

**CFA '18 LE HAVRE ■ 23-27 avril 2018**  
**14<sup>ème</sup> Congrès Français d'Acoustique**



**Caractérisation et auralisation de la contribution du rail dans le bruit ferroviaire**

A. Kacem<sup>a</sup>, J. Maillard<sup>a</sup>, N. Martin<sup>b</sup> et B. Faure<sup>c</sup>

<sup>a</sup>CSTB, 24 rue Joseph Fourier, 38400 Saint-Martin-D'Herès, France

<sup>b</sup>Univ. Grenoble Alpes, CNRS, Grenoble INP, GIPSA-lab, 38000 Grenoble, France

<sup>c</sup>SNCF - Innovation & Recherche, 40 avenue des Terroirs de France, 75012 Paris, France  
abbes.kacem@cstb.fr

Le bruit des transports ferroviaires est composé de plusieurs contributions sonores. Le bruit de roulement, généré par la roue et le rail, représente la source principale pour les vitesses de circulation comprises entre 50 et 300 km/h. Le travail présenté dans cet article concerne le développement d'une méthode de simulation auditive du bruit de roulement ferroviaire et traite plus particulièrement le bruit émis par le rail. Les travaux existants sur le sujet modélisent généralement la contribution du rail par une source ponctuelle située au point de contact roue/rail. Cette approximation n'est pas toujours valide en particulier dans les hautes fréquences pour lesquelles le rayonnement acoustique du rail s'étend sur une distance importante. L'approche proposée ici utilise un modèle étendu basé sur une ligne de monopoles. Les caractéristiques du champ acoustique rayonné par le rail sont présentées ainsi que la technique de synthèse proposée. Les résultats des comparaisons avec les modèles existants, basés sur des plans temps-fréquence, illustrent la pertinence de l'approche proposée. La prise en compte du caractère étendu du rail permet la conservation des interférences émises par le rail ainsi que son comportement directif dans les hautes fréquences. Ces phénomènes ne se produisent pas en utilisant le modèle classique basé sur une source ponctuelle unique.

## 1 Introduction

De nos jours, le secteur des transports ferroviaires connaît une croissance importante notamment à travers le développement de nouvelles infrastructures. Ce développement impacte l'environnement sonore urbain et peut engendrer un inconfort sonore pour la population riveraine. Le bruit ferroviaire est composé de plusieurs sources individuelles. Le bruit de roulement représente la source prépondérante pour des vitesses de train allant de 50 à 300 km/h [1]. Excité par les défauts présents sur les surfaces de roulement (*i.e.* rugosité), le système roue/rail se met à vibrer et rayonne de l'énergie acoustique. Les recherches menées sur le sujet ont abouti à un modèle fréquentiel du bruit de roulement, développé par Thompson [2], et sur lequel repose l'outil TWINS. Cet outil permet la prévision de l'émission acoustique de la roue et de la voie (le rail et son support) dans le domaine fréquentiel. Cette approche quantitative basée sur des niveaux reste cependant difficile à interpréter en termes de gêne. Pour la compléter, l'auralisation dont l'objectif est de simuler auditivement un environnement sonore en vue d'une évaluation basée sur l'écoute, constitue une approche pertinente. Des travaux antérieurs ont introduit des techniques d'auralisation du trafic routier [3, 4]. L'auralisation du trafic ferroviaire a été abordée dans le cadre du projet Silence [5] et récemment dans le projet TAURA [6].

Le travail présenté dans cet article concerne le développement d'une technique d'auralisation du bruit de roulement ferroviaire. Il propose une méthode de synthèse du bruit émis par la voie au passage de la roue. Comme le montre la Figure 1, la contribution de la voie dans le bruit de roulement est importante pour des fréquences allant jusqu'à 1900 Hz et nécessite par conséquent une méthode de synthèse spécifique. Le modèle vibroacoustique adopté pour la voie est introduit dans un premier temps et les caractéristiques du champ acoustique rayonné sont étudiées. La technique de synthèse proposée est ensuite présentée ainsi que les paramètres utilisés. Enfin, les résultats de synthèse et de comparaison avec le modèle classique sont discutés.

## 2 Comportement vibroacoustique

### 2.1 Réponse vibratoire

La voie ferrée est composée de deux files parallèles de rails montés sur des semelles élastiques et fixés à des

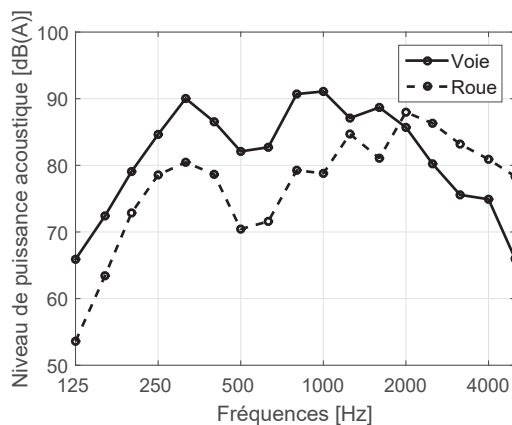


FIGURE 1 – Simulation TWINS des niveaux de puissance acoustique au passage d'une roue AGC à 80 km/h sur un rail UIC60.

traverses en bois ou en béton. La modélisation adoptée pour le rail est généralement celle d'une poutre. Son support, composé de la semelle, la traverse et le ballast, est modélisé par un système ressort-masse-ressort de raideur dynamique  $s(\omega)$ . Bien que discret, le support du rail peut être représenté par un support continu de raideur linéique équivalente  $s'(\omega) = s(\omega)/a$  où  $a$  est la distance inter-traverse. Dans cette étude, seule la réponse vibratoire engendrée par les ondes de flexion verticale du rail est considérée. Le comportement vibratoire du rail est modélisé à partir d'une poutre de Timoshenko sur support continu. Dans la suite de l'article, on omet la dépendance temporelle  $e^{i\omega t}$  et on considère que le rail est orienté selon l'axe  $\vec{x}$  dans un repère cartésien. La mobilité verticale du rail en un point d'abscisse  $x$ ,  $Y_r(x, \omega)$ , est l'amplitude de la vitesse vibratoire en réponse à une force unitaire appliquée à l'instant  $t$  en  $x_{e,t}$  [7] :

$$Y_r(x, \omega) = i\omega \left[ A_c e^{-\gamma_c |x-x_{e,t}|} + i A_p e^{-\gamma_p |x-x_{e,t}|} \right] \quad (1)$$

L'Eq. (1) met en évidence la présence de deux ondes vibratoires qui se propagent dans le rail de part et d'autre du point d'excitation. On distingue une onde de champ proche d'amplitude  $A_c$  et de constante de propagation  $\gamma_c$  ainsi qu'une onde propagative d'amplitude  $A_p$  et de constante de propagation  $\gamma_p$ . Les constantes de propagation complexes,  $\gamma_c$  et  $\gamma_p$ , peuvent s'écrire sous la forme  $\gamma = \alpha + i\beta$  avec  $\alpha > 0$ . Le taux de décroissance,  $\Delta$ , exprimé en décibels par unité de longueur [dB/m] est alors donné par :

$$\Delta = \alpha 20 \text{Log}_{10}(e) \quad (2)$$

$e$  étant la constante du logarithme népérien. La Figure 2 montre les taux de décroissance de l'onde propagative et de champ proche calculés pour les paramètres mécaniques donnés dans le Tableau 1. Ces paramètres sont représentatifs d'une voie ferrée typique et sont tirés des travaux de Thompson [2].

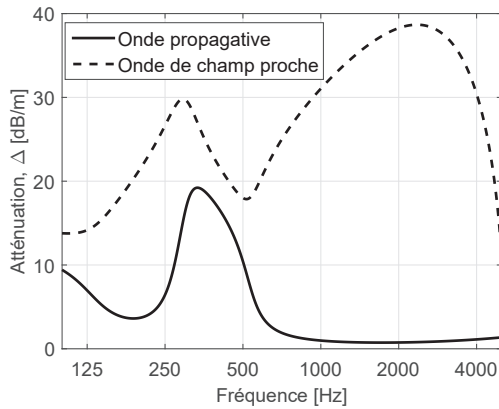


FIGURE 2 – Taux de décroissance des ondes vibratoires dans le rail calculés pour les paramètres donnés dans le Tableau 1 ; (—) onde propagative ; (- - -) onde de champ proche.

L'onde de champ proche est fortement atténuée sur toute la plage fréquentielle avec un taux de décroissance qui dépasse 10 dB/m. L'atténuation de l'onde propagative est directement liée au comportement du support du rail. Pour les basses fréquences, le comportement du rail est couplé à celui de son support et l'onde propagative est fortement atténuée. En revanche, le rail vibre librement dans les hautes fréquences et l'onde propagative est faiblement atténuée. Pour ces fréquences, le rail se comporte comme une source étendue.

TABLEAU 1 – Paramètres mécaniques de la voie [2].

Rail		
Module d'élasticité	$2.1 \times 10^{11}$	[N/m <sup>2</sup> ]
Facteur d'amortissement du rail	0.02	[-]
Moment d'inertie	$3.05 \times 10^{-5}$	[m <sup>4</sup> ]
Coefficient de Poisson	0.3	[-]
Module de cisaillement	0.4	[-]
Masse volumique	8000	[kg/m <sup>3</sup> ]
Masse par unité de longueur	60	[kg/m]
Coefficient de cisaillement	2.4	[-]
Support		
Masse d'une demi-traverse	120	[kg]
Raideur de la semelle	$300 \times 10^6$	[N/m]
Facteur de pertes dans la semelle	0.2	[-]
Raideur du ballast	$100 \times 10^6$	[N/m]
Facteur de pertes dans le ballast	0.5	[-]

## 2.2 Réponse acoustique

Pour étudier le rayonnement acoustique du rail, un modèle de sources équivalentes est utilisé [2]. Le rail est représenté par une ligne de monopoles répartis le long de son axe comme le montre la Figure 3.

Les résultats présentés ici sont basés sur la répartition des monopoles utilisée dans [7] et pour les paramètres de

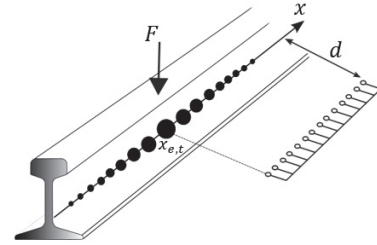
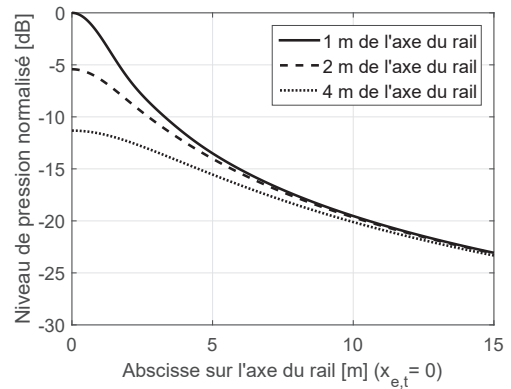
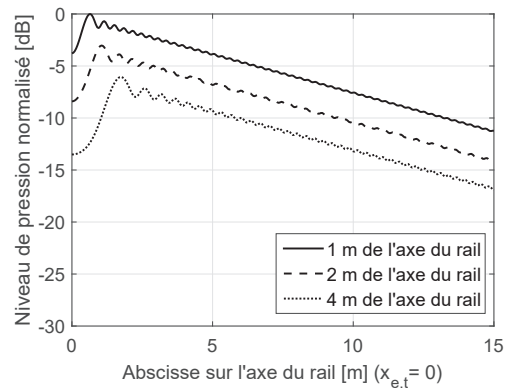


FIGURE 3 – Modélisation acoustique du rail par une ligne de monopoles. Le rail est excité à l'instant  $t$  par une force verticale d'amplitude complexe  $F$  appliquée en  $x_{e,t}$ . Le champ acoustique est évalué pour des positions de récepteurs parallèles à une distance  $d$  de l'axe du rail.

la voie donnés dans le Tableau 1. On considère le rail excité par une force verticale en  $x = x_{e,t} = 0$ . Les Figures 4a et 4b montrent le niveau de pression normalisé engendré par la réponse vibratoire du rail pour les fréquences 50 et 1600 Hz. Le niveau de pression est tracé en fonction de l'abscisse  $x$  pour des lignes de récepteurs parallèles à l'axe du rail (cf. Figure 3). Les lignes récepteurs sont placées à une distance  $d = 1, 2$  et 4 m de l'axe du rail.



(a)



(b)

FIGURE 4 – Évolution du niveau de pression normalisé sur des lignes récepteurs parallèles à l'axe du rail placées à 1 m (—); 2 m (- - -) et 4 m (...) pour 50 Hz (a) et 1600 Hz (b).

À 50 Hz, l'atténuation de l'onde propagative est élevée, de l'ordre de 12 dB/m (cf. Figure 2) et la réponse acoustique se situe au voisinage de l'excitation. Le rail se comporte comme une source ponctuelle et le niveau de pression décroît de 6 dB par doublement de distance depuis l'excitation.

À 1600 Hz, l'atténuation de l'onde propagative est

faible, de l'ordre de 0.7 dB/m (cf. Figure 2). Les ondes vibratoires se propagent sur une grande distance le long du rail. Le rayonnement du rail est étendu et le niveau de pression décroît de 3 dB par dédoublement de distance depuis l'excitation. On note que le niveau de pression atteint un maximum pour une position de récepteur d'abscisse non nulle par rapport au point d'excitation. Cette abscisse augmente en s'éloignant de l'axe du rail ( $d$  plus grand). Ce phénomène est lié à la directivité du rail, maximum pour un angle  $\theta$ , fonction des nombres d'onde dans le rail,  $k_s = \Im(\gamma_p)$ , et dans l'air  $k = \omega/c$  ( $c$ , célérité du son dans l'air) suivant la relation [2] :

$$\theta = \sin^{-1}\left(\frac{k_s}{k}\right) \quad (3)$$

L'angle de directivité  $\theta$  caractérise le rayonnement du rail pour les fréquences élevées pour lesquelles l'onde propagative est faiblement atténuée. Pour la voie étudiée ici (Tableau 1), cet angle vaut 12.9° à 1600 Hz et varie peu en fonction de la fréquence.

### 3 Modèle de synthèse

#### 3.1 Modèle de points sources

Pour synthétiser l'émission sonore du rail, le choix du modèle de points sources est crucial afin d'obtenir un signal reproduisant les caractéristiques du rayonnement du rail. La méthode de synthèse proposée dans cet article adopte le modèle de sources équivalentes dans lequel le rail est modélisé par une ligne de monopoles comme illustré sur la Figure 5. Les sources monopolaires sont supposées cohérentes et déphasées les unes par rapport aux autres en fonction du retard de l'onde propagative. L'espacement entre deux monopoles successifs,  $\Delta x_\omega$ , doit être suffisamment petit par rapport à la longueur d'onde dans le rail,  $\lambda_s = 2\pi c_s(\omega)/\omega$  et dans l'air  $\lambda = 2\pi c/\omega$  avec  $c_s(\omega)$  la célérité des ondes dans le rail. Le rail est dispersif et la vitesse des ondes dans le rail,  $c_s(\omega) = \omega/k_s$ , dépend de la fréquence. Dans cette étude,  $\Delta x_\omega$  est donné par [7] :

$$\Delta x_\omega = \frac{\min(\lambda_s, \lambda)}{5} \quad (4)$$

Pour une excitation du rail à l'instant  $t$ , en  $x = x_{e,t}$ , la répartition des sources équivalentes le long du rail consiste à placer un premier monopole en  $x_{e,t}$  puis de part et d'autre jusqu'à atteindre une distance  $L_\omega$  qui définit l'étendue spatiale des monopoles. Pour une atténuation de 60 dB de l'amplitude de l'onde propagative [7], on obtient :

$$L_\omega = \frac{60}{\Delta_p} \quad (5)$$

où  $\Delta_p$  est l'atténuation de l'onde propagative exprimée en dB/m et donnée par l'Eq. (2). La Figure 6 illustre le nombre de monopoles en fonction de la fréquence,  $N_\omega$ , à partir des conditions données dans l'Eq. (4) et l'Eq. (5) et pour les paramètres du Tableau 1.

Considérant le rail modélisé par  $N_\omega$  monopoles pour la pulsation  $\omega$ , la pression acoustique,  $p(M)$ , au récepteur placé en un point  $M$  de l'espace (cf. Figure 5) est la somme des contributions de l'ensemble des monopoles :

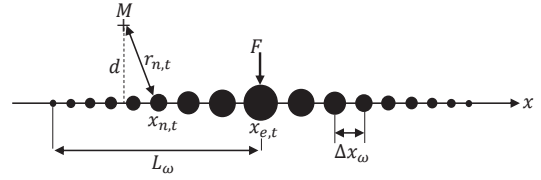


FIGURE 5 – Modélisation acoustique du rail par une ligne de monopoles.  $\Delta x_\omega$  définit l'espacement entre les monopoles et  $L_\omega$  l'étendue spatiale. Le point récepteur  $M$  est placé à une distance  $d$  de l'axe du rail.

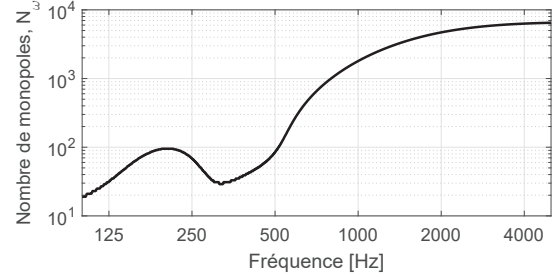


FIGURE 6 – Nombre de monopoles utilisé pour la modélisation du rail en fonction de la fréquence pour les paramètres mécaniques du Tableau 1.

$$p(M) = \sum_{n=1}^{N_\omega} i\omega \rho_0 \frac{Q(x_{n,t})}{4\pi r_{n,t}} e^{-ikr_{n,t}} \quad (6)$$

avec  $\rho_0$  la masse volumique de l'air,  $Q(x_{n,t})$  le débit massique du monopole d'indice  $n$  placé à l'instant  $t$  au point d'abscisse  $x = x_{n,t}$  et  $r_{n,t}$  la distance entre le point récepteur  $M$  et le monopole d'indice  $n$  (cf. Figure 5). Le débit massique  $Q(x_{n,t})$  est proportionnel à la mobilité  $Y_r(x_{n,t}, \omega)$  calculée en utilisant l'Eq. (1), et à l'espacement entre les monopoles  $\Delta x_\omega$  :

$$Q(x_{n,t}) = Q_0 \Delta x_\omega Y_r(x_{n,t}, \omega) \quad (7)$$

où  $Q_0$  est une constante de calibration déterminée empiriquement à partir de mesures [7].

#### 3.2 Description de la méthode de synthèse

Dans cet article, le bruit émis par le rail est modélisé dans le domaine temporel par une excitation verticale qui se déplace le long du rail. Ce bruit est généré par le filtrage d'un bruit blanc par bandes de 1/12 d'octave entre 100 et 5000 Hz, soit  $U = 69$  bandes. À l'instant  $t$ , l'excitation est en  $x_{e,t}$ . La première étape consiste à déterminer les positions des monopoles sur l'axe du rail pour la fréquence centrale  $\omega_u$  de chaque bande notée  $u$ . La connaissance de la position du récepteur  $M$  à une distance  $r_{n,t}$  du monopole d'indice  $n$ , placé en  $x_{n,t}$ , permet de définir à chaque instant  $t$  l'amplitude de la pression acoustique rayonnée par ce monopole,  $\alpha_{n,u}$ , donnée par l'Eq. (6) :

$$\alpha_{n,u} = \left| i\omega_u \rho_0 \frac{Q(x_{n,t})}{4\pi r_{n,t}} \right| \quad (8)$$

et un retard de propagation,  $\tau_{n,u,t}$ , défini par :

$$\tau_{n,u,t} = \frac{r_{n,t}}{c} + \frac{|x_{n,t} - x_{e,t}|}{c_s(\omega)} \quad (9)$$

Dans l'Eq. (9), le terme  $r_{n,t}/c$  est lié à la propagation dans l'air donnée par  $e^{-ikr_{n,t}}$  dans l'Eq. (6); le terme  $|x_{n,t} - x_{e,t}|/c_s(\omega)$  correspond au déphasage entre les monopoles, lié à la propagation dans le rail.

Soit  $\xi_u(t)$  le bruit blanc filtré dans la bande  $u$ , la contribution du monopole  $n$  dans cette bande s'écrit alors

$$s_{n,u}(t) = \alpha_{n,u} \xi_u(t - \tau_{n,u,t}) \quad (10)$$

et le signal perçu au récepteur à l'instant  $t$ ,  $s(t)$ , est donné par

$$s(t) = \sum_{u=1}^U \sum_{n=1}^{N_u} s_{n,u}(t) \quad (11)$$

## 4 Excitation et bruit au passage

Le modèle de synthèse présenté dans la Section 3 est utilisé pour synthétiser le bruit du rail,  $s(t)$ , au passage d'une excitation. Pour l'ensemble des simulations suivantes, le point récepteur est placé à  $d = 10$  m de l'axe du rail et l'excitation se déplace à une vitesse  $V = 80$  km/h pendant 8 secondes. La distance parcourue par l'excitation est alors de 178 m et l'instant de passage correspond à  $t = 4$  s.

### 4.1 Excitation à spectre fréquentiel constant

On considère dans un premier temps le cas où le rail est parcouru par une excitation ponctuelle unitaire de spectre fréquentiel constant. La Figure 7 montre le plan temps-fréquence du signal de pression au point récepteur.

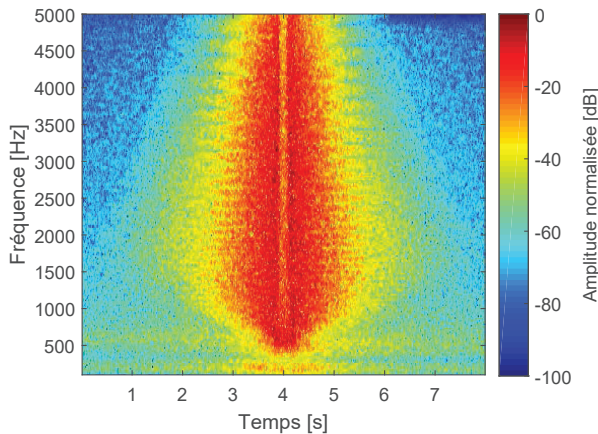


FIGURE 7 – Spectrogramme du bruit du rail  $s(t)$  au passage d'une excitation ponctuelle à  $V = 80$  km/h pour un récepteur à  $d = 10$  m de l'axe du rail. FFT sur 1024 points en utilisant une fenêtre de Hann avec un recouvrement de 50 % pour une fréquence d'échantillonnage de 44100 Hz;  $\Delta x_\omega = \min(\lambda_s, \lambda)/5$  et  $L_\omega = 60/\Delta_p$ .

Le résultat montre la présence de raies fréquentielles qui précèdent et succèdent l'instant de passage. Cet effet est lié au caractère étendu du rail dans les hautes fréquences. Pour ces fréquences, les ondes vibratoires sont faiblement atténuées et le rail est modélisé par un nombre élevé de sources qui interfèrent entre elles et génèrent des interférences constructives et destructives. Ces interférences audibles ne sont pas symétriques et cela est dû à l'effet Doppler induit par le déplacement de l'excitation. Deux raies verticales caractérisent le passage de l'excitation

(autour de  $t = 4$  s). Elles traduisent le comportement directif du rail suivant l'angle donné par l'Eq. (3). La réponse acoustique est alors maximale lorsque la position du récepteur coïncide avec cet angle.

Pour comparer cette approche avec le modèle classique à une source directive unique. Le rail est maintenant assimilé à une source ponctuelle située au point de contact excitation/rail et dans laquelle les contributions de l'ensemble de monopoles sont concentrées. La directivité, en  $\cos^2$ , proposée par le modèle CNOSSOS est utilisée [8]. Le résultat de synthèse, représenté sur la Figure 8, montre que le modèle simplifié n'est pas capable de recréer les caractéristiques du rayonnement du rail notamment son caractère étendu et son angle de directivité clairement visibles sur la Figure 7.

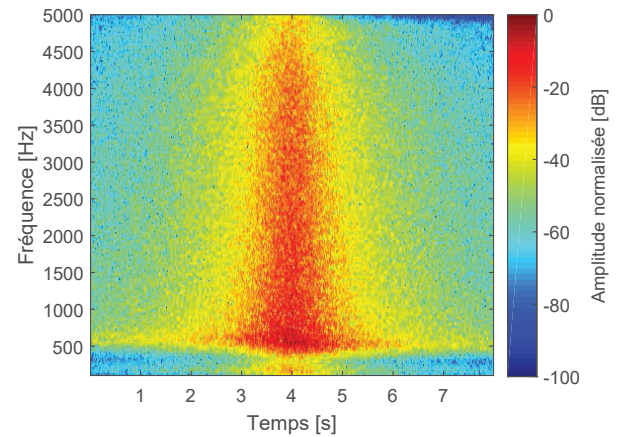


FIGURE 8 – Spectrogramme du bruit du rail  $s(t)$  au passage d'une excitation ponctuelle à  $V = 80$  km/h pour un récepteur à  $d = 10$  m du rail; modèle classique à une source ponctuelle.

### 4.2 Excitation par la roue

On considère maintenant l'excitation par la roue ferroviaire. La force d'excitation est liée à la rugosité présente sur les surfaces de roulement de la roue et du rail. Pour estimer la force appliquée sur le rail, le modèle d'interaction verticale roue/rail introduit par Thompson est utilisé [2]. La roue et le rail sont modélisés par deux systèmes dynamiques et leur contact est représenté par un ressort. L'amplitude de la force de contact au point  $x_{e,t}$  s'écrit [2] :

$$F(\omega) = \frac{i \omega R(\omega)}{Y_r(x_{e,t}, \omega) + Y_w(\omega) + Y_c(\omega)} \quad (12)$$

avec  $R(\omega)$ , l'amplitude de la rugosité pour la pulsation  $\omega$  et  $Y_r(x_{e,t}, \omega)$ ,  $Y_w(\omega)$ ,  $Y_c(\omega)$  les mobilités du rail, de la roue et du ressort de contact, respectivement. La Figure 9 illustre le spectre de force par unité de rugosité dans le cas d'un contact d'une roue TGV avec le rail étudié (Tableau 1).

La Figure 10 montre l'allure des spectres de rugosité spatiale de la roue et du rail utilisés pour la suite. Ces niveaux correspondent au cas d'une roue à frein disque et un rail lisse [8].

Le niveau de rugosité totale dans le domaine spatial est exprimé en fonction de la fréquence,  $f$  en Hz, en utilisant la relation  $f = V/(3.6 \lambda_r)$ , avec  $V$  la vitesse de la roue en km/h et  $\lambda_r$  la longueur d'onde de la rugosité spatiale en m.

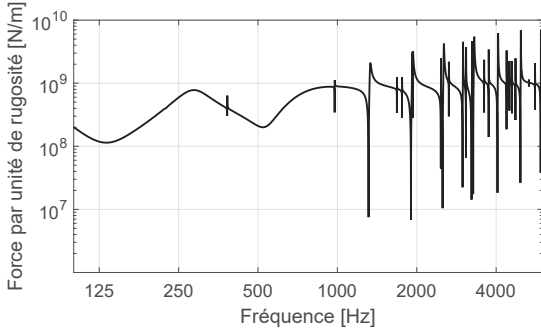


FIGURE 9 – Spectre de force  $F(\omega)$  par unité de rugosité de l'interaction verticale d'une roue TGV avec le rail.

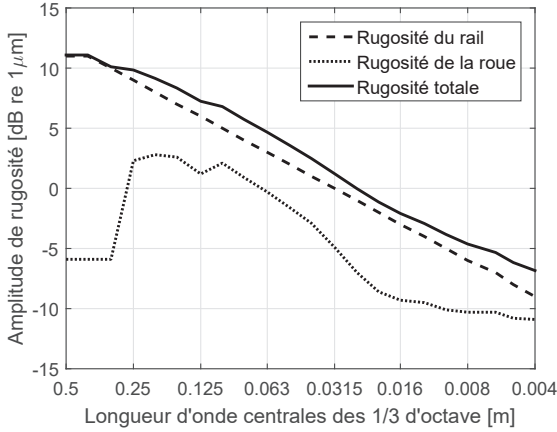


FIGURE 10 – Spectres de rugosité spatiale d'un rail lisse (---) et une roue à frein disque (...); spectre de la rugosité totale de la roue et du rail (—) [8].

Le niveau de rugosité obtenu  $R(\omega)$  est ensuite utilisé pour calculer la force de contact  $F(\omega)$  donnée par l'Eq. (12).

La pression acoustique rayonnée par le rail, calculée par la méthode de synthèse proposée dans l'Eq. (11), au passage de la roue à  $V = 80$  km/h pour un récepteur à  $d = 10$  m est illustrée sur la Figure 11. Le résultat montre la conservation des caractéristiques liées à l'étendu et la directivité du rail. La contribution basse fréquence est moins prononcée que pour le cas de passage d'une excitation de spectre constant (cf. Figure 7), le spectre de la force de contact étant atténué dans les basses fréquences (cf. Figure 9).

## 5 Discrétisation du modèle et performances

Le modèle de synthèse proposé montre une robustesse en termes de conservation des propriétés du rayonnement du rail. Cependant, le nombre important de monopoles,  $N_\omega$  (cf. Figure 6), imposé par le modèle met en avant le coût de calcul élevé. Dans l'optique d'une implémentation en temps réel, il est nécessaire d'optimiser les contraintes afin de réduire le nombre de monopoles utilisé pour la modélisation du rail. La Figure 12 étudie l'influence de l'espacement entre les monopoles,  $\Delta x_\omega$ , sur le niveau de pression. Pour une même étendue spatiale  $L_\omega = 60/\Delta_p$ , le résultat associé à un espacement  $\Delta x_\omega = \min(\lambda_s, \lambda)/2$  montre un écart inférieur à 2 dB par rapport à celui donné par  $\Delta x_\omega = \min(\lambda_s, \lambda)/5$ . La différence de niveau apportée par cette approximation peut

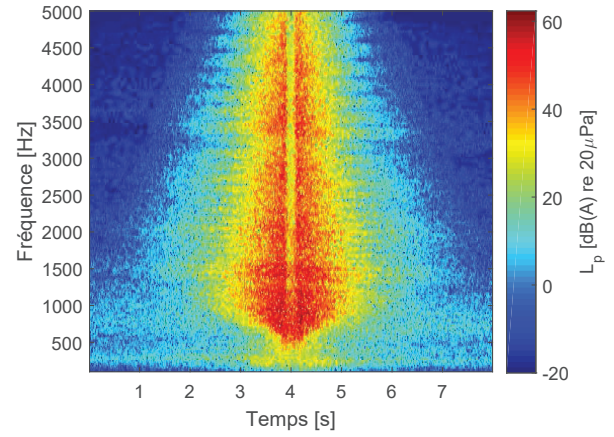


FIGURE 11 – Spectrogramme du bruit du rail  $s(t)$  au passage de la roue à  $V = 80$  km/h pour un récepteur à  $d = 10$  m de l'axe du rail;  $\Delta x_\omega = \min(\lambda_s, \lambda)/5$  et  $L_\omega = 60/\Delta_p$ .

être considérée comme négligeable à l'écoute.

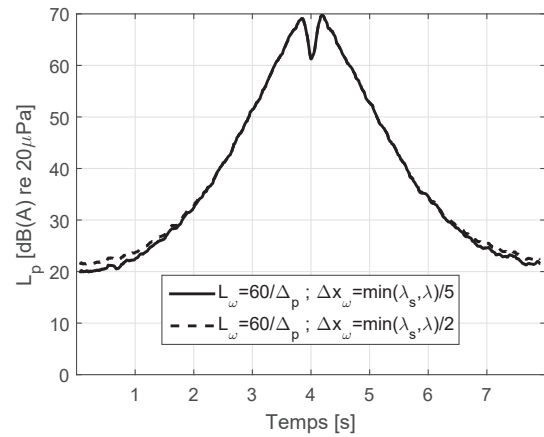


FIGURE 12 – Niveau de pression pondéré A du bruit du rail  $s(t)$  au passage de la roue à  $V = 80$  km/h pour un récepteur à  $d = 10$  m de l'axe du rail; (—)  $\Delta x_\omega = \min(\lambda_s, \lambda)/5$ ; (---)  $\Delta x_\omega = \min(\lambda_s, \lambda)/2$ .

La Figure 13 traite l'effet de la diminution de l'étendue spatiale sur le niveau de pression. Pour  $L_\omega = 30/\Delta_p$ , le nombre de monopoles est 2 fois plus faible que celui donné par l'Eq. (5). La comparaison montre un écart variable en fonction du temps de passage avec un maximum de 7 dB autour de  $t = 2$  s. Cette différence s'étale sur une période très courte et correspond à des positions d'excitation supérieures à 40 m du récepteur. À l'écoute, les résultats de synthèse sont semblables. Dans le cas d'une étendue  $L_\omega = 15/\Delta_p$ , l'impact sur le niveau de pression est plus important avec un écart qui dépasse 10 dB pour une excitation à 20 m du récepteur. Il est important de noter que ces approximations n'affectent pas le niveau à l'instant de passage. À cet instant, la contribution du rail est principalement pilotée par les monopoles qui se trouvent en face du récepteur. Ces monopoles sont toujours présents même pour une étendue faible  $L_\omega = 15/\Delta_p$ .

À ce stade, un modèle à nombre de monopoles réduit défini par un espacement  $\Delta x_\omega = \min(\lambda_s, \lambda)/2$  et une étendue spatiale  $L_\omega = 30/\Delta_p$  est utilisé. Le nombre de sources équivalentes est alors égal à 1/5 de celui donné par l'Eq. (5) et l'Eq. (6). Le résultat de simulation du bruit du rail au passage de la roue basée sur ce modèle est illustré

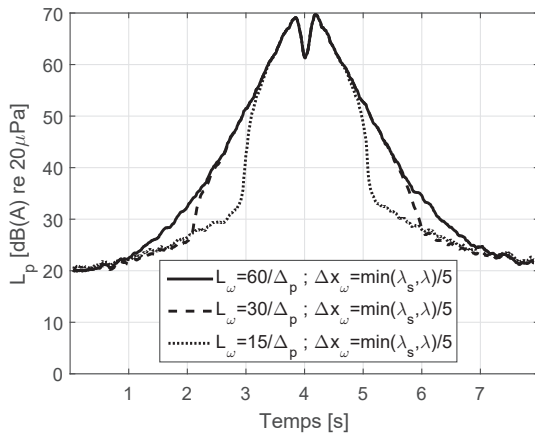


FIGURE 13 – Niveau de pression pondéré A du bruit du rail  $s(t)$  au passage de la roue à  $V = 80$  km/h pour un récepteur à  $d = 10$  m de l'axe du rail ; (—)  $L_\omega = 60/\Delta_p$  ; (---)  $L_\omega = 30/\Delta_p$  ; (...)  $L_\omega = 15/\Delta_p$ .

sur la Figure 14. Malgré les différences visibles sur le spectrogramme par rapport au modèle initial (cf. Figure 11), les sons synthétisés sont très proches à l'écoute. Dans un contexte du bruit de roulement, la contribution du rail est combinée à celle de la roue faisant l'objet de travaux en cours. D'autres approximations pourront être appliquées afin de réduire davantage le nombre de monopoles.

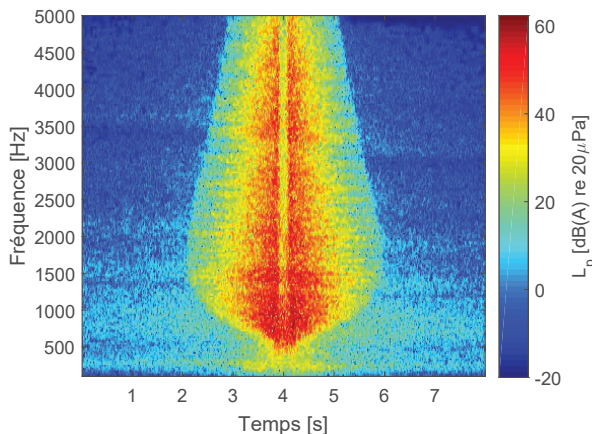


FIGURE 14 – Spectrogramme du bruit du rail  $s(t)$  au passage de la roue à  $V = 80$  km/h pour un récepteur à  $d = 10$  m de l'axe du rail ;  $\Delta x_\omega = \min(\lambda_s, \lambda)/2$  et  $L_\omega = 30/\Delta_p$ .

## 6 Conclusions

Les propriétés du rayonnement du rail diffèrent en fonction de la fréquence. Dans cet article, ces propriétés sont rappelées et une technique de synthèse du bruit du rail est proposée. Cette technique repose sur un modèle étendu dans lequel le rail est représenté par une ligne de monopoles. L'émission de chaque monopole est générée par un bruit blanc filtré en bandes de 1/12 d'octave et modulé par un gain lié à la réponse vibratoire du rail. Les résultats des simulations ont prouvé la robustesse de l'approche utilisée. Elle permet de construire un signal qui conserve le caractère étendu du rail ainsi que son comportement directif dans les hautes fréquences. Des tests d'écoute informels ont montré

l'intérêt de la méthode de synthèse pour des positions récepteurs proches du rail. Ces tests seront complétés par des expériences psychoacoustiques pour évaluer plus précisément le réalisme sonore et le choix de paramètres. Une première étude montre la possibilité de diminuer le nombre de sources équivalentes utilisé pour la modélisation du rail sans pour autant affecter le résultat de synthèse. L'approximation consiste à augmenter l'espacement entre les sources et réduire leur support spatial. À l'échelle du train, le bruit de roulement ferroviaire comprend le passage de plusieurs essieux. Pour un récepteur proche de l'axe du rail, la contribution du rail est importante pendant quelques secondes avant et après le passage du train. Cela correspond principalement à l'excitation du premier essieu lorsque le train se rapproche et du dernier essieu lorsque le train s'éloigne. Pour ces deux essieux, le rail est modélisé par le modèle de points sources présenté dans cet article. En revanche, la contribution du rail liée au reste des essieux, est masquée par les autres sources de bruit du train (*i.e.* bruit de la roue et des équipements) à l'instant de passage. Cette contribution peut être modélisée par un modèle plus simple à une source directive unique.

## Références

- [1] C. Mellet, F. Létourneaux, F. Poisson, C. Talotte, "High speed train noise emission : Latest investigation of the aerodynamic/rolling noise contribution", *Journal of sound and vibration*, 535-546 (2006).
- [2] D. J. Thompson, "Railway noise and vibration : mechanisms, modelling and means of control", *Elsevier*, (2009).
- [3] J. Maillard, A. Kacem, "Auralization applied to the evaluation of pedestrian and bike paths in urban environments", *INTER-NOISE 2016, 45th International Congress and Exposition of Noise Control Engineering, Hamburg, Germany*, 2699-2708.
- [4] J. Forssén, T. Kaczmarek, J. Alvarsson, P. Lundén, M. E. Nilsson, "Auralization of traffic noise within the LISTEN project — preliminary results for passenger car pass-by", *Euronoise 2009*.
- [5] E. Bongini, S. Molla, C. Herviou, D. Habault, F. Poisson, "Prediction and audio synthesis of vehicle pass-by noise", *Acoustics'08, 155th ASA meeting, 7th European conference on noise control, Paris, France, 2008*.
- [6] R. Pieren, K. Heutschi, J. M. Wunderli, M. Snellen, D. G. Simons, "Auralization of railway noise : Emission synthesis of rolling and impact noise", *Applied Acoustics*, 34-45 (2017).
- [7] B. Faure, O. Chiello, M.-A. Pallas, C. Servière, "Characterisation of the acoustic field radiated by a rail with a microphone array : The SWEAM method", *Journal of Sound and Vibration*, 165-190 (2015).
- [8] European Commission, Commission Directive (EU) 2015/996 of 19 May 2015 establishing common noise assessment methods according to Directive 2002/49/EC of the European Parliament and of the Council, *Official Journal of the European Union* 58.