



**HAL**  
open science

# Caractérisation Expérimentale du Bruit de Roulement et du Bruit d'Impact

Virginie Delavaud, Franck Poisson, Christophe Gérault

► **To cite this version:**

Virginie Delavaud, Franck Poisson, Christophe Gérault. Caractérisation Expérimentale du Bruit de Roulement et du Bruit d'Impact. 10ème Congrès Français d'Acoustique, Apr 2010, Lyon, France. hal-00538370

**HAL Id: hal-00538370**

**<https://hal.science/hal-00538370v1>**

Submitted on 22 Nov 2010

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# 10ème Congrès Français d'Acoustique

Lyon, 12-16 Avril 2010

## Caractérisation Expérimentale du Bruit de Roulement et du Bruit d'Impact

Virginie Delavaud<sup>1</sup>, Franck Poisson<sup>1</sup>, Christophe Gérault<sup>2</sup>

<sup>1</sup> SNCF-DIR, 45 rue de Londres, 75379 Paris, {virginie.delavaud,franck.poisson}@sncf.fr

<sup>2</sup> SNCF-AEF, 21 avenue du Président Allende, 94407 Vitry sur Seine, christophe.gerault@sncf.fr

Le bruit de roulement est la principale source de bruit des transports ferroviaires, pour un large intervalle de vitesses. Il est donc essentiel pour la SNCF de comprendre les mécanismes de génération du celui-ci. Jusqu'à maintenant la SNCF utilise le logiciel TWINS (Track Wheel Interaction Noise Software), basé sur une approche fréquentielle, pour prédire le bruit de roulement. Bien que très efficace dans les cas de voies ballastées standard, en ligne droite, ce logiciel est limité aux roues et aux rails sans défaut important. Une approche temporelle a donc été envisagée, à travers des travaux de thèse, pour étendre la modélisation du bruit de roulement à celle du bruit d'impact, dû aux discontinuités sur l'une et/ou l'autre des deux structures.

Dans le cadre de cette thèse, un essai en situation réelle a été réalisé avec l'Agence d'Essai Ferroviaire (AEF). Deux sites de mesures ont été installés sur la voie sélectionnée pour l'essai ; le premier sur une zone équipée de Longs Rails Soudés (LRS) et le second sur une zone avec un joint de rail (JR). De plus, certains essieux du train d'essai ont été spécialement sélectionnés pour leur défaut de surface (méplat, faux-rond, écaillage).

Nous présentons d'abord le résultat d'une analyse de corrélation des différentes lignes de rugosité, mesurées en parallèle sur la roue et le rail. Puis nous présentons une comparaison entre l'excitation due à la rugosité et la réponse vibratoire du rail sur le site de mesure LRS. L'influence du choix de la ligne de rugosité mesurée, sur le bruit de roulement, sera évaluée. Les cas d'une roue sans défaut et d'une autre présentant un méplat seront traités. Enfin, le bruit au passage d'un joint de rail sera quantifié dans différentes situations.

### 1 Introduction

Les mécanismes de génération du bruit de roulement ferroviaire sont bien connus notamment grâce aux travaux de D.J. Thompson [1] sur lesquels est basé le logiciel TWINS [2]. Le bruit généré par des défauts de surface sur la roue et/ou sur le rail, le bruit d'impact, est moins connu et il existe peu de références sur sa caractérisation expérimentale.

Le développement d'un modèle temporel de bruit de

tiennent compte de l'influence du défaut à travers les données d'excitation d'entrée et la géométrie des structures. Par exemple, les modèles de rail en présence d'un joint (figure 2) restent les mêmes que dans le cas de Longs Rails Soudés (figure 1). Le joint de rail est représenté dans les données de rugosité par un pic négatif de la profondeur du joint (voir par exemple [3]).

L'essai en situation réelle, dont certains résultats sont



FIG. 1: Longs Rails Soudés

roulement permet d'élargir la modélisation à celle du bruit d'impact. La plupart des travaux concernant le bruit des points singuliers sur la roue et/ou le rail



FIG. 2: Joint de rail

présentés dans ce papier, avait pour premier objectif de vérifier que les hypothèses de modélisation des points singuliers, tels que les joints de rail ou les méplats sur la roue, sont valides. Dans le cas contraire, la modélisation du rail en présence d'un joint demanderait un modèle

vibratoire différent de celui d'un Long Rail Soudé. Cet essai permet aussi de fournir des données d'alimentation et de validation du modèle temporel développé pendant la thèse.

Afin de pouvoir analyser les mesures au passage du



FIG. 3: Méplat

train d'essai, des mesures de caractérisation de la voie ont été effectuées. En particulier, la rugosité de surface, la réceptance, et donc le taux de décroissance, ont été mesurés. Les wagons du train d'essai étaient des wagons à essieux simples, de type L5, afin de pouvoir différencier au maximum les contributions de chaque roue. Deux essieux ont été sélectionnés pour leur surface régulière, c'est à dire sans défaut. Sur l'un des 2, un méplat a été créé artificiellement (figure 3) tandis que l'autre est l'essieu de référence pour l'essai. Seule la rugosité des roues sélectionnées a été mesurée pour caractériser le train d'essai. Au total, 13 passages de train à différentes vitesses ont été mesurés : 6 à 80 km/h, 5 à 60 km/h et 2 à 70 km/h. Seuls les résultats des passages à 80 km/h sont présentés ici.

## 2 Dispositif expérimental

### 2.1 Site de l'essai

Le site de l'essai est situé sur la ligne Amiens-Compiègne. Cette voie est non électrifiée et limitée à 100 km/h. Malgré ces restrictions, elle a été sélectionnée car elle contient à la fois une partie équipée de Long Rails Soudés (LRS) et une partie présentant des rails à barres courtes séparées par des joints de rail (JR). De plus, l'environnement dégagé est idéal pour des mesures acoustiques.

### 2.2 Mesures au passage du train

Les mesures au passage du train permettent de caractériser les comportements acoustiques et vibratoires des roues et de la voie.

Sur le site LRS, 18 capteurs d'accélération ont été utilisés sur les 6 travées sélectionnées (voir figure 1). Sachant que la longueur des travées est d'environ 0.6 m et que le diamètre des roues équivaut à environ 3 m, l'équipement de 6 travées permet de mesurer un tour de roue complet. Par conséquent, l'influence d'un défaut de roue peut être quantifié à chaque passage. Chaque travée est équipée d'un accéléromètre vertical et d'un accéléromètre latéral sur le rail. La vibration des traverses séparant les travées a aussi été mesurée par des accéléromètres verticaux. Sur le site JR, les deux travées encadrant le joint

de rail sont chacune équipées d'un accéléromètre vertical et d'un accéléromètre latéral (voir figure 2). Les 4 traverses encadrant le joint de rail sont elles aussi équipées d'un accéléromètre vertical.

Sur chaque site de mesure, 3 microphones ont été utilisés : un premier proche du rail, un second à hauteur de la roue mais suffisamment éloigné pour respecter les règles de gabarit et le troisième à 7.5 m de la voie, placé à une hauteur de 1.2 m par rapport à la surface du champignon du rail. Ce dernier microphone respecte le protocole de mesure de bruit au passage spécifié dans la norme NF EN ISO 3095. Dans ce papier, seuls les résultats de ce microphone sont exploités.

De façon à pouvoir localiser le passage de chaque roue dans les mesures au passage du train d'essai, chaque site est équipé d'une pédale de détection d'essieux (que l'on peut distinguer près du second rail de la voie sur chaque figure 1 et 2).

## 3 Analyse des mesures de rugosité

La caractérisation de la rugosité de surface sur la roue et le rail permet de répondre à deux objectifs importants. Le premier est évidemment de quantifier l'excitation au passage du train et de pouvoir faire des comparaisons entre l'amplitude du bruit au passage et l'amplitude de rugosité dans les différentes gammes de fréquence.

Un modèle temporel de bruit de roulement offre la possibilité d'utiliser les données spatiales de rugosité, plutôt qu'une estimation spectrale de ces dernières comme c'est le cas pour le logiciel TWINS. Le second objectif est d'analyser les données de rugosités spatiales mesurées. Néanmoins, certaines précautions doivent être prises. Les instruments de mesure de rugosité ne peuvent pas quantifier l'état de la surface totale de la bande de roulement mais seulement des lignes mesurées en parallèle. Il est donc essentiel de mesurer suffisamment de lignes pour pouvoir extrapoler un état global reflétant celui de la surface réelle. De plus, l'utilisation des données spatiales de rugosité comme paramètres d'entrée d'un modèle temporel demande une mesure en continu de l'état de surface du rail d'une longueur équivalente à la longueur de voie simulée.

Nous présentons ici une analyse de corrélation des lignes mesurées en parallèle pendant l'essai puis une estimation spectrale par bande tiers d'octave. L'analyse de corrélation permet d'évaluer la nécessité de mesurer plusieurs lignes en parallèle. Les coefficients de corrélation entre les lignes de rugosité mesurées ont été estimés grâce au rapport entre la covariance de deux lignes et le produit des écarts-type de chaque ligne. L'estimation spectrale des lignes de rugosité permet de faire des comparaisons avec celle de l'accélération verticale du rail et du bruit au passage du train. Aucun traitement de la mesure n'a été effectué avant l'estimation des spectres, ni suppression de pics liés aux particules de matières étrangères présentes sur le rail ni traitement de courbure prenant en compte le rayon de la pointe du capteur. L'estimation du spectre bande fine a été effectuée en utilisant un périodogramme moyenné (méthode de Welch) et une recombinaison en tiers d'octave.

### 3.1 Rugosité du rail

La rugosité du rail a été mesurée avec le trolley CAT (Corrugation Analysis Trolley), de la société RailMeasurement, afin de répondre à la demande d'une mesure en continu sur plusieurs mètres. La rugosité a été mesurée sur 100 m sur le site LRS, et sur 20 m de part et d'autre du joint sur le site JR, en commençant depuis le joint. Sur les deux sites, plusieurs lignes en parallèle espacées de 2 mm ont été mesurées sur la bande de roulement. Le pas d'échantillonnage de la mesure était de 1 mm, correspondant par conséquent à une fréquence d'échantillonnage de  $1000 \text{ m}^{-1}$ .

#### 3.1.1 Mesures sur le site LRS et analyse de corrélation

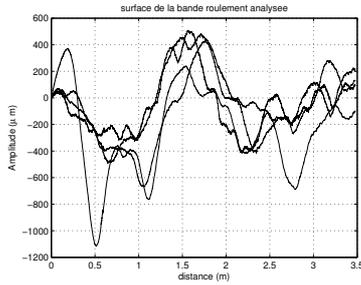


FIG. 4: Rugosité spatiale ( $\mu\text{m}$ ) mesurée sur le site LRS.

Sur le site LRS, on analyse les 4 lignes de rugosité mesurées sur la bande de roulement, qui est comprise entre 34 et 40 mm depuis la face interne de rail. Les résultats présentés correspondent à l'analyse de la rugosité des travées équipées de capteurs, extraite des 100 m mesurés.

La figure 4 montre la rugosité spatiale obtenue; les mesures étant recalées par rapport au premier échantillon mesuré (la rugosité au point 0 est nulle partout). Les lignes de rugosité sont différentes mais suivent une tendance globale similaire. Cette observation est confirmée par l'analyse de corrélation illustrée par la table 1.

Tous les coefficients de corrélation croisée sont compris entre 0.56 et 0.73. Cela traduit un lien entre chaque ligne de rugosité mais ne permet pas de conclure sur une relation linéaire entre celles-ci. Dans le cas présent, la mesure de toutes ces lignes est nécessaire à l'évaluation de la surface réelle du rail.

	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$l_4$
$l_1$	1	0.56	0.58	0.73
$l_2$		1	0.67	0.67
$l_3$			1	0.7
$l_4$				1

TAB. 1: Coefficients de corrélation des lignes de rugosité mesurées sur le site LRS,  $l_i$  dénotant la ligne  $i$ .

#### 3.1.2 Mesures sur le site JR et analyse de corrélation

Sur le site JR, on analyse les 4 lignes de rugosité mesurées sur la bande de roulement, qui est comprise entre

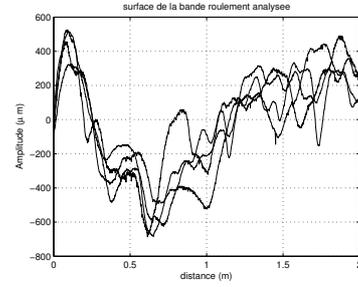


FIG. 5: Rugosité spatiale ( $\mu\text{m}$ ) mesurée sur le site JR.

32 et 38 mm depuis la face interne de rail. Les résultats présentés correspondent à l'analyse de la rugosité sur 2 m en partant du joint, du côté de la direction Compiègne, extraite des 20 m mesurés (à droite du joint sur la photo 2). La partie du côté de la direction Amiens n'est pas présentée ici.

La figure 5 montre la rugosité spatiale obtenue. On observe que la mesure de certaines lignes présente des oscillations de très petites longueurs d'onde dues probablement à des rebonds de la bille codeuse du trolley. On peut néanmoins faire les mêmes remarques que pour la rugosité sur le site LRS : les lignes de rugosité sont différentes mais suivent une tendance globale similaire, confirmée par l'analyse de corrélation de la table 2.

	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$l_4$
$l_1$	1	0.9	0.88	0.78
$l_2$		1	0.88	0.75
$l_3$			1	0.8
$l_4$				1

TAB. 2: Coefficients de corrélation des lignes de rugosité mesurées sur le site JR,  $l_i$  dénotant la ligne  $i$ .

#### 3.1.3 Comparaison spectrale de la rugosité mesurée sur le site LRS et le site JR

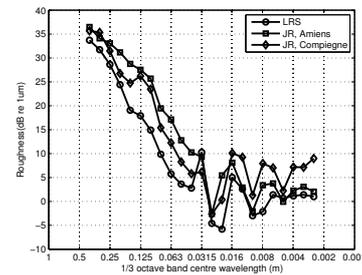


FIG. 6: Comparaison des spectres Tiers d'octave (dB ref.  $1 \mu\text{m}$ ) de la rugosité sur LRS et JR;  $-\circ-$  LRS,  $-\square-$  JR Amiens,  $-\diamond-$  JR Compiègne.

La figure 6 montre les spectres tiers d'octave de la rugosité mesurée sur les travées du site LRS et de part et d'autre du joint de rail (JR, Amiens et JR, Compiègne). On remarque 2 pics importants, présents sur les 3 spectres, dans les tiers d'octave 0.0315 m et 0.016 m. Ces deux pics correspondent à des stries d'un meulage du rail, effectué juste avant l'essai. Grâce à la relation

reliant une fréquence, en Hz, au rapport entre une vitesse et une longueur d'onde, ces deux pics de rugosité correspondent aux fréquences 635 Hz et 1250 Hz, respectivement, pour une vitesse de 20 m/s, c'est à dire de 80 km/h. On verra plus loin que l'on observe des pics à ces deux fréquences tant dans le spectre d'accélération verticale du rail que le bruit au passage.

### 3.2 Rugosité de la roue

Le principe de mesure de la rugosité des roues a été développé par l'AEF. Six capteurs de déplacement, espacés de 5 mm, sont montés sur un support fixé au rail. L'essieu est soulevé afin de pouvoir faire tourner la roue manuellement. Une série de mesure procure donc 6 lignes de rugosité. Afin d'obtenir un espacement plus fin entre les lignes de rugosité, deux séries de mesures ont été effectuées. Au total 12 lignes de rugosité sont obtenues comprises entre 62.5 et 90 mm depuis la face interne de la roue. Ici, seules les 6 lignes de la première série de mesures, comprises entre 65 et 90 mm depuis la face interne de la roue, sont analysées. Le pas d'échantillonnage de la mesure était de 0.5 mm, correspondant par conséquent à une fréquence d'échantillonnage de 2000  $m^{-1}$ . Les données analysées ici correspondent à environ 2 tours de roues.

#### 3.2.1 Mesures sur la roue de référence et analyse de corrélation

La figure 7 montre la rugosité mesurée sur la roue de référence pour l'essai. Les lignes sont pratiquement équivalentes excepté l'amplitude des creux et des bosses où l'on observe de légères différences.

L'analyse de corrélation (table 3) montre que toutes les

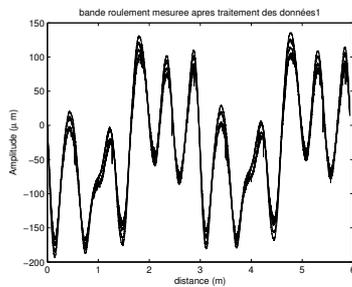


FIG. 7: Rugosité spatiale ( $\mu m$ ) mesurée sur la roue de référence.

lignes mesurées sont linéairement dépendantes les unes des autres. On peut donc en conclure qu'il suffit de ne mesurer que quelques lignes pour caractériser l'ensemble de l'état de surface de cette roue. Par exemple, une mesure au centre de la bande roulement et deux autres à ses extrémités suffisent pour vérifier la corrélation.

#### 3.2.2 Mesures sur la roue avec un méplat et analyse de corrélation

La figure 8 montre le profil de rugosité de la roue avec un méplat. Ce dernier est facilement identifiable par un creux très profond à chaque tour de roue. Ce méplat est présent sur les lignes 3, 4 et 5.

La table 4 montre une forte corrélation entre ligne me-

	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$l_4$	$l_5$	$l_6$
$l_1$	1	1	1	1	1	0.99
$l_2$		1	1	1	0.99	0.99
$l_3$			1	1	1	0.99
$l_4$				1	1	1
$l_5$					1	1
$l_6$						1

TAB. 3: Coefficients de corrélation des lignes de rugosité spatiale mesurées sur la roue de référence,  $l_i$  dénotant la ligne  $i$ .

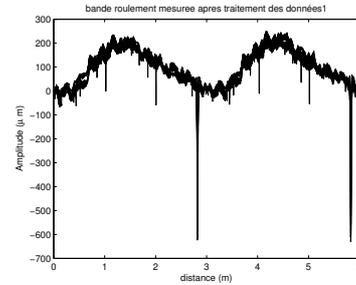


FIG. 8: Rugosité spatiale ( $\mu m$ ) mesurée sur la roue avec un méplat.

surées. Néanmoins, on ne peut pas conclure de la même façon que pour la roue de référence. En effet, lorsque la roue contient un défaut de surface, il est nécessaire de mesurer un nombre suffisant de lignes de rugosité afin de bien caractériser le défaut. Dans le cas d'un méplat, par exemple, les 12 lignes mesurées sont nécessaires pour évaluer la position, la surface et la profondeur du défaut.

	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$l_4$	$l_5$	$l_6$
$l_1$	1	0.98	0.99	0.96	0.96	0.97
$l_2$		1	0.95	0.9	0.92	0.98
$l_3$			1	0.98	0.98	0.95
$l_4$				1	0.99	0.91
$l_5$					1	0.92
$l_6$						1

TAB. 4: Coefficients de corrélation des lignes de rugosité spatiale mesurées sur la roue avec un méplat,  $l_i$  dénotant la ligne  $i$ .

## 4 Comparaison entre l'excitation due à la rugosité et le bruit au passage sur le site LRS

La même procédure d'analyse spectrale que celle des données de rugosité a été utilisée pour analyser les mesures d'accélération et de bruit au passage. La fréquence d'échantillonnage des mesures au passage du train d'essai était de 32768 Hz. Les spectres tiers d'octave de bruit au passage sont donnés en dB(A). Les spectres de rugosité sont donnés en dB, la valeur de référence utilisée est de 0.1 m.

## 4.1 Cas du passage de la roue de référence

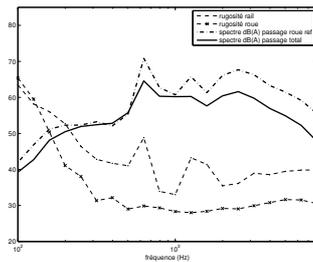


FIG. 9: Spectre Tiers d'octave de bruit au passage (dB(A) ref.  $2.10^{-5}$  Pa) sur le site LRS ; ---. roue de référence, — Passage total, -x- Rugosité de la roue, - - - Rugosité du rail.

La figure 9 compare le spectre du bruit au passage de la roue de référence avec celui du bruit au passage total du train d'essai et les rugosités de la roue et du rail. On constate que la rugosité de la roue est bien plus faible que celle du rail et que par conséquent elle n'influence pas le bruit au passage. Cela ne signifie pas que la roue ne contribue pas au bruit mais que sa rugosité n'excite ni elle-même ni le rail. On sait que la contribution du rayonnement acoustique de la roue dans le bruit de roulement devient significatif à partir de 2000 Hz. C'est probablement l'origine de la forme bombée des spectres de bruit à partir de 2000 Hz.

Ces deux derniers admettent deux pics importants aux fréquences 635 et 1250 Hz, citées précédemment comme étant dues aux stries de meulage du rail. Le spectre du passage de la roue de référence reste équivalent à celui du passage total. La correspondance entre la rugosité des structures et la réponse acoustique est bien mise en évidence dans ce cas.

## 4.2 Cas du passage de la roue avec un méplat

Dans le cas du passage de la roue avec un méplat, la rugosité de la roue est largement au-dessus de celle du rail. Les pics dûs aux stries de meulage sont moins évidents et même inexistant pour celui à 1250 Hz. Le spectre du passage de la roue avec un méplat correspond à une élévation du niveau de bruit sur toute la bande de fréquence. C'est la caractéristique spectrale d'un choc, c'est à dire d'une discontinuité, dans le domaine temporel.

## 5 Caractérisation de la réponse du rail autour du joint

L'objectif de cette analyse est de comparer le comportement du rail avec ou sans la présence d'un joint. Un joint de rail comporte toujours une marche, c'est à dire une différence de hauteur entre les deux tronçons de rail reliés par l'éclisse. Sur le site de l'essai, cette marche était d'environ 0.3 mm, plus haute du côté Compiègne (côté droit sur la photo 2). Les travaux antérieurs (par exemple [3]) ont montré que la réponse du rail était plus

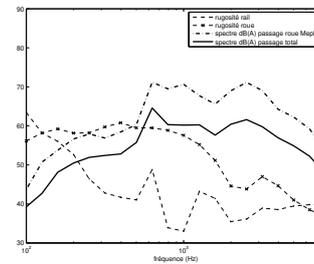


FIG. 10: Spectre Tiers d'octave de bruit au passage (dB(A) ref.  $2.10^{-5}$  Pa) sur le site LRS ; ---. roue avec un méplat, — Passage total, -x- Rugosité de la roue, - - - Rugosité du rail.

importante lorsque la roue parcourait le joint du côté le plus bas vers le côté le plus haut ; c'est à dire lorsque la roue monte la marche. La procédure appliquée s'explique en 3 étapes. D'abord le comportement du rail autour du joint a été analysé, en tenant compte de la direction du train, c'est à dire le sens dans lequel les roues parcourent le joint. Les accélérations verticales sur le site JR sont ensuite comparées avec celles sur le site LRS. Enfin, les niveaux de bruit sur LRS sont comparés avec ceux sur JR.

La figure 11 montre les résultats des accélérations ver-

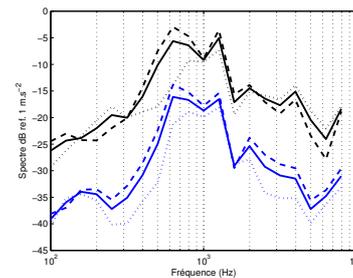


FIG. 11: Accélération verticale du rail (dB ref.  $1$   $m.s^{-2}$ ) suivant la direction du train et la position des capteurs ; Bleu : Direction Amiens, Noir : Direction Compiègne ; - - - Capteur côté Amiens, ... Capteur côté Compiègne, — Moyenne.

tales mesurées sur le site JR, suivant la direction du train. La marche est donc parcourue du côté le plus bas vers le côté le plus haut lorsque le train voyage vers Compiègne. Comme attendu, l'accélération du rail est plus importante lorsque le train monte la marche du joint. La réponse dans ce cas est équivalente à une translation de la réponse vibratoire lorsque le train voyage dans l'autre direction.

Dans la direction de circulation vers Amiens, le capteur du côté Compiègne enregistre une réponse vibratoire toujours inférieure à celui du côté Amiens. Par conséquent, le choc dû au joint ne semble pas être perçu par le capteur côté Compiègne. Lorsque le train voyage vers Compiègne, on observe une alternance de dominance entre les réponses enregistrées par les capteurs de part et d'autre du joint. Dans ce cas, le capteur côté Amiens perçoit autant le joint de rail que le capteur côté Compiègne. Cette analyse tend à valider expérimentalement les hypothèses de modélisation d'un joint de rail émises dans les travaux antérieurs sur le sujet (par exemple [3]).

La figure 12 permet de comparer l'accélération verti-

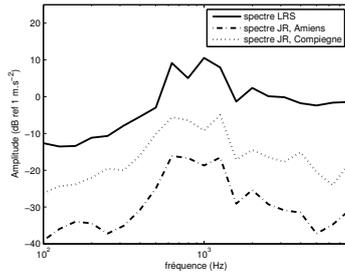


FIG. 12: Comparaison des accélérations du rail (dB ref  $1 \text{ m.s}^{-2}$ ); — LRS, -.-. JR Amiens, ... JR Compiègne.

cale du rail sur le site LRS avec l'accélération verticale du rail autour du joint suivant la direction de passage. On constate très clairement que l'accélération enregistrée sur le site LRS est plus importante que sur le site JR quelle que soit la direction de circulation du train. Cela traduit une répartition différente de l'énergie en présence d'un joint, probablement due à l'éclisse. Néanmoins, on remarque la présence de pics aux fréquences dues aux stries de meulage dans les 3 spectres. L'accélération enregistrée sur le site LRS montre bien la fréquence de résonance, à environ 1000 Hz, apparaissant lorsque la longueur d'onde dans le rail équivaut à deux fois la distance entre les traverses. Cette fréquence est moins localisée dans l'accélération du rail sur le site JR. Malgré le fait que l'accélération verticale du rail soit

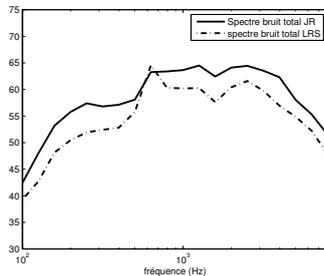


FIG. 13: Comparaison des bruit au passage total du rail (dB(A) ref  $2.10^{-5} \text{ Pa}$ ); — JR, -.-. LRS.

plus élevée sur le site LRS, le bruit au passage est plus faible que sur le site JR. En effet, on constate sur la figure 13 que le spectre de bruit au passage sur le site LRS reste toujours en dessous de celui enregistré sur le site JR sauf pour le pic de fréquence correspondant à la strie de meulage du rail (à 635 Hz). Bien entendu, le passage du train sur le joint de rail produit un choc important qui se traduit par une augmentation de tout le spectre, par rapport à un bruit au passage sans joint.

## 6 Conclusion

Les méthodes de mesure de la rugosité, adaptées à des approches fréquentielles de simulation, le sont aussi pour des approches temporelles à condition d'utiliser un trolley pour mesurer la rugosité de la voie. Néanmoins, le nombre de lignes mesuré peut être différent dans le cas d'une modélisation temporelle.

Nous avons montré qu'une forte corrélation entre les

lignes ne suffit pas comme critère de décision, en particulier pour une roue présentant un défaut important. Une mesure systématique de plusieurs lignes en parallèle est donc nécessaire. Sur le rail, le nombre de lignes mesurées doit couvrir toute la bande de roulement et l'espace entre ces lignes doit être au plus de  $2 \text{ mm}$ . Il en est de même sur la roue, pour assurer une caractérisation correcte des éventuels défauts présents sur la bande de roulement.

La modélisation du rail en présence d'un joint peut être la même que sans joint, ce dernier pouvant être considéré dans les données d'entrée du modèle. Certaines différences sont pourtant à noter. La répartition de l'énergie semble différente en présence d'un joint. Cette différence est probablement due à l'éclisse qui transmet seulement une partie des ondes entre les 2 tronçons de rail.

Pour compléter cette analyse, il faut prendre en compte les mesures de vibration latérale du rail, connue pour avoir un rôle non négligeable dans le rayonnement acoustique de celui-ci. De plus, l'analyse de la vibration verticale des traverses nous permettra d'évaluer la transmission d'énergie entre celles-ci et le rail. Enfin, les résultats de cet essai permettront d'évaluer le modèle temporel développé pendant la thèse.

## Références

- [1] D.J. Thompson, "Wheel-rail noise : theoretical modeling of the generation of vibrations", *PhD ISVR Southampton*, (1990)
- [2] D.J. Thompson, M.H.A. Janssens, F.G. de Beer, "TWINS theoretical Manual", Version 3.0, (1999)
- [3] T.X. Wu, D.J. Thompson, "On the impact noise generation due to a wheel passing over rail joints", *Journal of Sound and Vibration* 267, 485-496, (2003)
- [4] C. Gérard, "Caractérisation expérimentale du bruit de roulement DOC014761/D006555", *Document interne SNCF-AEF*, (2009).