expérimentale de la théorie de kalker, Rapport n°135, INRETS, Arcueil, France, 1990.
- [13] O. Chiello, "Stability analysis, time-domain solutions and vertical dynamics in the modeling of curve squeal generated by rail bound vehicles", *Proceedings of Euronoise 2003, Naples, Italie, 2003.*