

**LOI DE DISSIPATION DES VIBRATIONS
DANS UN CONTACT RUGUEUX**

***DISSIPATION LAW OF VIBRATION
IN ROUGH CONTACT***

A. Le Bot¹, V.H. Dang¹, D. Mazuyer¹, M. Guibert¹

¹ LTDS CNRS UMR5513 - École centrale de Lyon - 69134 Ecully - France

Résumé

Dans cette étude, nous présentons le résultat d'une expérience visant à mesurer l'évolution du bruit de frottement en fonction de l'aire de contact. Nous montrons que deux régimes peuvent exister. Dans le premier régime, le bruit croît avec l'aire de contact tandis que dans le deuxième régime le bruit est constant. Une explication de ce phénomène en terme de bilan énergétique est avancée. En introduisant une loi de dissipation des vibrations dans un contact, nous montrons que ces deux régimes sont liés à deux processus de dissipation.

Abstract

In this study, we present results of an experiment aiming to measure the evolution of friction noise versus contact area. It is shown that two regimes may exist. In the first one, the sound pressure level increases with the contact area while in the second one the sound is constant. An explanation of this phenomenon is proposed in terms of energy balance. By introducing a dissipation law of vibration in contact, it is shown that these regimes are the consequence of the existence of two dissipation processes.

1. INTRODUCTION

Le frottement de deux surfaces faiblement comprimées provoque un bruit caractéristique [1, 2, 3] large bande et d'un niveau sonore relativement faible. C'est le bruit que l'on peut entendre par exemple lorsque l'on se frotte les mains ou déplace un petit objet sur une table. Le mécanisme générateur du bruit peut être varié mais il est toujours lié à une multitude d'évènements élémentaires indépendants. Dans le cas du frottement de surfaces rugueuses, le bruit est provoqué par les nombreux impacts entre aspérités antagonistes et dépend naturellement de la rugosité [4]. On observe un couplage entre vibration normale des surfaces et frottement [5, 6].

Par ailleurs, il est bien connu qu'une interface frottante dissipe les vibrations bien plus efficacement que par hystérésis dans les matériaux [7]. Par exemple, dans les structures assemblées par rivets, l'action dissipatrice locale par micro-glissements domine l'amortissement modal. Un autre exemple, ce sont les carters d'huile de bas moteur constitués par superposition de deux tôles embouties et qui présentent des taux d'amortissement modal très élevés. Il est clair qu'une action maîtrisée de ce processus de dissipation permet de réaliser un gain de poids important sur les revêtements de matériaux amortissants.

Dans cette étude nous montrons le lien qui existe entre le bruit de frottement tel qu'il

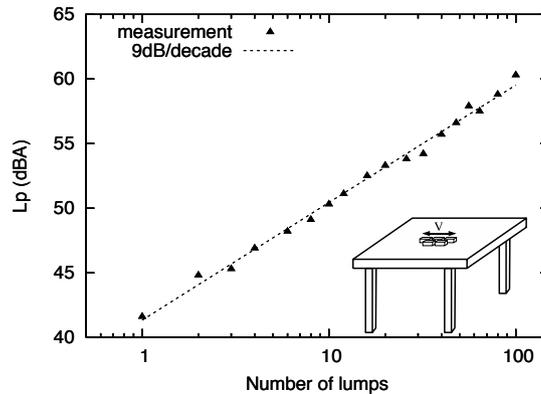


Fig. 1 Évolution du niveau sonore avec le nombre de morceaux de sucre sur une table en bois.
Evolution of SPL versus number of sugar lumps on a wood table.

peut être entendu lorsque l'on fait glisser deux surfaces rugueuses l'une contre l'autre, et le pouvoir dissipateur de l'interface elle-même.

2. DEUX RÉGIMES DE BRUIT

Lorsque l'on fait frotter des solides identiques sur une surface en bois, on observe que le bruit engendré est plus fort à mesure que l'on augmente le nombre de solides. L'expérience suivante est réalisée sur une table en bois sur laquelle on vient faire frotter des morceaux de sucre. La mesure du bruit émis est effectuée à l'aide d'un sonomètre dont la distance aux sources est maintenue constante. On observe figure 1 l'évolution du niveau sonore en fonction du nombre de glisseurs (la vitesse de glissement étant constante). La pente est voisine de 9 dB/décade et peut s'expliquer facilement par le raisonnement suivant. Les glisseurs agissent comme des sources sonores indépendantes de sorte que la puissance acoustique totale est simplement la somme des puissances individuelles. Celle-ci étant la même pour tous les glisseurs, la puissance acoustique totale est proportionnelle au nombre de glisseurs et la loi théorique est de 10 dB/décade. La mesure est donc proche de ce résultat.

Si on reproduit la même expérience sur une membrane de tambour, on observe un résultat très différent. Celui-ci est présenté figure 2. Le niveau sonore est quasiment constant. Pourtant les glisseurs ainsi que les états de surface sont sensiblement les mêmes que dans l'expérience sur la table en bois. On peut donc imaginer que le mécanisme générateur du bruit est le même. Ce résultat étrange ne peut donc être imputé à une remise en cause de la loi d'additivité des puissances individuelles.

3. DESCRIPTION DE L'EXPÉRIENCE

Afin de reproduire le phénomène précédent, nous avons réalisé l'expérience suivante [8, 9]. Le dispositif expérimental est représenté figure 3. Une plaque métallique en inox d'épaisseur 2 mm se comportant comme un résonateur vibratoire est fixée sur un massif en marbre. Sur celle-ci sont placés N glisseurs identiques aussi en inox. Les surfaces du résonateur et des glisseurs sont rugueuses, préparées par grenailage.

Les glisseurs sont tirés à vitesse constante par un moteur asservi. Le frottement des surfaces rugueuses provoque une vibration dans le résonateur. Celle-ci est mesurée par des accéléromètres collés sous le résonateur mesurant la composante verticale de l'accélération vibratoire. Un filtre intégrateur analogique convertit ce signal en vitesse vibratoire dont on retient la valeur efficace. Les glisseurs ont des fréquences propres situées au-delà des fréquences audibles. Ils peuvent donc être considérés comme infiniment rigides à l'échelle

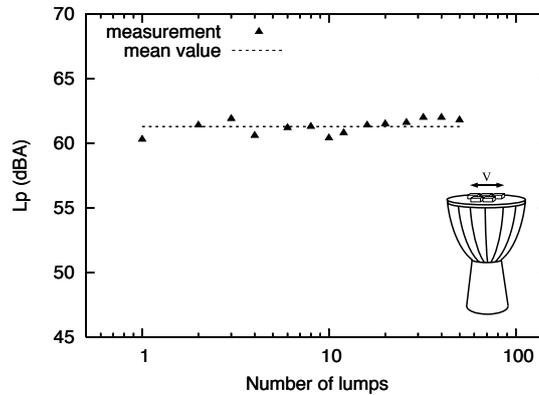


Fig. 2 Évolution du niveau sonore avec le nombre de morceaux de sucre sur un tambour.
Evolution of SPL versus number of sugar lumps on a drum membrane.

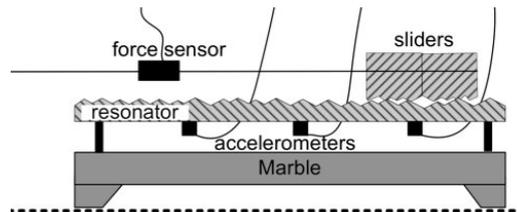


Fig. 3 Principe de l'expérience.
Principle of the experiment.

de l'expérience. Deux épaisseurs de glisseurs sont utilisées. On observe ainsi l'influence de la pression de contact sur le bruit.

Le résonateur est souple et comporte plusieurs centaines de fréquences propres dans la gamme audio. Cette forte densité modale assure que le champ vibratoire obtenu est diffus (homogène, isotrope). Les valeurs efficaces des vitesses vibratoires sont ainsi sensiblement identiques pour tous les accéléromètres. Sur la face inférieure du résonateur peut être collé un revêtement visco-élastique afin d'augmenter son taux d'amortissement modal.

Sur la figure 4 sont présentés les résultats de quatre expériences obtenues en combinant glisseurs épais ou minces, résonateur amorti ou réverbérant. On observe que l'évolution de la vitesse vibratoire en fonction de la surface de contact (nombre de glisseurs) est croissante avec une pente variable. Le cas glisseurs épais, résonateur réverbérant présente la plus faible pente, tandis que le couple glisseurs minces, résonateur amorti présente la plus forte pente. On retrouve ainsi que les deux régimes observés sur la table en bois et le tambour.

4. ANALYSE THERMODYNAMIQUE

Les deux régimes de bruit de frottement peuvent être expliqués par le raisonnement thermodynamique suivant. Le résonateur se comporte comme un réservoir d'énergie vibratoire. En isolant le système thermodynamique "résonateur", on est conduit à faire un bilan de l'énergie reçue et de l'énergie perdue. Celui-ci reçoit de l'énergie par les sources vibratoires que sont les glisseurs, puis perd de l'énergie vibratoire par divers processus de dissipation (cette même énergie étant convertie en chaleur, elle est perdue du point de vue du système vibratoire). On ne s'intéresse qu'au régime permanent de sorte que l'on écrira l'égalité entre la puissance reçue et la puissance perdue. On envisage deux causes possibles de perte de l'énergie vibratoire que l'on attribuera respectivement à de la dissipation interne ou par rayon-

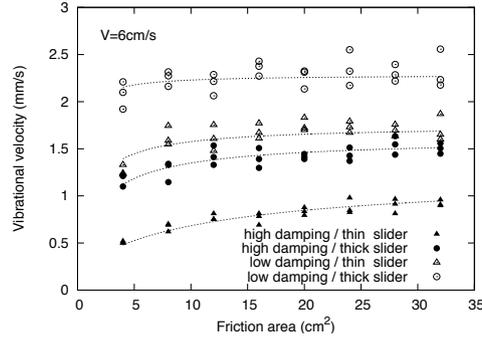


Fig. 4 Évolution du niveau vibratoire en fonction de l'aire de contact.
Evolution of vibrational energy versus contact area.

nement acoustique ayant lieu dans l'ensemble du résonateur en vibration et de la dissipation par friction localisée dans les zones de contact entre résonateur et glisseurs. Ainsi le bilan de puissance pour le système résonateur s'écrit,

$$P_{inj} = P_{int} + P_{fric}, \quad (1)$$

où P_{inj} est la puissance vibratoire injectée dans le résonateur par les sources tandis que P_{int} et P_{fric} sont les deux termes de pertes.

La première expérience avec la table montre que les sources apportent toutes la même puissance et que celle-ci est additive. La puissance injectée peut donc s'écrire,

$$P_{inj} = pS, \quad (2)$$

où p est la puissance vibratoire unitaire et S la surface totale des glisseurs. Cette relation indique simplement que la puissance vibratoire injectée est proportionnelle au nombre de glisseurs.

Le premier processus de perte est lié à la dissipation interne du matériau et/ou du rayonnement acoustique. La loi est bien connue,

$$P_{int} = \eta_i \omega m v^2 A, \quad (3)$$

où A est l'aire totale du résonateur, m la masse par unité de surface, v la valeur efficace de la vitesse vibratoire transverse, $m v^2$ l'énergie vibratoire par unité de surface et $\eta_i \omega$ le coefficient d'amortissement. Ce coefficient $\eta_i \omega$ peut être mesuré par la technique classique de la durée de réverbération (il s'agit de donner un coup de marteau à la structure et d'écouter la persistance du son). Un système réverbérant (plaque en inox nue) aura un $\eta_i \omega$ faible essentiellement dû au rayonnement acoustique tandis qu'un système très amorti (plaque avec ajout du revêtement visco-élastique) aura un $\eta_i \omega$ fort lié aux dissipations internes dans le revêtement.

Lors du second processus, la vibration est dissipée directement dans le contact à l'interface entre résonateur et glisseurs. Un moyen simple d'observer ce phénomène consiste à placer des glisseurs (ou n'importe quel objet) sur une plaque réverbérante et remarquer que la persistance du son après un choc est bien moins grande avec les objets posés que sans eux. La vibration est rapidement dissipée à cause de la présence d'une interface frottante. Par analogie avec la loi précédente, nous écrivons,

$$P_{fric} = \eta_c \omega m v^2 S, \quad (4)$$

où S est l'aire totale du contact, $\eta_c \omega$ un coefficient ad-hoc. Ce coefficient peut être aussi estimé par la technique de la durée de réverbération en présence du contact. Plus il y a de contact, plus la dissipation est importante. C'est ce qu'indique la proportionnalité avec S .

En combinant les équations précédentes, on obtient facilement,

$$mv^2 = \frac{pS}{\eta_i \omega A + \eta_c \omega S}. \quad (5)$$

Deux cas particuliers peuvent être envisagés. Lorsque l'amortissement interne domine (c'est le cas de la table en bois), $\eta_i \gg \eta_c$ et,

$$mv^2 = \frac{pS}{\eta_i \omega A}. \quad (6)$$

L'énergie vibratoire et donc aussi la puissance acoustique rayonnée sont proportionnelles à l'aire de contact S c'est-à-dire au nombre de glisseurs. Mais lorsque $\eta_c \gg \eta_i$,

$$mv^2 = \frac{p}{\eta_c \omega}, \quad (7)$$

et le son ne dépend plus de l'aire de contact et donc du nombre de glisseurs.

Introduisons les nombres sans dimension,

$$X = \frac{\eta_c \omega S}{\eta_i \omega A}, \quad Y = \frac{\eta_c \omega m v^2}{p}, \quad (8)$$

L'équation (5) devient,

$$Y = \frac{X}{X + 1}. \quad (9)$$

Le régime de dissipation interne se retrouve lorsque $X < 1$ et conduit à la proportionnalité du son avec le nombre de sources $Y = X$. Le régime d'amortissement par contact apparaît lorsque $X > 1$, et le son devient constant $Y = 1$.

Sur la figure 5 sont tracées les valeurs des mesures précédentes avec les nombres sans dimension. Il apparaît clairement que l'ensemble des mesures suit la courbe maîtresse (9).

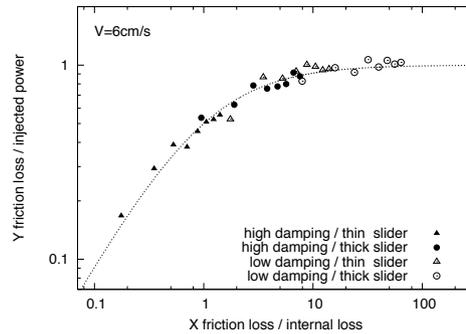


Fig. 5 Évolution de Y en fonction de X et résultats des expériences précédentes.
Evolution of Y versus X and results of previous experiments.

5. CONCLUSION

Lorsque l'on fait frotter deux solides dont les surfaces sont rugueuses, deux régimes de bruit existent. Dans le régime linéaire, le bruit est proportionnel à l'aire de contact tandis que dans le deuxième régime, le bruit ne dépend pas de la surface de frottement. *Dans cette étude nous avons montré le lien qui existe entre ces deux régimes de bruit de frottement et le pouvoir dissipateur de l'interface elle-même.*

Pour expliquer l'existence de ces deux régimes, nous avons été conduits à proposer la loi (4) de dissipation de l'énergie vibratoire dans l'interface [9], Selon celle-ci la puissance vibratoire dissipée est proportionnelle à l'aire de contact et à la densité d'énergie vibratoire. La loi (4) est construite par analogie avec la loi de dissipation interne (3) où l'on a simplement remplacé l'aire du résonateur A par l'aire de contact S . Elle doit être considérée comme une hypothèse heuristique. Sa validité repose essentiellement sur le fait qu'elle permet d'expliquer les observations. Il conviendrait d'en faire une vérification expérimentale directe.

Cette hypothèse (4) conduit à l'établissement d'une courbe maîtresse sur des nombres sans dimension que nous avons notés X et Y . Ils sont construits en combinant entre autres le taux de dissipation dans le contact et la puissance vibratoire injectée par unité de surface. Or ces deux quantités sont très difficiles à mesurer directement. L'identification des nombres X et Y ouvre donc la voie à leur mesure indirecte. C'est ce que nous avons proposé dans [9].

6. RÉFÉRENCES

- [1] Akay A., « Acoustics of friction », *J. Acoust. Soc. Am.* 111 (2002) 1525-1548
- [2] Stoimenov B., Maruyama S., Adashi K., Kato K., « The roughness effect on the frequency of frictional sound », *Tribol. Int.* 40 (2007) 659-664
- [3] Ben Abdelounis H., Le Bot A., Perret-Liaudet J., Zahouani H., « An experimental study on roughness noise of dry flat surfaces », *Wear* 268 (2010) 335-345
- [4] Othman M. O., Elkholy A. H., « Experimental investigation of friction noise and surface-roughness characteristics », *Exp. Mech.* 47 (1990) 328-331
- [5] Chang W. R., Ling F. F., « Normal impact model of rough surfaces », *J. Tribol.* 114 (1992) 439-447
- [6] Hess D. P., Soom A., « Normal vibrations and friction at a Hertzian contact under random excitation: theory and experiments », *J. Sound Vib.* 153 (1992) 491-508
- [7] Thomas S., « Vibrations damped by solid friction », *Philos. Mag.* 9 (1930) 329-345
- [8] Le Bot A., Bou Chakra E., « Measurement of friction noise versus contact area of rough surfaces weakly loaded », *Tribol. Lett.* 37 (2010) 273-281
- [9] Le Bot A., Bou Chakra E., Michon G., « Dissipation of vibration in rough contact », *Tribol. Lett.* 41 (2011) 47-53