

Les mécanismes de génération du bruit de roulement et l'influence des caractéristiques de chaussée

Jean-François Hamet,
INRETS LTE,
25, avenue François Mitterrand,
69675 Bron CEDEX,
tél. : 04 72 14 24 02,
fax : 04 72 37 68 37,
e-mail : hamet@inrets.fr

Le bruit de roulement est une composante importante du bruit de trafic. Il est possible de le réduire en agissant sur le revêtement. L'objectif de cet article est de présenter les principes des revêtements silencieux. Dans une première partie, l'évaluation du bruit de roulement, la détermination de son importance dans l'émission acoustique d'un véhicule routier, sont illustrées à travers les cas d'un véhicule léger et d'un poids lourd. Les principaux phénomènes mis en jeu dans la génération du bruit pneumatique/chaussée sont présentés et l'état des modélisations indiqué. Les modèles physiques s'avèrent bien adaptés à l'explication des phénomènes. Les modèles statistiques ou hybrides semblent plus opérationnels à court terme.

Rolling noise is an important part of traffic noise. It is possible to reduce it by using suitable road surfaces. The object of this paper is to present the basics of low noise surfaces. The evaluation of rolling noise, its importance in the vehicle noise emission are first illustrated using a light vehicle and a heavy vehicle case. The main phenomena at stake in the tire road noise generation are then presented and the modeling situation indicated. The physical models come out to be well suited for the explanation of the phenomena. The statistical or hybrid models seem more operational in the short range.



Il y a quelque vingt-cinq ans, le bruit de roulement émergeait comme thème de recherche : un symposium, organisé aux États-Unis en 1976 dans le but d'effectuer un état de l'art sur le sujet et plus particulièrement sur les potentiels de réduction, faisait ressortir que ce but restait encore très éloigné : les méthodes de mesure étaient dans leur "adolescence", les connaissances reposaient sur des recherches isolées, pour beaucoup à un niveau encore très fondamental. Cette situation perdura jusqu'au début des années 90. Aujourd'hui, même si bien des points restent à étudier, la recherche ne se limite plus à un stade fondamental mais participe au développement de produits comme les chaussées plus silencieuses. Nombre de communications sont effectuées depuis quelques années sur le sujet, à tous niveaux. Un ouvrage récent fait le bilan des connaissances [1].

Vouloir donner une information synthétique en quelques pages tient aujourd'hui de la gageure. Cet article sur la réduction du bruit de roulement par les revêtements de chaussée ne sera donc pas exhaustif. Après avoir situé rapidement le bruit de roulement dans l'émission acoustique d'un véhicule routier, les principaux phénomènes mis en jeu seront décrits et les principes de réduction esquissés. Chaque fois que possible, les informations seront illustrées par des résultats de mesure ou des résultats de modélisation.

La présentation sera limitée aux aspects acoustiques.

Part du bruit de roulement dans les émissions acoustiques des véhicules routiers

Le bruit de roulement est reconnu pour être, au-delà d'une certaine vitesse et d'un certain rapport de boîte, la source de bruit prédominante d'une voiture ou d'un poids lourd. Ceci peut être diagnostiqué en effectuant l'analyse de niveaux de bruit mesurés au passage du véhicule sous différentes conditions de fonctionnement ou en mettant en œuvre des techniques de localisation. La première démarche est illustrée ci-après pour le cas d'un véhicule léger, la seconde pour le cas d'un poids lourd.

Émission acoustique d'un véhicule léger

L'émission acoustique d'un véhicule est en général déterminée à partir de mesures de bruit effectuées à l'aide d'un microphone placé à 7,5 m de l'axe de la trajectoire du véhicule. On définit comme loi d'émission en dB (A) l'évolution $L_{Amax}(V)$ du niveau de bruit maximum au passage en fonction de la vitesse [2]. La figure 1 représente les niveaux mesurés au passage d'un véhicule léger, sur route horizontale, à vitesse stabilisée, sous les différents rapports de boîte (les résultats de mesure sont matérialisés par les petits cercles colorés). La loi d'émission peut être donnée pour chaque rapport de boîte ; on trouve par exemple pour le rapport 1 : $L_{Amax}(V) = 91,2 + 35,2 \log(V/90)$. Les lois d'émission pour chaque rapport sont illustrées par les traits pointillés (le tracé est restreint à la plage de vitesses pour lesquelles les mesures ont été effectuées).

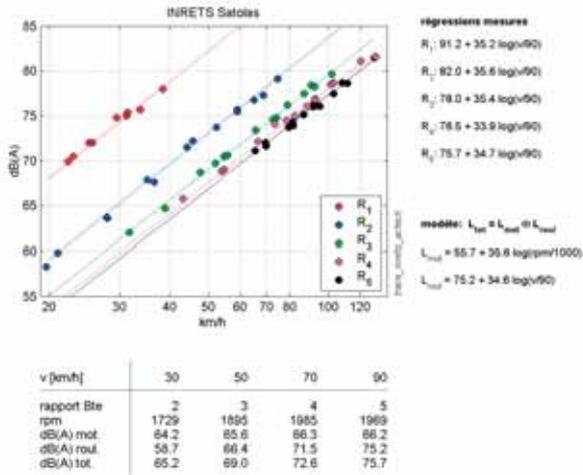


Fig. 1 : Émission acoustique d'un véhicule léger diesel

Pratiquement, on constate que la loi d'émission du véhicule peut être modélisée comme résultant de la contribution de deux composantes : l'une L_{mot} liée à la motorisation (elle inclut l'échappement) fonction uniquement du régime moteur (rpm), l'autre L_{roul} liée au roulement fonction uniquement de la vitesse : $L_{tot}(V, \text{rpm}) = 10 \log(10^{L_{mot}/10} + 10^{L_{roul}/10})$.

Les estimations $L_{tot}(V, \text{rpm})$ sont visualisées par les traits continus (l'évaluation est estimée valable dans toute la plage des vitesses de mesure). Le tableau de la figure 1 donne les L_{mot} , L_{roul} , L_{tot} calculés à quelques vitesses et rapports de boîte. On constate que dès 50 km/h en troisième rapport la composante roulement l'emporte sur la composante moteur (qui est ici un diesel) : 66,4 dB (A) contre 65,6 dB (A).

Localisation des sources de bruit sur un poids lourd [3]

L'antenne microphonique est un système de mesure acoustique directif, composé d'un ensemble de microphones disposés dans l'espace avec une configuration géométrique prédéfinie. La direction d'écoute peut être modifiée *a posteriori* (par traitement en laboratoire des signaux enregistrés). Pour une mesure au passage d'un véhicule, l'antenne est placée en bordure de la voie de circulation.

Le schéma de principe présenté Figure 2 est celui d'une antenne linéaire horizontale (dont le faisceau d'écoute est donc une bande verticale), permettant la séparation horizontale des sources du véhicule.

Un train routier a été mesuré en fonction de ses paramètres de fonctionnement (charge, vitesse, régime et rapport de boîte). Trois zones sources principales ont pu être identifiées : zone source avant (incluant les composantes mécaniques – moteur et boîte de vitesse – et les roues directrices), roues motrices (à l'arrière du tracteur), roues de la remorque. Si la zone source avant prédomine aux vitesses faibles (< 30 km/h) avec une contribution relativement constante sur toute la gamme de vitesse, le bruit de roulement prend rapidement de l'importance quand la vitesse augmente (figure 3).

On constate particulièrement que la contribution des différentes roues n'est pas identique. À 65 km/h, la source principale est située au niveau des roues motrices. Ceci s'explique par les pneumatiques qui sont ici «agressifs», mais il n'est pas exclu que le pont contribue aussi au niveau sonore (ceci pourrait être apprécié en utilisant une autre géométrie d'antenne).

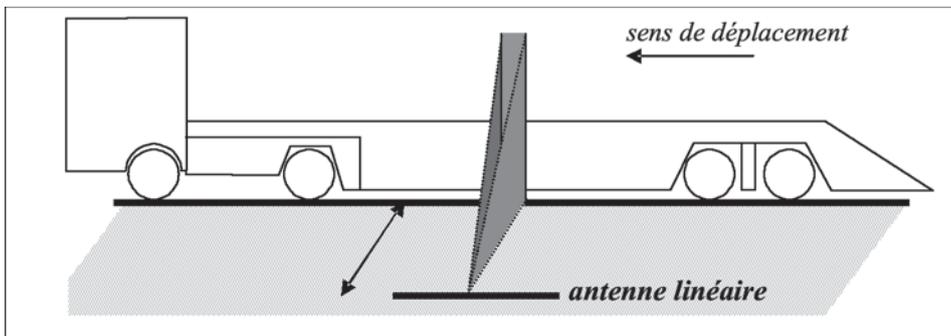


Fig. 2 : Schéma de principe de mesure avec une antenne horizontale

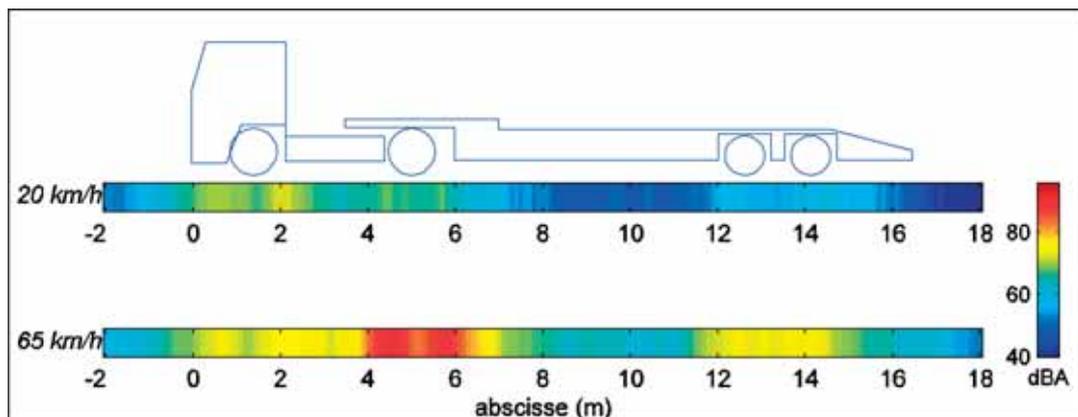


Fig. 3 : Niveau de bruit reçu par l'antenne à 2,4 mètres du véhicule à 20 km/h et 65 km/h (fréquences 140 Hz à 2 200 Hz)

Influences du pneumatique et de la chaussée

Le bruit de roulement contribue donc de façon importante à l'émission acoustique d'un véhicule routier. Il résulte d'un phénomène d'interaction entre le pneumatique et la chaussée et dépend de l'un et de l'autre. Une synthèse des méthodes de mesure du bruit de roulement et de leur domaine d'application est donnée dans [4].

Le pneumatique

L'influence du pneumatique peut être illustrée par des mesures effectuées sur un même revêtement. La figure 4 rassemble les résultats obtenus sur une piste d'essai de l'INRETS avec une vingtaine de véhicules légers, de kilométrage varié, représentatifs du parc automobile actuel. Les mesures ont été effectuées en condition de passage «point mort» [2]. Plusieurs passages sont effectués à différentes vitesses avec chaque véhicule. À une vitesse donnée, les écarts de niveaux sont inférieurs à 4 dB (A) ; les largeurs de pneu vont de 155 mm à 195 mm.

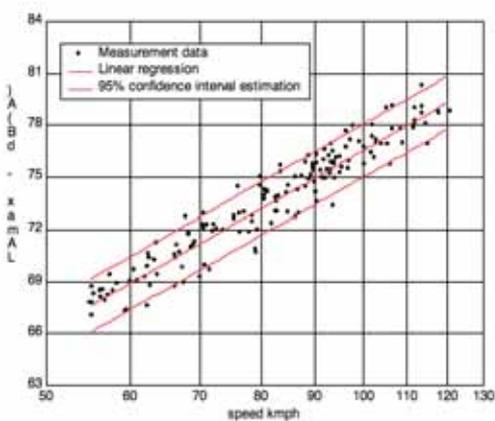


Fig. 4 : Niveaux de bruit de roulement en dB (A) de véhicules légers mesurés sur une piste d'essai de l'INRETS [5].

Le revêtement

Le niveau de bruit de roulement associé à un revêtement est en général déterminé expérimentalement à partir des niveaux au

passage de véhicules du trafic [6]. Le principe de l'évaluation est illustré Figure 6 (Mesures SPB) : pour chaque revêtement, on mesure les L_{Amax} d'un certain nombre de véhicules du flot, on effectue une régression niveau/vitesse puis on détermine le niveau $L_{Amax}(V)$ du bruit de roulement du revêtement à la vitesse V (90 km/h sur la figure)¹. La synthèse des résultats, effectuée par le Laboratoire régional des ponts et chaussées de Strasbourg, est représentée sur la partie droite de la figure (probablement familière à bien des lecteurs) : chaque point du graphe représente le $L_{Amax}(90)$ d'un revêtement appartenant à la catégorie indiquée sur l'axe horizontal.

La différence entre la plus bruyante et la moins bruyante des catégories atteint 10 dB (A). Dans une même catégorie, les écarts peuvent dépasser 5 dB (A). La détermination des causes de ces variations (différences de formulations, différences de mise en œuvre, hétérogénéité acoustique de la surface, dégradation de la surface par suite du trafic...) fait partie des recherches menées dans différents laboratoires.

L'hétérogénéité de surface

Les mesures effectuées au passage d'un véhicule sont des évaluations locales : les niveaux maximums relevés par le microphone de mesure se produisent lorsque les véhicules roulent sur la portion de revêtement située au droit du microphone de mesure. Rien ne garantit *a priori* que cette portion soit représentative de toute la longueur du revêtement. L'hétérogénéité acoustique du revêtement peut être estimée par la procédure de mesure «en continu» qui consiste à relever le bruit au voisinage d'un pneumatique roulant sur le revêtement. Cette technique, mise en œuvre aux États-Unis dès les années 70, est utilisée maintenant dans plusieurs pays d'Europe. La procédure n'est toutefois pas normalisée à ce jour. Le système utilisé à l'INRETS pour des besoins de recherches est approprié à des mesures sur de faibles longueurs (de vingt à deux cents mètres). Des relevés sont effectués à différentes vitesses de passage. Pour chaque passage, la vitesse et le niveau de bruit sont déterminés sur chaque rotation du pneumatique. Un traitement statistique sur les résultats permet d'évaluer, le long du parcours, les niveaux à une vitesse donnée. Un repérage de position de départ effectué lors des mesures permet de tracer ces niveaux en fonction de la distance sur la surface [7]. Deux illustrations sont données Figure 6, l'une correspondant à un revêtement plutôt homogène, l'autre à un revêtement plutôt hétérogène (la surface ne paraissait pas dégradée). Chaque point représente

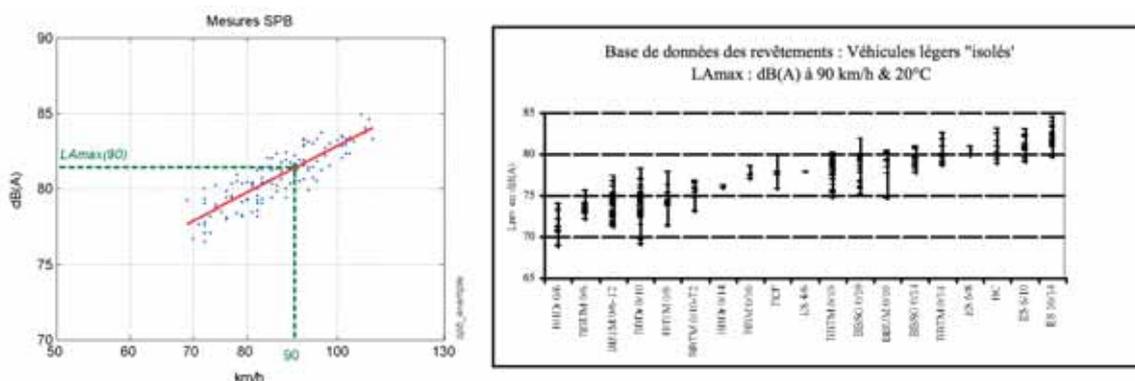


Fig. 5 : Gauche : Principe de l'évaluation du $L_{Amax}(90)$ dans la méthode SPB. Droite : véhicules légers, $L_{Amax}(90)$ de différents revêtements (Base de données gérée par le Laboratoire régional des ponts et chaussées de Strasbourg)

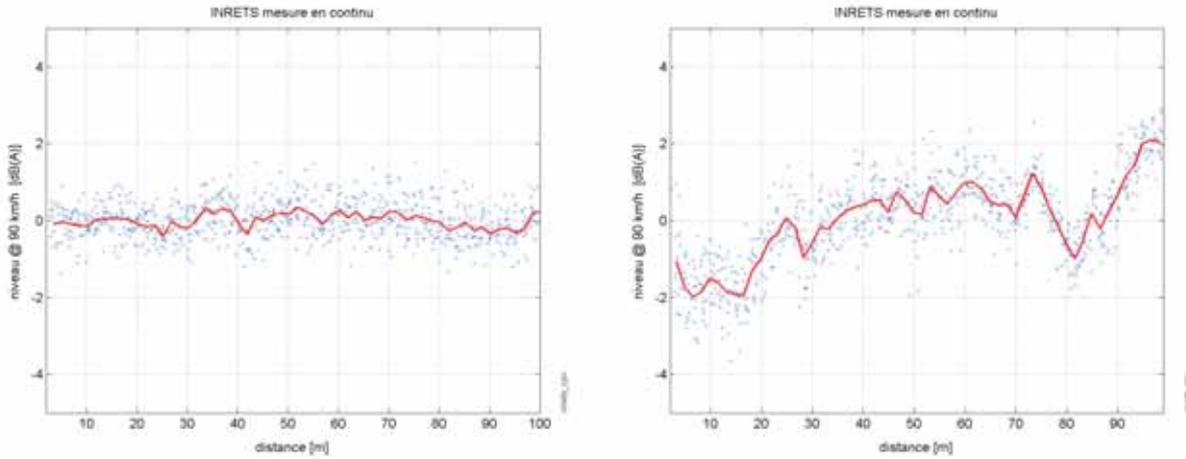


Fig. 6 : Niveaux de bruit en dB (A) (valeur relative) obtenus par la méthode «en continu» sur deux surfaces routières. Les tracés sont effectués en fonction de la distance. Chaque point correspond au bruit pris sur une rotation de pneumatique. Le trait continu correspond à la moyenne sur les différents passages.

un niveau de bruit pris sur une rotation du pneumatique. Le trait continu représente la moyenne effectuée sur les différents passages. Les écarts de ce niveau moyen atteignent 4 dB (A) sur le revêtement acoustiquement hétérogène.

Les phénomènes et les modélisations

Les phénomènes entrant en jeu dans le bruit de roulement sont assez bien identifiés, leur compréhension reste encore qualitative pour la plupart. Le développement de modèles d'interprétation est récent et n'a encore abordé que quelques phénomènes : ceux qui sont estimés contribuer le plus au bruit global.

Vibrations

Le bruit de vibration est un bruit en basse et moyenne fréquences. Il est dû aux vibrations du pneumatique², causées par le défilement des irrégularités des surfaces en présence : celles du pneumatique comme celles de la chaussée. Le rayonnement est très fortement affecté par les surfaces en présence : isolé, un pneu rayonne moins de bruit que placé à proximité du sol. Ceci est dû à ce qu'on appelle l'effet dièdre. L'illustration de la figure 7 est une simulation (en 2 dimensions) : le pneumatique ne roule pas, la vibration de sa surface est choisie volontairement axisymétrique (cf. schéma de la déformée à gauche). Le rayonnement du pneu en présence d'une surface réfléchissante est illustré (à droite : la propagation d'ondes est forte dans le dièdre (fort rayonnement) et faible en partie supérieure (faible rayonnement)).

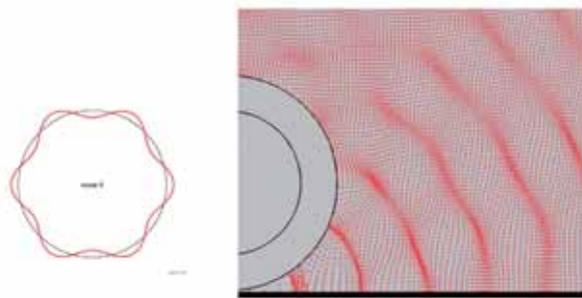


Fig. 7 : Effet dièdre : Gauche : la déformée, Droite : le rayonnement [8]

De nombreuses modélisations ont été tentées depuis les années 70. Les moyens de calcul d'aujourd'hui permettent d'effectuer une modélisation relativement détaillée du pneumatique mais au prix de temps de calcul encore importants, par ex. [9]. Les modélisations «simplifiées» restent d'actualité. Le modèle retenu à l'IRETS est basé sur une démarche proposée par Kropp [10]. Désigné par "rolling model", il consiste en trois "sous-modèles" :

- Le pneumatique : le comportement dynamique de la carcasse (bande de roulement et flancs) est représenté par celui d'une plaque sous tension reposant sur un matelas élastique (l'air sous pression).
- L'interaction pneu/chaussée : le contact entre la bande de roulement et le revêtement se fait par l'intermédiaire de la gomme modélisée ici par des ressorts indépendants. Le roulage, sur la chaussée, du pneu ainsi modélisé provoque des vibrations de surface et par là du bruit.
- Le rayonnement : l'évaluation du bruit rayonné tient compte de l'effet dièdre mentionné plus haut.

Pour un pneu de caractéristiques données, le modèle nécessite comme entrée le relevé géométrique du revêtement (donné le plus souvent en deux dimensions, mais le modèle peut travailler sur des relevés en trois dimensions³), il fournit en sortie le bruit de vibration⁴ du pneu roulant sur le profil à une vitesse donnée.

1- A noter que les écarts de niveau de la mesure SPB (même site, véhicules légers du trafic) sont du même ordre que ceux mesurés sur piste avec des véhicules en conditions contrôlées.

2- Les vibrations de la surface de la chaussée sont admises comme étant négligeables par rapport à celles du pneumatique.

3- Le modèle peut aussi prendre en compte la géométrie de la bande de roulement du pneumatique.

4- Ce modèle est aussi utilisé pour l'évaluation du bruit d'air pumping (cf. plus bas § air pumping).

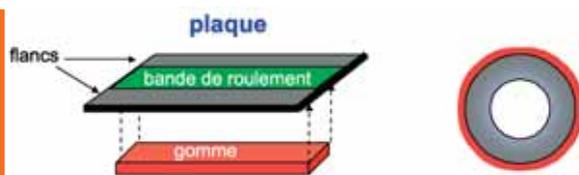


Fig. 8 : Représentation du pneumatique par une plaque sous tension

Ce modèle s'avère donner une bonne représentation du comportement dynamique du pneumatique tout en étant assez simple pour que ce comportement puisse être formulé analytiquement dans le domaine temporel [11]. Il est ainsi possible d'évaluer à chaque instant les forces d'interaction mises en jeu lors du roulage et la déformation résultante de la surface du pneumatique. Sur la Figure 9, l'illustration de gauche montre à l'instant t le profil du pneumatique roulant sur la chaussée (en haut) et les forces de contact associées (en bas). Le repère est lié à la zone de contact. Lors du roulage les profils se déplacent comme indiqué par les flèches. Lorsqu'un élément du pneumatique et une aspérité de la route entrent en contact, ce contact se maintient jusqu'à la sortie de la zone de contact (sauf situation exceptionnelle).

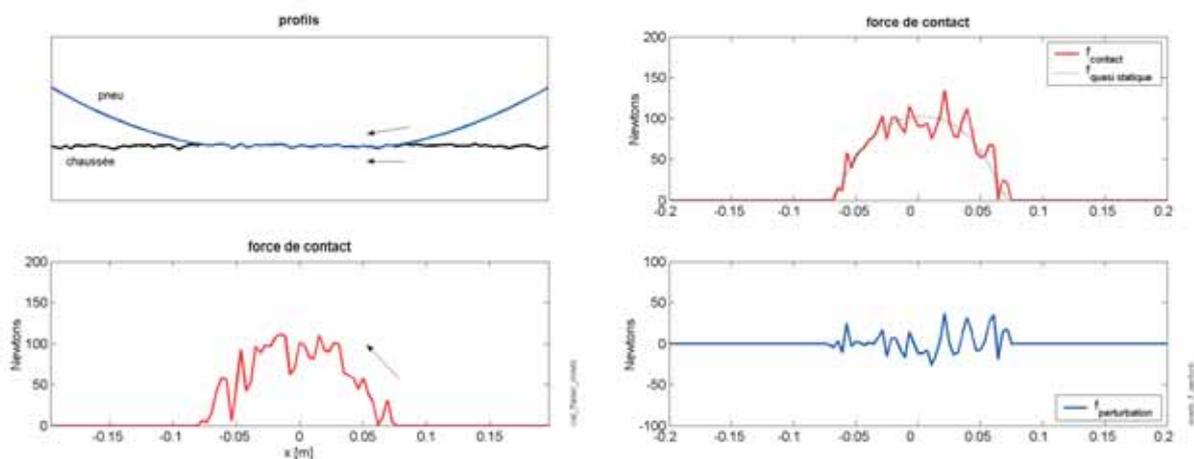


Fig. 9 : Gauche : Processus de roulage et forces de contact. Droite : Décomposition des forces de contact.

Sur des surfaces à profil peu prononcé la force de contact f_{contact} peut être décrite par la superposition de deux composantes (cf. figure 9) : $f_{\text{statistique}}$ invariable et $f_{\text{perturbation}}$ variable au cours du temps. La composante statique assure la déformation du pneumatique à la surface de contact, sa résultante est égale à la charge du véhicule sur le pneumatique ; elle correspond au roulement d'un pneumatique lisse sur une surface lisse et ne génère aucun bruit (vérifié par la simulation). La composante de perturbation provoque les vibrations et par là le bruit ; sa résultante est en principe (et pratiquement) nulle. L'approche numérique de [9] modélise séparément les deux phénomènes (comportement du pneumatique en quasi-statique⁵, perturbation autour du quasi-statique). Cette décomposition n'est toutefois valable que si les profils en vis-à-vis ne sont pas trop prononcés : à chaque instant, les forces de contact doivent équilibrer la charge sur le pneumatique. Lorsque les profils deviennent très prononcés, la partie statique peut alors elle-même évoluer au cours du temps.

Sur des revêtements dont l'agressivité n'est pas trop prononcée, la force perturbatrice consiste donc plutôt en une variation des efforts de contact qu'à des chocs. Un pneumatique lisse roulant sur une surface perforée (mais par ailleurs lisse) entrera en vibrations par suite des variations de forces provoquées par la présence/absence de contacts au cours du roulage. C'est un des problèmes posés par l'enrobé drainant : il ne suffit pas de mettre à plat les granulats afin d'éliminer les «chocs» provoqués par les aspérités, restent les «perforations» correspondant aux pores. On conçoit cependant que les perturbations seront d'autant plus faibles que les «densités» des surfaces de contact et des pores seront importantes : ceci explique en partie les bonnes performances des revêtements à petits granulats dans le domaine des basses et moyennes fréquences.

Air pumping

Les phénomènes d'air pumping correspondent à des compressions et expansions de volumes d'air dans la zone de contact [12]. Ils peuvent être associés aux indentations de la gomme du pneumatique par les aspérités de la chaussée, ou à la présence de cavités (dans la chaussée ou dans la gomme du pneumatique). Le bruit produit est en général moyenne et haute fréquences. Des exemples sont donnés dans [1]. L'un d'entre eux montre que le bruit de roulement d'un pneu lisse

sur une surface en béton de ciment à surface relativement «douce», mis à part de nombreuses petites poches relativement profondes, est plus important au-delà de 1 kHz que celui du même pneu sur une surface à texture similaire mais sans poches. Des expérimentations effectuées sur des cavités élémentaires aménagées dans une chaussée lisse ont montré que le phénomène est associé à des surpressions d'air extrêmement importantes dans la cavité et que le bruit est généré en sortie de zone de contact par la décompression brutale lors de la désobturation de la cavité [12].

Le principe de base pour réduire les phénomènes d'air pumping est donc de favoriser les écoulements d'air dans la zone de contact. Ceci peut être réalisé par une porosité verticale (revêtements poreux) ou horizontale (profil prononcé). Cette dernière solution est délicate : un profil plus prononcé augmente en effet les vibrations et donc le bruit en basse et moyenne fréquences. La première est plus simple : c'est le principe des revêtements poreux.

Diverses approches ont été proposées ces dernières décennies pour modéliser le bruit d'air pumping⁶. La plus récente utilise le «rolling model» : le bruit en entrée et sortie de zone de contact est associé aux variations des volumes entre les surfaces (pneumatique/chaussée) lors du roulage [13]. Les modélisations ne prennent pas en compte les porosités verticale ou latérale et ne peuvent donc quantifier les réductions de bruit apportées par l'introduction de ces porosités. Le dimensionnement des revêtements poreux, l'interprétation des résultats obtenus restent encore des démarches qualitatives.

A titre d'illustration, les courbes Figure 10 représentent les niveaux de bruit (en valeur relative⁷) obtenus par la mesure en continu sur des chaussées de niveaux de texture proches. Les évaluations effectuées à l'aide du «rolling model» et de modèles statistiques (cf. plus bas) prévoient les mêmes niveaux de bruit.

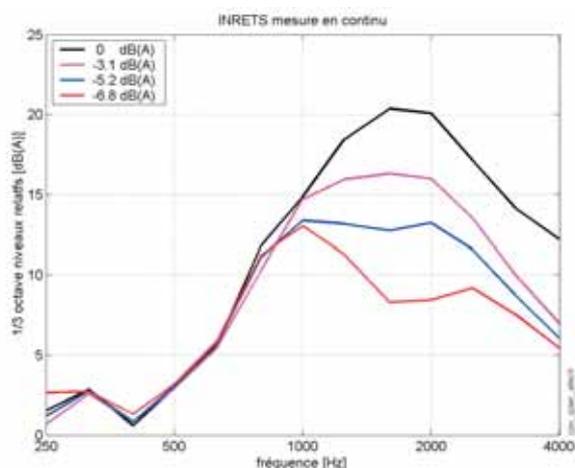


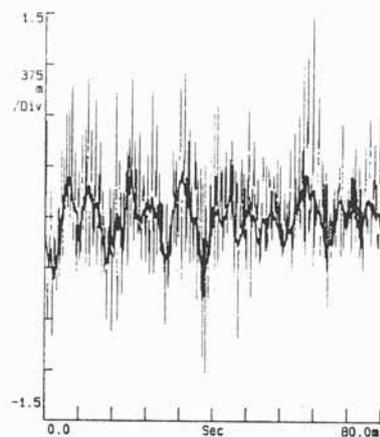
Fig. 10 : - Niveaux de bruit (relatifs) sur des revêtements ayant des niveaux de texture proches.
Courbes : niveaux 1/3 octave - Légende : niveaux globaux.

C'est ce qui est effectivement observé jusqu'à 1 kHz. Au delà, les différences sont qualitativement attribuées à deux effets : une réduction des phénomènes d'air pumping par une porosité du revêtement, et une réduction du bruit par absorption acoustique du revêtement (l'absorption est fonction de la porosité, mais son effet est relativement sélectif en fréquence).

Stick-slip

Les phénomènes de stick-slip sont cités ici pour information : le bruit résultant n'est pas considéré comme majeur (par rapport aux phénomènes de vibration et d'air pumping) sur les revêtements routiers. Leurs effets peuvent être particulièrement prononcés (probablement à dessein) sur certaines surfaces comme des sols de parking peints. Certains correspondent à des glissements brutaux et rapides d'éléments de surface du pneumatique dans la zone de contact. L'exemple donné Figure 11 est un relevé effectué à proximité d'un pneumatique roulant à très faible vitesse sur une surface lisse (bande de roulement en acier inox⁸). La «courbe» en trait fin représente la pression acoustique instantanée (échelle des temps 80 ms) caractérisée par des impulsions

(les claquements produits étaient nettement audibles lors de l'expérimentation). La courbe en traits épais représente la moyenne temporelle prise sur 200 rotations du pneumatique : cette moyenne synchronisée sur la rotation du pneumatique restitue la composante de bruit associée au défilement des motifs du pneumatique (bruit déterministe) alors que les impulsions, aléatoires donnent une moyenne nulle.



Pression (en Pascal) mesurée à l'avant de la zone de contact
trait sombre valeur moyenne sur 200 acquisitions
trait clair valeur instantanée (1 acquisition)

Fig. 11 : Bruit de stick-slip d'un pneumatique roulant à faible vitesse sur la surface lisse d'un volant d'essai [14]

D'autres correspondent à l'adhésion des surfaces (pneumatique et revêtement de chaussée) lors du passage dans la zone de contact et au décollage en sortie de zone.

Absorption acoustique de la chaussée et effet dièdre

Comme souligné plus haut, le dièdre formé par les surfaces (pneumatique et chaussée) en vis-à-vis affecte fortement le rayonnement du bruit. L'effet ne résulte pas uniquement en une concentration de l'énergie acoustique dans une direction privilégiée (effet de directivité) mais aussi dans une augmentation de la puissance globale rayonnée (au moins en ce qui concerne le bruit associé aux vibrations). Les modélisations sont effectuées analytiquement en deux dimensions (l'effet de la largeur du pneumatique n'est alors pris en compte que de façon approchée) [15] ou numériquement en trois dimensions en utilisant des codes de calcul [16] (les durées de calcul sont encore aujourd'hui relativement longues).

Les modélisations de l'influence de l'absorption acoustique de la chaussée sur la réduction de l'effet dièdre sont récentes et continuent à faire l'objet de recherches. L'effet dièdre est un

5 - Le comportement est fonction de la vitesse de roulage.

6 - Aucune ne s'est véritablement attaquée au phénomène physique i.e. à la modélisation des écoulements d'air au voisinage du pneumatique ; ce sont des démarches plus prédictives qu'explicatives.

7 - Le niveau absolu mesuré par un système dépend de la position utilisée pour le microphone. Celle-ci peut différer d'un système à l'autre. Les valeurs absolues de niveaux ne présentent donc pas d'intérêt ici.

8 - Volant d'essai INRETS (13 m de diamètre) à Grenoble.

phénomène complexe résultant de réflexions multiples entre deux surfaces dont l'une est, de plus, courbe. Il ne peut être représenté *a priori* par une simple réflexion du type source image.

Une simulation de la réduction de l'effet dièdre par absorption acoustique de la chaussée est donnée Figure 12. Le coefficient d'absorption (en incidence normale) de la chaussée est représenté à titre indicatif (la réduction de bruit dépend de l'impédance acoustique du revêtement, pas du coefficient d'absorption proprement dit).

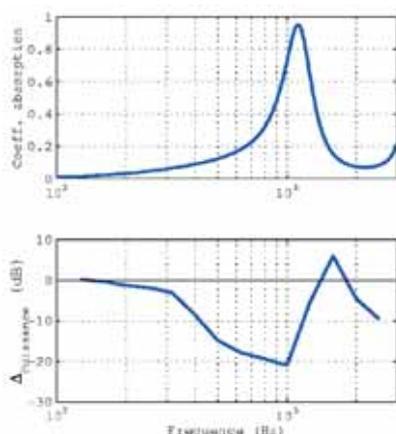


Fig. 12 : Bas : Réduction de l'effet dièdre par absorption acoustique du revêtement
Haut : Coefficient d'absorption acoustique du revêtement [17]

La réduction de niveau est importante. Il est possible qu'elle soit surestimée par la modélisation en deux dimensions.

D'autre part, l'évaluation est effectuée dans le plan médian du pneumatique qui correspond à une condition de mesure en continu mais pas à une condition de mesure au passage : le bruit relevé au passage dépend de la directivité du rayonnement du pneumatique (plus forte à l'avant ou à l'arrière que sur le côté) et la distance au microphone. La combinaison de ces deux effets a tendance à atténuer l'importance de l'effet dièdre sur le bruit mesuré au passage (voir par exemple, Kropp [18]).

Colmatage d'une chaussée poreuse

Les performances acoustiques d'une chaussée poreuse peuvent être dégradées par le phénomène de colmatage. Un simple colmatage en surface suffit, aussi bien vis-à-vis de la réduction de l'air pumping (l'air ne peut plus s'évacuer dans les pores de la chaussée), que vis-à-vis de l'absorption acoustique du revêtement.

L'effet sur le coefficient d'absorption est simulé Figure 13. Cette simulation montre que le colmatage d'une surface poreuse peut être localement diagnostiqué à partir de mesures d'absorption acoustique.

L'effet du colmatage sur le bruit de roulement est une augmentation de niveau. Il peut être diagnostiqué à partir d'une mesure en continu (les résultats pourraient ressembler par exemple à ceux de la figure 10).

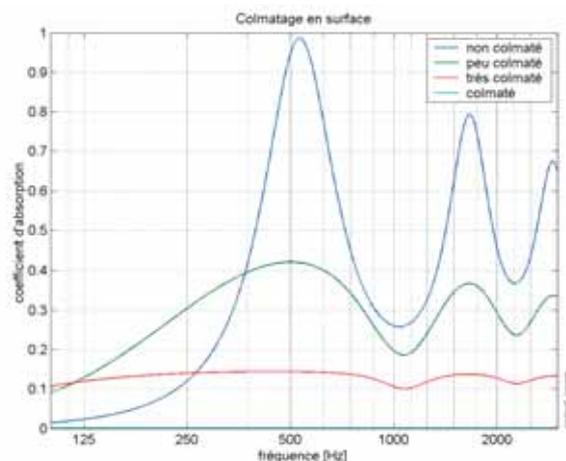


Fig. 13 : Influence d'un colmatage sur le coefficient d'absorption acoustique d'une chaussée poreuse

Les modélisations opérationnelles

Les modélisations physiques cherchent à expliquer autant qu'à quantifier. Celles basées sur les codes numériques bénéficient de puissances de calcul aujourd'hui économiquement abordables. Plus représentatives de la réalité que les formulations analytiques, elles restent encore trop chronophages. Les formulations analytiques nettement plus rapides sont, dans certains cas, trop schématiques. Les démarches expérimentales lancées il y a quelques décennies gardent donc toute leur pertinence : elles sont opérationnelles et, complétées par une part de modélisation physique, leur fiabilité peut être améliorée.

Les corrélations texture/bruit

La démarche expérimentale la plus connue est l'analyse statistique de Descornet et Sandberg⁹ [19]. L'objectif était d'évaluer l'évolution du bruit en fonction de la texture de la chaussée. La démarche a consisté à relever, sur différentes chaussées, les niveaux de bruit au passage d'un véhicule et à rechercher les corrélations entre niveaux de bruit et niveaux de texture dans les différents 1/3 octaves.

Les auteurs ont obtenu deux domaines de corrélations significativement distincts : celui des « basses fréquences bruit » (< 1 kHz) « grandes longueurs d'onde texture » (> 10 mm), où une augmentation du niveau de texture provoque une augmentation du niveau de bruit ; celui des « hautes fréquences bruit », « courtes longueurs d'onde texture » où une augmentation du niveau de texture provoque une réduction du niveau de bruit. L'augmentation du bruit basse fréquence était expliquée par l'augmentation de la mise en vibrations du pneumatique sensible aux « grandes longueurs d'onde » texture, la réduction du bruit haute fréquence était expliquée par l'augmentation des écoulements d'air (réduction du bruit air pumping), sans effet sur le bruit de vibration insensible aux courtes longueurs d'onde texture.

Les corrélations s'avérant particulièrement fortes aux longueurs d'ondes 80 mm et 5 mm, Descornet proposa une formule simple donnant une estimation du niveau de bruit de roulement à partir des niveaux de texture dans les bandes

d'octave correspondantes¹⁰ [20]. Cette démarche a été reprise par d'autres auteurs, sur d'autres revêtements et des expressions similaires ont été proposées (cf. par ex. [21]). Ces formules ne s'appliquent qu'aux revêtements imperméables : les tentatives de corrélation texture/bruit sur les enrobés drainant se sont avérées décevantes. Plusieurs explications sont avancées aujourd'hui : des effets de non-linéarité de contact, l'effet de porosité, l'effet d'absorption.

Les effets de non-linéarité de contact

Les vibrations du pneumatique ne sont linéairement liées à la texture que tant que le contact est complet. Sur les enrobés drainants ce n'est pas le cas : le pneu n'est en contact qu'avec la partie supérieure du revêtement. Une augmentation de la profondeur des pores accroît le niveau de texture mais est sans effet sur le niveau de vibration du pneumatique et donc sur les bruits basse et moyenne fréquences. Plusieurs auteurs proposent donc de ne considérer que la partie de la chaussée enveloppée par le pneumatique. Celle-ci est évaluée en utilisant une modélisation physique¹¹. Une méthode consiste à appliquer le profil sur un massif élastique et à évaluer la déformée de la surface du massif. Les corrélations entre niveaux de bruit et niveau de texture enveloppée sont ensuite effectuées. Cette démarche associant modélisation physique et analyse statistique est aujourd'hui appelée démarche «hybride» [22].

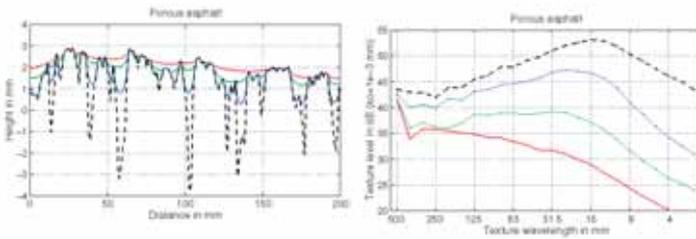


Fig. 14 : Gauche : Enveloppement d'un profil en fonction de la raideur de gomme. Droite : Spectres de texture correspondant. Le tracé en pointillé correspond au profil original non enveloppé [23]

Un exemple de résultats est donné Figure 14. L'enveloppement dépend de l'élasticité de la gomme et peut avoir, comme on le voit sur la figure, des répercussions importantes sur le spectre de texture. Cette élasticité est donc un paramètre qui doit être déterminé. On prend par exemple comme valeur celle qui donne les meilleures corrélations (dans le domaine «basses fréquences, grandes longueurs d'onde»). Une étude de faisabilité effectuée sur quelque douze revêtements dont des enrobés drainants, montre que l'enveloppement permet effectivement de considérer à la fois des revêtements imperméables et des revêtements poreux et d'obtenir de bonnes corrélations (dans le domaine «basses fréquences, grandes longueurs d'onde»).

L'effet d'absorption acoustique

Les recherches sur la prise en compte de l'absorption acoustique dans les corrélations texture/bruit sont en cours. L'effet attendu est schématisé Figure 15, tout en gardant à l'esprit que l'absorption acoustique des enrobés drainant est sélective en fréquence et n'est en général importante que dans le domaine des fréquences médium.

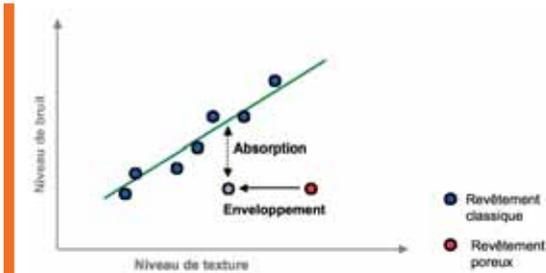


Fig. 15 : Effet de l'enveloppement et de l'absorption sur la corrélation (domaine BF, GL) [8]

L'effet de porosité

Cet effet n'a pas été abordé à ce jour mais l'introduction de ce paramètre dans la démarche statistique ne devrait pas poser de problème de principe sous réserve que l'effet d'absorption ait été préalablement correctement pris en compte.

La troisième dimension

Des expérimentations effectuées au Royaume Uni ont confirmé que les niveaux de bruit étaient bien positivement corrélés avec le niveau de texture dans l'octave 80 mm, mais qu'il fallait distinguer entre les surfaces dont la texture est aléatoire et celles dont la texture est rainurée latéralement. Les résultats donnés Figure 16 sont particulièrement éloquentes.

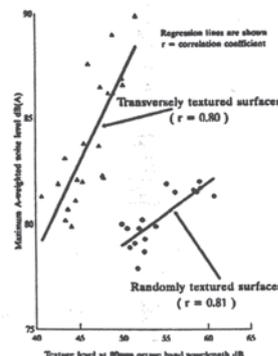


Figure 1. Light vehicle noise and texture level T_{80} dB

Fig. 16 : Véhicules légers : Évolution du niveau de bruit global en fonction du niveau de texture dans l'octave 80 mm de longueur d'onde [24]

Cette tendance est confirmée par la modélisation [25]. Le rainurage transversal est à éviter sur le plan acoustique.

Conclusion : les chaussées silencieuses

Les principes de base pour réaliser une chaussée silencieuse sont proposés dans divers états de l'art [1, 26, 20]. Ils

9 - La démarche fut initialement entreprise séparément par les deux auteurs au cours des années 70.

10 - L'expression, proposée à l'époque à un groupe de travail ISO, ne fut pas publiée. Elle peut être trouvée aujourd'hui dans [20].

11 - La modélisation peut différer selon les auteurs.

consistent à réaliser une surface de texture aléatoire, de faible niveau dans le domaine des longueurs d'onde 50 mm-100 mm (faible mégatexture), et de fort niveau de texture dans les longueurs d'onde 2-6 mm (forte macrotexture). Ceci peut être obtenu en utilisant par exemple des petits granulats (on trouve aujourd'hui des revêtements en O/6 i.e. dont la taille des granulats ne dépasse pas 6 mm maximum). La chaussée doit présenter une forte porosité (20-30 %) et une épaisseur d'au moins 40 mm (pour favoriser l'absorption acoustique). Des réductions de bruit significatives ont été ainsi obtenues ces dernières années par des actions sur le revêtement. Il faut toutefois garder à l'esprit qu'au-delà d'une certaine limite (ou plutôt de certaines limites, chacune fonction du phénomène mis en jeu) il est inutile d'améliorer le revêtement lorsque le bruit devient conditionné par le pneumatique, et vice versa. L'illustration proposée Figure 17 concerne le paramètre agressivité du profil. Les expérimentations datent des années 70 [27] : des pneumatiques à motifs caricaturaux (allant du très faible au très agressif) ont été mesurés sur deux surfaces : l'une lisse, l'autre rugueuse (un béton bitumineux de l'époque). Le bruit était mesuré à proximité du pneumatique (déjà la méthode en continu !). Chaque point du graphe correspond à un pneumatique, l'abscisse est le niveau obtenu sur surface lisse, l'ordonnée celui obtenu sur surface rugueuse. Lorsque le pneumatique est très «agressif», il fait le même bruit sur les deux surfaces, les niveaux mesurés sont sur la diagonale. Lorsque «l'agressivité» du pneumatique est réduite, le niveau mesuré baisse également sur les deux surfaces. Mais

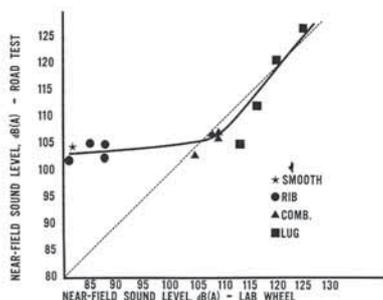


Fig. 17 : Niveaux de bruit de différents pneumatiques, mesurés sur surface lisse (échelle horizontale), et sur une surface routière (échelle verticale). Méthode en continu. [28].

lorsque l'agressivité du pneumatique devient plus faible que celle de la surface rugueuse, le niveau mesuré sur la surface rugueuse ne diminue pratiquement plus, il reste aux environs de 105 à 100 dB (A) alors que sur la surface lisse, il évolue de 110 à 80 dB (A). Il est inutile de réduire l'agressivité du profil de pneumatique en deçà de celle de la surface routière de même qu'il est inutile de réduire l'agressivité de la surface routière en deçà de celle du pneumatique : c'est l'agressivité la plus forte qui conditionne le bruit résultant. La présentation a été ici limitée volontairement à l'aspect bruit, il faut garder à l'esprit que les pneumatiques et les revêtements doivent répondre à bien d'autres contraintes, dont la sécurité. Signalons seulement que compte tenu des progrès obtenus aujourd'hui dans le domaine du bruit comme dans celui de la sécurité, la réduction du bruit n'est plus considérée comme incompatible avec le maintien, voire l'amélioration de la sécurité. Bien des recherches liées au bruit de roulement ont été ou sont effectuées dans le cadre de projets européens. L'un d'entre eux, SILVIA, porte sur la maîtrise du bruit de trafic par les chaussées silencieuses ; il a été lancé fin 2002 (www.trl.co.uk/silvia/).

Remerciements

Cet article a été écrit avec la collaboration de Marie-Agnès Pallas, Philippe Klein, Joël Lelong, Jean-Michel Clairet, du Laboratoire Transports et Environnement de l'INRETS.

Références bibliographiques

- [1] U. Sandberg and J.A. Ejsmont ; Tyre/road noise reference book Informex 2002.
- [2] J. Lelong - Véhicules légers : Émission acoustique aux différentes allures urbaines et interurbaines. - Rapport LTE 2024.- INRETS 2000
- [3] M-A. Pallas, S Doisy - Localisation and analysis of the noise sources of a truck - Internoise Dearborn 2002
- [4] F. Besnard Synthèse des méthodes de mesure du bruit de roulement - Journées d'études « Bruit du trafic routier ». Nantes 2001. Aussi dans Revue Générale des Routes et Aéroports, n° 803, février 2002
- [5] J. Lelong, R. Michelet - Passenger cars. Power unit and tyre-road noise, driving behaviour : what are the stakes ? - Internoise The Hague 2001
- [6] ISO 11819-1. Acoustique - Mesurage de l'influence des revêtements de chaussées sur le bruit émis par la circulation - Partie I : méthode statistique au passage
- [7] J-F. Hamet Mesures relatives au bruit de roulement dans les projets « Texture & Bruit » et SI.R.U.US.- Journées d'études « Bruit du trafic routier ». Nantes 2001.
- [8] Ph. Klein - Horn effect characterisation for tire-road noise radiation - Internoise Nice 2000
- [9] A. Fadavi - Modélisation numérique des vibrations d'un pneumatique et de la propagation du bruit de contact - Thèse de Doctorat - ENPC 2001.
- [10] W. Kropp - Ein Model zur Beschreibung des Rollgeräusches eines unprofilierten Gürtelreifens auf rauher Strassenoberfläche. - Thèse de Doctorat - TU Berlin 1992
- [11] J-F. Hamet - Tire/road noise : time domain Green's function for the orthotropic plate model - Acta Acustica 87 pp 470 -474 2001
- [12] J-F. Hamet, C Deffayet, MA Pallas - De quelques phénomènes d'air pumping dans le bruit de contact pneumatique/chaussée - Rapport INRETS N° 128 -1990. Phénomènes d'air pumping dans le bruit de contact pneumatique/chaussée - Cas d'une cavité aménagée dans la chaussée.- Rapport INRETS N° 132 - 1990
- [13] K. Larsson - Modelling of dynamic contact. Exemplified on the tyre/road interaction. Thèse de Doctorat - Chalmers University 2002
- [14] JF Hamet, JM Clairet - Bruit extérieur pneumatique/chaussée. Aménagement et instrumentation du laboratoire de Grenoble - Rapport MMA 9103 - INRETS 1991
- [15] Ph. Klein - Effet dièdre. Etude du modèle de Kropp. - Rapport MMA 9807. INTETS 1998
- [16] A. Fadavi et al. - Tire/road noise : 3D model for horn effect - Internoise Nice 2000.
- [17] Ph. Klein - Tyre noise horn effect on an absorbing road surface. Semi analytical modelling using the multipole synthesis- Forum Acusticum. Séville 2002
- [18] W Kropp, F-X. Bécot, S. Barrelet - On the sound radiation from tyres - Acta Acustica 86 pp 769-779 - 2000.
- [19] U. Sandberg, G. Descornet - Road surface influence on tire/road noise - Internoise Miami 1980.
- [20] G. Descornet et al. - Traffic noise and road surfaces : State of the Art - SI.R.U.US. report - CRR 2000
- [21] L. Domenichini et al. - Relationship between road surface characteristics and noise emission- 1° International Colloquium on Vehicle Tyre Road Interaction. - Rome 1999.
- [22] A. Kuijpers, G. van Blokland - Tyre/road noise models in the last two decades : a critical evaluation - Internoise The Hague 2001.
- [23] Ph. Klein - Projet Predit « Texture/Bruit » - Etude de la relation bruit/texture sur la base des mesures effectuées dans le cadre de la phase 1. Rapport LTE 2023 - INRETS 2000
- [24] PG. Abbott, SM. Phillips - Vehicle noise levels derived from the statistical pass-by method and road surface texture. - Noise-Con 96 Seattle 1996.
- [25] J-F. Hamet, Ph. Klein - Use of a rolling model for the study of the correlation between texture and noise. Internoise The Hague 2001
- [26] U. Sandberg - Low noise road surfaces. À state-of-the-art review. Journal of the Jap. Acoust. Soc. Vol 20 N°1 1999.
- [27] D.G. Anderson et S.P. Landers. On board passenger tire sound generation study. Road versus lab wheel. SAE Highway tire noise symposium. San Francisco 1976.