HAL
archives-ouvertes.fr

Auralisation des transports ferroviaires en milieu urbain

Abbes Kacem

▶ **To cite this version:**

Abbes Kacem. Auralisation des transports ferroviaires en milieu urbain. Traitement du signal et de l'image [eess.SP]. Université Grenoble Alpes, 2019. Français. NNT : 2019GREAT049 . tel-02634281

HAL Id: tel-02634281
https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-02634281

Submitted on 27 May 2020

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.

Communauté
UNIVERSITÉ Grenoble Alpes

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE LA COMMUNAUTÉ UNIVERSITÉ GRENOBLE ALPES

Spécialité : **SIGNAL, IMAGE, PAROLE, TELECOMS**

Arrêté ministériel : 25 mai 2016

Présentée par

Abbes KACEM

Thèse dirigée par **Nadine MARTIN,**
codirigée par **Julien MAILLARD et Baldrik FAURE**

préparée au sein du **Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB)** et du **Laboratoire Grenoble Images Parole Signal Automatique (GIPSA-lab)**
dans **l'École Doctorale Electronique, Electrotechnique, Automatique, Traitement du Signal (EEATS)**

Auralisation des transports ferroviaires en milieu urbain

Thèse soutenue publiquement le **1er octobre 2019**,
devant le jury composé de :

Monsieur, Etienne PARIZET
Professeur à l'INSA Lyon, Président du jury
Monsieur, Alain BERRY
Professeur à l'Université de Sherbrooke, Rapporteur
Monsieur, Jean-Hugh THOMAS
Professeur à l'Université du Maine, Rapporteur
Monsieur, Baldrik FAURE
Chef de projet à la Direction Innovation & Recherche SNCF,
Co-encadrant de thèse
Monsieur, Julien MAILLARD
Ingénieur recherche et expertise au CSTB, Co-directeur de thèse
Madame, Nadine MARTIN
Directrice de recherche au CNRS, Directrice de thèse

Résumé

Le développement du secteur des transports ferroviaires est fortement contraint par la pollution sonore associée. Le nombre de riverains gênés par le bruit ferroviaire ne cesse de croître avec la construction de nouvelles voies ferrées et la densification du trafic. Dans ce contexte, la réduction des nuisances sonores ferroviaires constitue un axe de recherche majeur. Les principaux travaux réalisés sur le sujet se sont articulés autour de l'estimation des niveaux sonores. Des modèles aussi bien théoriques qu'empiriques ont été proposés permettant de prédire avec précision les niveaux du bruit ferroviaire. Cependant, l'information fournie est difficile à appréhender en termes de gêne, cette grandeur étant aussi liée à d'autres paramètres plus complexes. Une caractérisation plus précise de la gêne consiste à simuler le signal sonore perçu par un auditeur et effectuer une évaluation par l'écoute. Cette simulation auditive du champ sonore est appelée auralisation.

Cette thèse cherche à mettre en œuvre des techniques d'auralisation du bruit ferroviaire en milieu urbain. Ce bruit est de nature complexe compte tenu des nombreuses sources individuelles qui le composent. Pour une circulation urbaine, le bruit ferroviaire provient du roulement de la roue sur le rail et des équipements du train. Les travaux réalisés dans le cadre de cette thèse concernent le développement de méthodes de synthèse sonore de ces sources.

Afin de pouvoir traiter différents types de roues et de rails, l'auralisation du bruit de roulement repose sur une approche physique. Cette approche consiste à modéliser l'excitation du système roue/rail dans le domaine temporel. Des modules de synthèse sonore adaptés aux contributions du rail, de la roue et de la traverse sont développés. Ces modules assurent l'auralisation du bruit de roulement en tenant compte de l'excitation. La méthode proposée fait l'objet d'une étude comparative avec une mesure au passage. Il est démontré que le signal simulé est proche de la mesure en termes de niveau sonore équivalent, pondéré A, avec un écart inférieur à 2 dB(A). Un test d'écoute basé sur les séquences simulées et enregistrées permet de mettre en évidence qu'une bonne configuration du modèle produit un réalisme important par rapport à la mesure.

Par ailleurs, une technique de synthèse granulaire synchrone est adoptée pour restituer le bruit des équipements. Initialement appliqué dans la synthèse du bruit de trafic routier, l'algorithme de synthèse est adapté aux spécificités des équipements du matériel roulant ferroviaire. L'approche proposée permet de restituer fidèlement les émissions acoustiques des équipements.

Mots clés : auralisation, transport ferroviaire, modélisation physique, bruit de roulement ferroviaire, synthèse granulaire, bruit des équipements ferroviaires, essais acoustiques, tests d'écoute.

Abstract

Railway transportation represents an important source of noise pollution in urban areas. Both the development of new infrastructures and the increase in traffic raise the number of people impacted. As a result, reduction of railway traffic noise remains an active research field. The work carried out on the subject has been mainly focused on the estimation of sound levels. Theoretical and empirical models have been proposed to accurately predict railway noise levels. However, averaged sound pressure levels may be difficult to translate in terms of perceived noise annoyance, due to the complexity of the involved phenomena. One way to assess perceived noise annoyance is to synthesize and render the time domain pressure signal perceived by a listener. Noise annoyance is then evaluated perceptually through listening tests. This approach is called auralization.

The goal of this thesis is to develop auralization methods for acoustic emissions from railway vehicles in urban environments. Railway noise is radiated from many individual sources. In urban areas, the railway noise mainly consists of rolling and traction noise. This thesis focuses specifically on the audio synthesis of these sources.

In order to assess different types of wheels and rails, the auralization method of the rolling noise is based on a physical model whose parameters may be varied. In this approach, the excitation of the wheel/rail system is modeled in the time domain. Three sound synthesis modules are proposed for the acoustic emission signals of the rail, wheel and sleepers. Each module accounts for the excitation force of the wheel/rail system. Comparisons of simulated pass-by noise levels with measured data show a good agreement with differences smaller than 2 dB(A) in terms of A-weighted sound pressure levels. The approach is also evaluated trough listening tests. It is shown that when properly configured, the proposed model yields very realistic sounds.

Noise from the traction system components is auralized using a granular synthesis technique. The technique, previously developed for road traffic engine noise, is adapted to railway vehicle noise. It is shown to accurately synthesize the acoustic emissions of these components.

Keywords : auralization, railway transportation, physical modelling, railway rolling noise, granular synthesis, railway traction noise, acoustic measurements, listening test.

À mes parents et grands-parents

Remerciements

Je souhaite tout d'abord remercier très chaleureusement mon encadrant de thèse au CSTB de Grenoble, Julien Maillard, pour tout le temps consacré à encadrer mes travaux. Malgré les contraintes, il a pu suivre soigneusement mon avancement tout au long de la thèse. Son regard critique et sa force de proposition ont fortement contribué à la qualité de ce travail.

Je tiens à remercier tout particulièrement ma directrice de thèse, Nadine Martin, pour sa qualité d'encadrement et pour son implication dans le sujet. Ce fut un énorme plaisir d'avoir travaillé avec vous durant ces trois ans. Je ne vous remercierai jamais assez pour votre disponibilité, votre écoute et pour toutes les compétences transmises grâce à nos réunions mensuelles.

Mes remerciements s'adressent à mon encadrant au sein de la Direction Innovation & Recherche de SNCF, Baldrik Faure, pour ses conseils avisés et pour l'autonomie qu'il m'a proposée pendant la thèse.

J'exprime ma gratitude aux membres du jury, M. Alain Berry, M. Jean-Hugh Thomas et M. Etienne Parizet, d'avoir accepté d'examiner mon travail. Merci également pour les discussions enrichissantes que nous avons eues pendant la soutenance. Je suis très reconnaissant à l'égard de Mme Marie-Agnès Pallas et M. Jean-Hugh Thomas d'avoir suivi mon travail dans le cadre des deux comités de suivi de thèse. Leurs remarques m'ont aidé à améliorer la qualité de ce manuscrit.

Je tiens à remercier Guillaume Lemaitre pour son aide précieuse lors de la réalisation et l'analyse des tests d'écoute. Merci à Claire Chaufour qui a toujours répondu présente lorsque j'en ai eu besoin.

Je souhaite remercier Catherine Guigou pour son soutien ainsi que pour ses éclaircissements quand il s'agissait de la vibroacoustique. Je remercie aussi très vivement Jacques Martin et Jérôme Defrance pour leurs encouragements et pour l'attention particulière qu'ils ont portée à mon sujet de thèse.

Merci à toute l'équipe de l'AEF (Agence d'Essai Ferroviaire) de SNCF Mobilités, et plus particulièrement à Benoît Bierra d'avoir contribué au bon déroulement des campagnes de mesures.

Je remercie vivement Théo Mariotte, apprenti ingénieur dans la division acoustique au CSTB, qui ayant travaillé sur la synthèse granulaire de trafic routier, a mené à bien l'auralisation du bruit des équipements dans le cadre de cette thèse. Merci aussi à Xavier Plouseau-Guédé, apprenti ingénieur à SNCF I&R, pour son aide lors du dépouillement de mesures.

Je remercie tous les membres de la division acoustique au CSTB de Grenoble, avec qui il était agréable de travailler. Merci au personnel de la Direction Innovation & Recherche de SNCF pour m'avoir chaleureusement accueilli pendant mes quelques visites.

Je tiens à remercier tous les passants par la division acoustique au CSTB de Grenoble en tant qu'apprentis, stagiaires et doctorants, avec qui j'ai partagé de très agréables moments. Je

pense particulièrement à Simon, Clément, Alexandre, Amine, Yifu, Édouard, Stéphanie, Wilhem, Pierrick, Julien et Justin. Mais je ne l'ai pas oublié, je consacre ces lignes à remercier Antonio Cerrato, ancien post-doctorant au CSTB, pour les discussions enrichissantes tant sur le plan professionnel que personnel.

Je remercie du fond du cœur mon ami Mohamed Wajdi Ben Ayoub et son épouse Imen Jaber d'avoir fait le trajet pour assister à la soutenance. C'était un immense plaisir de vous voir m'entourer durant toute la journée. Merci également pour les gâteaux sucrés et salés qui ont bien animé mon pot de thèse.

Enfin, merci à toute ma famille pour la confiance accordée. Venant de l'autre côté de la Méditerranée, cette confiance a constitué un vrai soutien durant ces dernières années.

Table des matières

Introduction **1**

1 État de l'art sur la prévision et l'auralisation du bruit ferroviaire **5**
1.1 Sources du bruit ferroviaire . . . 6
1.2 Modèle de sources équivalentes . . . 7
1.3 Modélisation théorique du bruit ferroviaire . . . 8
1.4 Modèles empiriques pour le bruit ferroviaire . . . 10
1.5 Structure générale d'un modèle d'auralisation . . . 11
1.6 Synthèse des signaux sources . . . 12
1.6.1 Synthèse par modèles physiques . . . 12
1.6.2 Synthèse par modèles de signaux . . . 14
1.7 Simulation des effets de propagation du son . . . 16
1.8 Restitution spatialisée du son . . . 16
1.9 Revue bibliographique sur l'auralisation du bruit ferroviaire . . . 18
1.10 Conclusions sur les travaux antérieurs et objectifs de la thèse . . . 19

2 Caractérisation du bruit de roulement **23**
2.1 Généralités sur le bruit de roulement . . . 24
2.1.1 Mécanismes générateurs . . . 24
2.1.2 Rugosités roue/rail . . . 24
2.2 Comportement vibroacoustique du rail . . . 27
2.2.1 Comportement vibratoire du rail . . . 27
2.2.2 Comportement acoustique du rail . . . 36
2.3 Comportement vibroacoustique de la roue . . . 42
2.3.1 Comportement vibratoire de la roue . . . 42
2.3.2 Comportement acoustique de la roue . . . 44
2.4 Modèle d'interaction roue/rail . . . 47
2.5 Conclusions . . . 49

3 Auralisation du bruit de roulement **51**
3.1 Principe général . . . 52
3.2 Modèle temporel de l'excitation roue/rail . . . 53
3.3 Synthèse de la contribution du rail . . . 56
3.3.1 Principe de la méthode de synthèse . . . 57
3.3.2 Résultats . . . 57
3.3.3 Discrétisation du modèle et performances . . . 59
3.4 Synthèse de la contribution de la roue . . . 62
3.4.1 Réponse vibratoire expérimentale d'une roue monobloc . . . 63
3.4.2 Réponse acoustique de la roue monobloc . . . 64
3.4.3 Principe de synthèse . . . 67
3.4.4 Construction des filtres de modes de la roue . . . 67
3.4.5 Résultats . . . 69
3.4.6 Étude sur l'amortissement de la roue . . . 69

3.5 Module de synthèse de la traverse et génération du bruit de roulement 72
3.6 Conclusions 73

4 Validation du modèle d'auralisation de roulement 75
4.1 Caractérisation expérimentale du bruit de roulement 76
4.2 Paramètres du modèle 77
4.3 Validation quantitative 79
4.4 Validation perceptive 80
4.4.1 Extraits sonores testés 80
4.4.2 Dispositif expérimental et déroulement du test 81
4.4.3 Participants 82
4.4.4 Résultats 82
4.5 Conclusions 84

5 Auralisation du bruit des équipements 87
5.1 Sources de bruit sur le train en essai 88
5.2 Caractérisation acoustique des équipements 91
5.3 Configurations mesurées 92
5.4 Analyse des signaux mesurés 93
5.4.1 Analyse quantitative des sources 93
5.4.2 Analyse fréquentielle des sources 95
5.4.3 Analyse avancée des signaux 100
5.5 Synthèse granulaire synchrone 101
5.5.1 Principe de la synthèse granulaire synchrone 102
5.5.2 Suivi de la fréquence fondamentale 103
5.5.3 Extraction des grains 104
5.5.4 Sélection et concaténation des grains 106
5.6 Synthèse sonore des équipements du train 107
5.6.1 Application de l'algorithme original 107
5.6.2 Prise en compte des non-stationnarités 109
5.7 Conclusions 113

Conclusions et perspectives 115

A Réponse vibratoire du rail sur support continu 119
A.1 Mise en équation 119
A.2 Constantes de propagation 119
A.3 Fonction de Green 120

B Puissance acoustique rayonnée par la roue 123

C Échantillons sonores 125

Bibliographie 127

Introduction

Les transports ferroviaires apportent une solution adaptée aux territoires urbains. Bien qu'exemplaires du point de vue des émissions en CO_2, ils font cependant l'objet d'une forte opposition des populations à cause de leurs émissions acoustiques. Selon une enquête récente réalisée par l'Agence européenne pour l'environnement [Nugent 2014], environ 14 millions de personnes en Europe sont confrontées quotidiennement à des niveaux de bruit excessifs liés à l'activité ferroviaire. Une étude sur les effets du bruit des transports terrestres montre que les paramètres physiologiques liés à la qualité de sommeil sont plus affectés par la source ferroviaire que par les trafics routier et aérien [Griefahn 2006]. Le bruit ferroviaire est ainsi considéré comme une menace pour la santé publique. Depuis 2007, la Directive européenne 2002/49/CE exige la réalisation de cartes stratégiques de bruit sur les infrastructures ferroviaires dont le trafic annuel est supérieur à 60000 passages de trains. Un exemple de carte de bruit, élaborée pour les trafics routier et ferroviaire, est montré sur la Figure 1 [1].

Le niveau de bruit utilisé pour établir cette carte est donné par l'indicateur Lden qui correspond à un niveau de bruit global pendant une journée complète. Pour lutter contre le bruit, cet indicateur est généralement employé lors de l'élaboration de plans de prévention du bruit. Cependant, l'information véhiculée reste difficile à interpréter en termes de gêne occasionnée. Au-delà du niveau sonore, la gêne ressentie est régie par d'autres paramètres plus complexes qui sont directement liés aux propriétés temporelles et fréquentielles de la source de bruit [Klein 2015, Alayrac 2010]. Ceci est particulièrement vrai dans le cas de sources sonores complexes telles que le bruit au passage d'un train [Vallin 2018]. D'autre part, des niveaux sonores exprimés en dB restent souvent abstraits pour les riverains. Dans le but d'une caractérisation directe et précise de la gêne ressentie, une approche plus pertinente consiste à synthétiser le signal sonore perçu par l'auditeur en vue d'une évaluation basée sur l'écoute. Cette approche, dénommée auralisation dans la littérature [Kleiner 1993, Vorländer 2008], a émergé ces dernières années pour recréer différents environnements sonores.

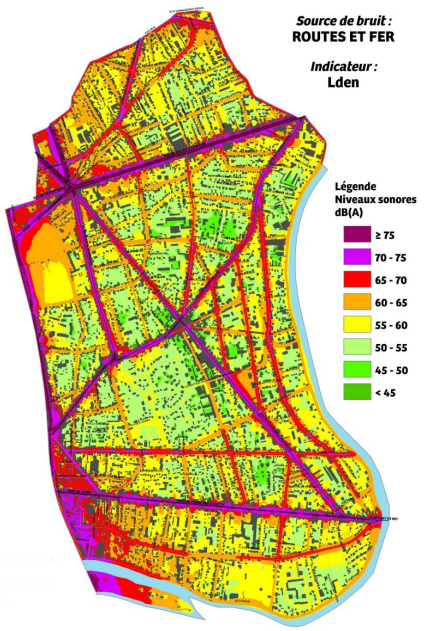


FIGURE 1: Carte de bruit de la ville du Perreux-sur-Marne en Ile de France [1]. Les niveaux de bruit sont donnés par l'indicateur Lden (L*day-evening-night*) exprimé en dB(A).

En milieu urbain, l'auralisation est de plus en plus utilisée comme outil d'évaluation du paysage sonore et offre des possibilités de prévision de l'efficacité des solutions de réduction de bruit mises en place. Plus particulièrement, l'auralisation du trafic ferroviaire offre une caractérisation perceptive de la gêne occasionnée. Le calcul des indicateurs acoustiques est également autorisé à partir de la signature temporelle obtenue. D'autre part, les ambiances ferroviaires simulées peuvent également alimenter les recherches dans le développement de nouveaux indicateurs de

1. https://www.leperreux94.fr/page/prevention-du-bruit (consulté le 09/04/2019)

gêne mieux corrélés à la source ferroviaire. Cette approche qualitative peut être utilisée comme outil de communication avec les riverains afin d'assurer leur éducation sur le sujet de l'acoustique et de les impliquer dans les décisions au sein des projets pouvant les impacter. Enfin, l'auralisation du bruit ferroviaire permet la prise en compte le plus tôt possible de la dimension acoustique, en phase de conception des projets.

Le terme "auralisation" a été introduit par Kleiner en 1993 par analogie avec la visualisation [Kleiner 1993]. L'objectif de l'auralisation est de rendre audible un environnement sonore. Son premier bénéfice réside dans sa capacité à recréer artificiellement une situation acoustique dont on n'a pas accès par une prise de son. Dans l'ouvrage [Kleiner 1993], Kleiner et *al.* définissent l'auralisation comme suit :

"Auralization is the process of rendering audible, by physical or mathematical modeling, the sound field of a source in a space, in such a way as to simulate the binaural listening experience at a given position in the modeled space."

Vorländer a publié en 2008 son livre sur l'auralisation [Vorländer 2008], dans lequel il a donné la définition suivante :

"Auralization is the technique of creating audible sound files from numerical (simulated, measured, or synthesized) data."

Étant à la croisée de plusieurs disciplines, l'auralisation constitue un vaste sujet de recherche. La mise en œuvre d'un système d'auralisation nécessite une connaissance approfondie de l'ensemble des phénomènes physiques mis en jeu dès la génération du son jusqu'à l'arrivée à l'oreille. Le processus de l'auralisation inclut généralement la génération des signaux sources, leur propagation et leur spatialisation. Pour aboutir à une restitution fidèle du champ sonore étudié, une attention particulière est à porter sur les différentes étapes nécessaires à l'auralisation.

Il a été mentionné précédemment que l'analyse des phénomènes de gêne sonore peut être considérablement optimisée par la technique d'auralisation. En France, le bruit dans l'environnement est essentiellement engendré par le secteur des transports [2]. Dans ce contexte, l'auralisation du bruit des transports en milieu urbain a bénéficié d'un développement privilégié ces dernières années. La motivation principale étant de mettre l'accent sur l'aspect perceptif lié au bruit et de faciliter la communication avec le grand public. Les recherches menées au CSTB sur le sujet ont abouti à des méthodes de synthèse adaptées au bruit de trafic routier [Jagla 2012]. Les méthodes développées sont couplées à la simulation dynamique du trafic au sein du logiciel MithraSound [Maillard 2013]. Ce logiciel permet l'auralisation du bruit de trafic routier associé à un scénario prédéfini en tenant compte de la propagation en milieu urbain. Des algorithmes de spatialisation sonore sont aussi mis en œuvre permettant une restitution sonore spatialisée au niveau d'une position réceptrice. La représentativité perceptive du signal sonore obtenu a été évaluée par le biais des tests d'écoute et les résultats montrent un réalisme sonore intéressant [Maillard 2016].

Contrairement au trafic routier, les études menées sur l'émission et la perception du bruit ferroviaire en milieu urbain sont peu nombreuses. Le travail proposé dans le cadre de cette thèse s'intéresse à l'auralisation du bruit des transports ferroviaires en milieu urbain. Ce type

2. Enquête TNS Sofres de 2010 sur le bruit : https://www.tns-sofres.com/sites/default/files/2010.06.29-nuisances-sonores.pdf (consulté le 10/04/2019)

de bruit est de nature plus complexe que le bruit des véhicules légers du fait que les sources individuelles qui le composent sont multiples. Les différentes sources seront caractérisées et des techniques d'auralisation adaptées seront mises en œuvre. Les techniques de propagation et de spatialisation étant déjà déployées, le travail portera spécifiquement sur le développement des méthodes de synthèse des émissions sonores des différentes sources ferroviaires. L'approche proposée fera l'objet d'études de validation quantitative et perceptive par comparaison à des mesures expérimentales et des tests perceptifs.

La thèse est organisée en 5 chapitres. Le Chapitre 1 est consacré à un état de l'art sur la prévision et l'auralisation du bruit des transports ferroviaires. Ce chapitre commence par une présentation des sources individuelles du bruit ferroviaire. Les modèles théoriques et empiriques proposés pour la prévision des niveaux sonores du bruit ferroviaire sont ensuite rappelés. Dans un second temps, ce chapitre s'intéresse à l'auralisation du bruit ferroviaire dans la littérature. Une étude bibliographique sur les différentes étapes de traitement nécessaires à l'auralisation est présentée. Enfin, une revue sur les techniques d'auralisation proposées pour le bruit ferroviaire est exposée.

Le Chapitre 2 porte sur la caractérisation du bruit de roulement ferroviaire. Il introduit les mécanismes de génération de ce type de bruit. Une grande partie concerne l'étude du comportement vibroacoustique du rail et de la roue. Pour explorer ces comportements, cette partie utilise les modèles existants dans la littérature et étudie plus particulièrement l'influence des paramètres de la voie sur la réponse vibratoire du rail. La dernière partie de ce chapitre est une présentation du modèle fréquentiel d'interaction roue/rail utilisé dans le modèle théorique TWINS.

Le Chapitre 3 présente le modèle d'auralisation proposé pour le bruit de roulement. Il commence par exposer le modèle temporel de l'excitation du système roue/rail. Les méthodes de synthèse développées pour les émissions sonores du rail, de la roue et de la traverse sont par la suite présentées. Des simulations utilisant les méthodes proposées sont réalisées et les résultats sont interprétés.

Le Chapitre 4 porte sur la validation du modèle d'auralisation du bruit de roulement. La campagne de mesures réalisée pour la caractérisation du bruit au passage du train est tout d'abord décrite. Les résultats de comparaison entre la simulation et la mesure en termes de niveaux sonores et de réalisme sonore sont ensuite présentés.

Le Chapitre 5 traite l'auralisation du bruit des équipements. L'auralisation de ces sources utilise une synthèse granulaire à partir des campagnes de mesures réalisées sur un train représentatif. Ces campagnes ont permis de caractériser les émissions acoustiques des différents équipements du train pour l'ensemble des régimes de fonctionnement. La technique de synthèse granulaire est introduite et les résultats de synthèse sont présentés. Pour évaluer ces résultats par rapport à la mesure, ce chapitre propose des comparaisons des plans temps-fréquence.

Chapitre 1

État de l'art sur la prévision et l'auralisation du bruit ferroviaire

Sommaire

1.1 Sources du bruit ferroviaire . . . 6
1.2 Modèle de sources équivalentes . . . 7
1.3 Modélisation théorique du bruit ferroviaire . . . 8
1.4 Modèles empiriques pour le bruit ferroviaire . . . 10
1.5 Structure générale d'un modèle d'auralisation . . . 11
1.6 Synthèse des signaux sources . . . 12
1.6.1 Synthèse par modèles physiques . . . 12
1.6.2 Synthèse par modèles de signaux . . . 14
1.7 Simulation des effets de propagation du son . . . 16
1.8 Restitution spatialisée du son . . . 16
1.9 Revue bibliographique sur l'auralisation du bruit ferroviaire . . . 18
1.10 Conclusions sur les travaux antérieurs et objectifs de la thèse . . . 19

En milieu urbain, les transports ferroviaires engendrent des nuisances sonores de plus en plus mal ressenties par la population riveraine. Dans ce contexte, la réduction des émissions acoustiques ferroviaires constitue une préoccupation importante. Les développements menés dans ce domaine ont abouti notamment à des outils de prévision des niveaux sonores du bruit ferroviaire. Le sujet de l'auralisation de la source ferroviaire a également été abordé et des techniques d'auralisation ont été proposées. Ce chapitre s'articule autour d'une étude bibliographique sur la prévision et l'auralisation de l'émission acoustique ferroviaire. Le bruit ferroviaire étant de nature complexe, les différentes sources individuelles qui le composent sont recensées et leur modèle de sources équivalentes est introduit dans une première partie. La seconde partie est consacrée à une présentation des modèles de prévision du bruit ferroviaire. L'étude se focalise ensuite sur l'auralisation de la source ferroviaire. Le principe de base d'un modèle d'auralisation est présenté et les différents modules qui le composent sont décrits. La dernière partie fournit un état de l'art sur les techniques d'auralisation développées pour le bruit ferroviaire.

1.1 Sources du bruit ferroviaire

Le bruit ferroviaire englobe l'ensemble des bruits provenant de la circulation ferroviaire. Les sources qui le composent sont multiples et leur part relative dépend de la vitesse du train. Ces sources peuvent être classées en trois catégories :

- le bruit de roulement : lié à l'interaction du système roue/rail qui engendre un rayonnement acoustique de la roue et de la voie incluant le rail et son support. Il constitue la principale source du bruit ferroviaire pour des vitesses de train allant de 50 à 300 km/h [Mellet 2006]. Le bruit de roulement ferroviaire est considéré comme étant une source large bande dont le contenu fréquentiel couvre principalement une plage comprise entre 100 et 5000 Hz [Thompson 2009]. Son niveau sonore, exprimé en dB, est directement relié à la vitesse du train V et évolue en $30\log(V)$ [Thompson 2009]. Le bruit de roulement fait l'objet d'une étude approfondie présentée dans le Chapitre 2.
- le bruit des équipements : provient des auxiliaires de traction tels que le moteur diesel, le moteur électrique, les groupes de refroidissement des moteurs et les organes électriques. On distingue aussi le bruit des groupes de climatisation. Le bruit émis par ces équipements est dominant à faible vitesse en-dessous de 50 km/h. Les contributions de ces sources dépendent de la vitesse de circulation, du mode de traction du train ainsi que des conditions météorologiques. Le bruit rayonné est caractérisé par la présence des émergences tonales liées à la fréquence de rotation des machines tournantes (moteurs, ventilateurs de refroidissement, etc.). Sa contribution principale se situe en basse fréquence en-dessous de 1000 Hz [Bongini 2008c].
- le bruit aérodynamique : résulte de l'écoulement de l'air sur la surface du train. Il est généré par exemple au niveau de nez du train, du pantographe levé ou de la césure entre les voitures. Cette source de bruit est prépondérante à grande vitesse, au-delà de 300 km/h. Étant donné que le contexte de cette thèse concerne des vitesses de circulation urbaine, le bruit d'origine aérodynamique ne sera pas étudié par la suite.

On distingue également d'autres bruits particuliers liés à l'interaction roue/rail comme les bruits d'impact et de crissement. Le bruit d'impact est engendré par des pertes de contact entre la roue et le rail provenant des irrégularités discrètes sur les surfaces de la roue ou du rail, par exemple les plats de roues ou les joints de rails. Du point de vue acoustique, ces discontinuités se traduisent par un bruit impulsionnel dont la contribution s'étale sur une bande fréquentielle

assez large de 100 à 10000 Hz [Yang 2018]. En ce qui concerne le bruit de crissement, on trouve le crissement au freinage et en courbure. Le crissement au freinage est lié aux phénomènes de frottement générés lors du freinage entre les disques de frein et les surfaces des roues. Le crissement en courbure apparaît dans les courbes de faible rayon traduisant un phénomène de glissement latéral de la roue sur le rail. La contribution engendrée est à caractère aigu, marquée par des résonances entre 500 et 5000 Hz [Périard 1998]. Les bruits d'impact et de crissement sont considérés comme des sources localisées spatialement et dont les émissions acoustiques peuvent être contrôlées par l'optimisation du système de freinage (*e.g.* en matériaux composites), le graissage des boudins de roue, la soudure des rails, etc.

1.2 Modèle de sources équivalentes

Le bruit ferroviaire se décompose en plusieurs sources individuelles. Lors de son passage, un train est vu comme étant une source étendue le long de laquelle sont disposées les contributions relatives à chaque source. L'émission acoustique d'un train peut ainsi être décrite par une ligne de sources équivalentes associées aux différentes sources physiques. La Figure 1.1 illustre la répartition verticale de ces sources selon le modèle européen CNOSSOS-EU [Kephalopoulos 2010].

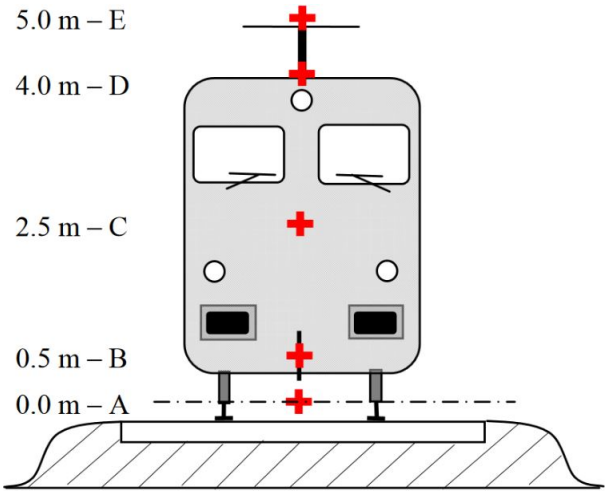


FIGURE 1.1: Modèle de sources équivalentes pour un véhicule ferroviaire [Kephalopoulos 2010].

Les sources équivalentes du bruit ferroviaire sont situées au centre de la voie à différentes hauteurs définies par rapport aux surfaces supérieures des deux rails. Le bruit de roulement, généré par la roue et la voie, est divisé en deux sources équivalentes : une située à 0 m (niveau A) pour la contribution de la voie et une à 0.5 m (niveau B) pour la contribution de la roue. Cette répartition s'applique aussi aux bruits d'impact et de crissement. Les contributions liées aux équipements sont attribuées à des hauteurs qui varient entre 0.5 m (niveau B), 2.5 m (niveau C) et 4 m (niveau D), en fonction de l'emplacement physique de l'équipement concerné. Enfin, le bruit aérodynamique est associé à des sources placées à 0.5 m (niveau B), à 4 m (niveau D) et à 5 m (niveau E).
On note que la dernière révision de la méthode CNOSSOS-EU, publiée dans [CNOSSOS-EU 2015], attribue le bruit lié à l'interaction roue/rail à une hauteur unique à 0.5 m (niveau B). Les contributions de la voie et de la roue sont ainsi placées à la même hauteur.

1.3 Modélisation théorique du bruit ferroviaire

La modélisation théorique de la source ferroviaire a concerné principalement le bruit de roulement étant la composante principale pour des vitesses conventionnelles. Ce type de bruit a fait l'objet de nombreuses études depuis les années soixante-dix avec les travaux de Remington [Remington 1976a, Remington 1976b]. Ces travaux ont été considérablement étendus par les recherches de Thompson [Thompson 1993a, Thompson 1993b, Thompson 1993c, Thompson 1993d, Thompson 1993e], ce qui a conduit au développement de l'outil TWINS (Track Wheel Interaction Noise Software) permettant la prévision des niveaux sonores du bruit de roulement. TWINS repose sur un modèle fréquentiel linéaire dont le principe est illustré sur la Figure 1.2. Les spectres de rugosité de la roue et du rail constituent les entrées du modèle

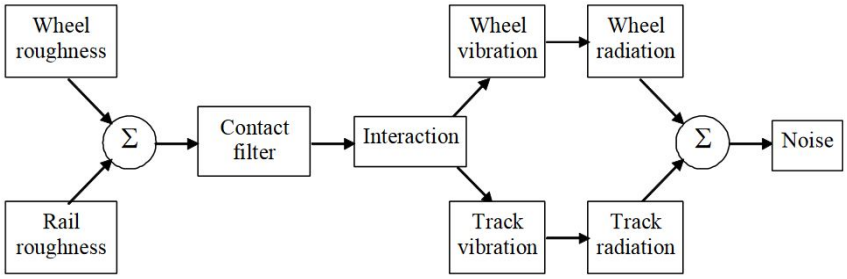


FIGURE 1.2: Schéma de principe du modèle TWINS [Thompson 2009].

TWINS. Le bruit de roulement est typiquement provoqué par des longueurs d'onde comprises entre 5 et 500 mm avec des amplitudes verticales qui varient de 0.1 à 50 μm environ. Les spectres de rugosité sont sommés et la rugosité totale constitue l'entrée du filtre de contact. Ce filtre sert à modéliser les effets liés à la taille de la surface de contact entre la roue et le rail. Il s'agit d'atténuer les amplitudes des rugosités dont les longueurs d'onde sont équivalentes ou plus courtes que la surface de contact assimilée à une ellipse. En condition de roulement, la rugosité effective, donnée par la rugosité totale filtrée, engendre des efforts au niveau du contact roue/rail. TWINS utilise un module d'interaction permettant d'exprimer la force de contact roue/rail dans la direction verticale. Cette force provoque la mise en vibration de la roue et de la voie qui inclut le rail et les traverses. Les réponses dynamiques sont caractérisées à l'aide de modèles adaptés à chaque sous-structure. Des modèles de rayonnement sont utilisés pour obtenir les spectres d'émission sonore de la roue, du rail et de la traverse en bandes de tiers d'octave entre 100 et 5000 Hz. L'émission sonore du bruit de roulement est donnée par la somme des contributions individuelles.

La caractérisation des comportements vibroacoustiques des différentes sous-structures au sein de TWINS inclut des approches aussi bien analytiques que numériques. La réponse de la roue est obtenue par une superposition modale dont les paramètres sont déterminés grâce à la méthode des éléments finis. Le comportement de la voie est caractérisé en se basant sur des modèles analytiques de poutres. Les comportements vibroacoustiques de la roue et du rail sont évoqués en détail dans le Chapitre 2.

La Figure 1.3 montre un exemple des niveaux de puissance acoustique, pondérés A, calculés à l'aide du logiciel TWINS pour un roulement à 80 km/h d'une roue AGC sur une voie équipée d'un rail UIC60 et de traverses en béton de type bi-bloc, pour des profils de rugosité standards. Les niveaux émis par les différentes structures sont représentés en bandes de tiers d'octave entre 125 et 5000 Hz. Le niveau de bruit de roulement, défini par la somme des contributions, est

tracé en pointillé. Il ressort de ce calcul que la contribution de la voie, composée du rail et de la traverse, est prépondérante en basse et moyenne fréquences jusqu'à environ 2000 Hz. La contribution de la traverse domine en basse fréquence en-dessous de 500 Hz tandis que celle du rail est importante entre 500 et 2000 Hz. Le bruit émis par la roue domine en haute fréquence au-delà de 2000 Hz.

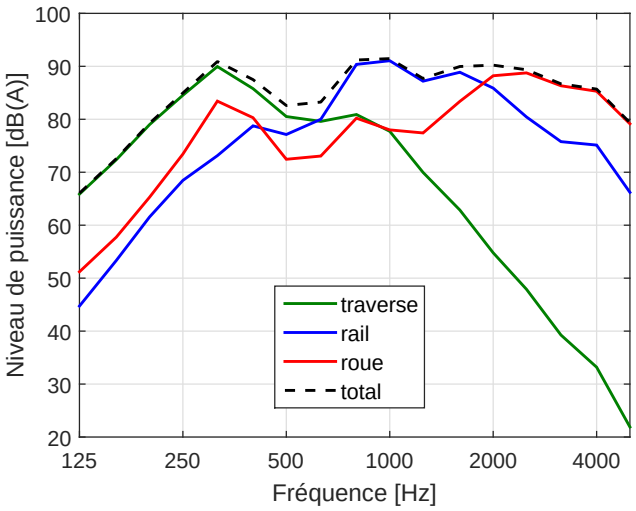


FIGURE 1.3: Simulations TWINS pour un roulement à 80 km/h d'une roue AGC sur une voie composée d'un rail UIC60 et des traverses bi-blocs en béton.

Depuis son développement, le modèle TWINS a fait l'objet de plusieurs validations en termes de réponses vibratoires et de bruit rayonné. La première validation menée par Thompson et *al.* s'est basée sur des comparaisons entre les simulations TWINS et des mesures au passage pour différents types de trains pour des vitesses entre 50 à 160 km/h [Thompson 1996a]. Il a été démontré que la simulation TWINS est en moyenne 2 dB au-dessus de la mesure en termes de niveau de pression équivalent, pondéré A, avec un écart type d'environ 2 dB. L'auteur attribue cet effet aux simplifications apportées au modèle de propagation du son entre la source et le récepteur dans TWINS. La différence est plus particulièrement marquée par une sur-estimation des niveaux de bruit autour de 500 Hz et une sous-estimation pour des fréquences inférieures à 250 Hz. Les variations des niveaux en bandes de tiers d'octave sont plus importantes avec des écarts pouvant atteindre 5 dB. Une validation complémentaire a montré qu'une révision du modèle vibratoire de la traverse, des modèles de rayonnement et de propagation acoustiques permet d'améliorer les résultats de simulation par rapport à la mesure [Jones 2003]. Les écarts entre la simulation et la mesure en termes de niveau de pression global sont représentés sur la Figure 1.4. Ces écarts sont en moyenne inférieurs à 2 dB avec un écart type de 1.9 dB.

Pour conclure, le logiciel TWINS, basé sur un modèle d'interaction roue/rail résolu dans le domaine fréquentiel, permet la prévision de l'émission sonore des contributions des différents constituants du bruit de roulement. Les niveaux simulés sont donnés en bandes de tiers d'octave entre 100 et 5000 Hz. Dans TWINS, le niveau de bruit émis à une fréquence particulière est relié linéairement à la cause de l'excitation donnée par la rugosité à la fréquence correspondante. TWINS est validé pour un grand nombre de types de roues et de voies avec des écarts inférieurs à 2 dB(A) par rapport à la mesure. Le modèle TWINS est de ce fait considéré comme la référence en Europe pour la prévision du bruit de roulement ferroviaire.

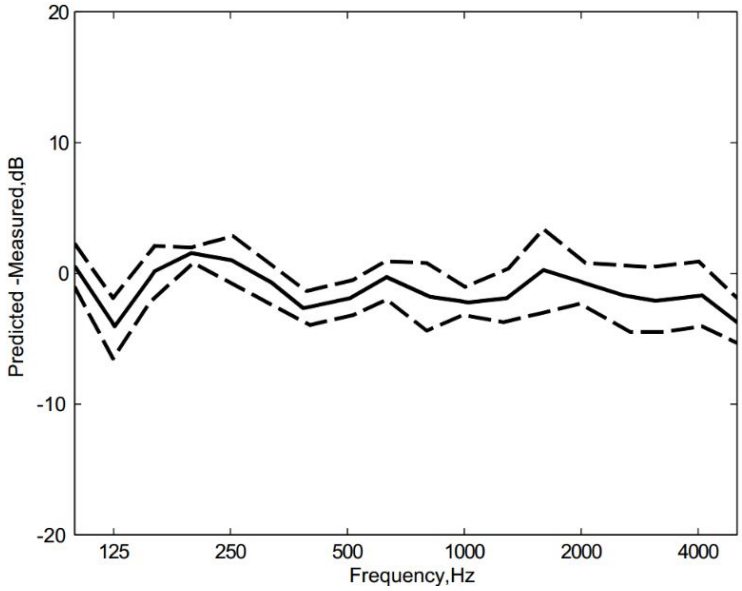


FIGURE 1.4: Différence moyennée sur 34 combinaisons roue/voie entre le niveau de pression simulé par TWINS et mesuré : (—) moyenne ; (- - -) écart type [Jones 2003].

1.4 Modèles empiriques pour le bruit ferroviaire

Étant donné la complexité de ses mécanismes générateurs et la multitude des sources individuelles qui le composent, plusieurs méthodes ont été proposées en Europe en vue d'une caractérisation précise et commune du bruit ferroviaire. Le projet METARAIL (1997-1999) a eu pour objectif la mise en place de techniques de mesures du bruit ferroviaire [Wirnsberger 1999]. Le projet STAIRRS (2000-2003) a permis d'améliorer les méthodes de séparation des émissions sonores des véhicules et des voies [Brian 2002]. Une autre série de travaux a été réalisée au cours du projet HARMONOISE (2001-2004) dont le but était d'harmoniser les modèles de prévision des bruits ferroviaire et routier au sein de l'Union Européenne. Le projet IMAGINE (2003-2006) est une extension de HARMONOISE pour les sources des bruits industriel et aéronautique. Récemment, les méthodes développées dans le cadre des projets HARMONOISE et IMAGINE ont été révisées et intégrées au sein d'une méthode unifiée CNOSSOS-EU (méthodes communes d'évaluation du bruit dans l'UE), qui est devenue une nouvelle directive de la Commission européenne en 2015 [CNOSSOS-EU 2015]. Depuis le 1er janvier 2019, les cartes stratégiques du bruit en Europe doivent être réalisées selon cette méthode qui propose des techniques de prévision des différentes sources du bruit ferroviaire (*i.e.* interaction roue/rail, traction, aérodynamique). Plus particulièrement, la Figure 1.5 illustre le principe de la prévision du bruit de roulement selon la méthode CNOSSOS-EU.

Dans CNOSSOS-EU et identiquement au modèle théorique TWINS, les rugosités de la roue et du rail constituent la cause de l'excitation du système roue/rail à son point de contact. Le filtre de contact entre la roue et le rail est également pris en compte. Les phénomènes vibroacoustiques mis en jeu dans la génération du bruit de roulement sont représentés par trois fonctions de transfert empiriques. Ces fonctions de transfert, indépendantes de la vitesse, décrivent les contributions de la voie, de la roue et de la superstructure (voitures). Elles définissent la puissance acoustique rayonnée par chaque structure en bandes de tiers d'octave entre 50 et 10000 Hz pour une rugosité de référence d'amplitude 1 μm. La connaissance de la rugosité totale effective

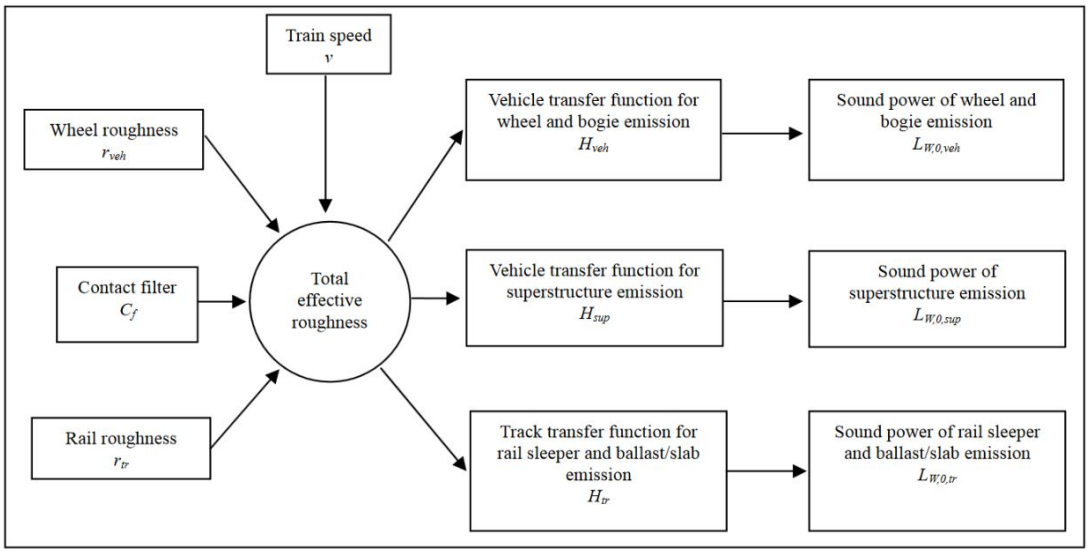


FIGURE 1.5: Modèle d'émission du bruit de roulement dans CNOSSOS-EU [CNOSSOS-EU 2015].

à une vitesse donnée permet de calculer les émissions sonores engendrées par la voie, la roue et la superstructure en condition de roulement. La contribution de la superstructure n'est prise en compte que pour les véhicules de fret. L'émission du bruit de roulement est obtenue par la sommation des différentes contributions. La méthode CNOSSOS-EU repose sur une large base de données qui englobe l'émission sonore de 7 types de voie et 4 types de roue. Elle inclut aussi des spectres de rugosité des rails et des roues standards exprimés dans le domaine de longueurs d'onde en bandes de tiers d'octave.

Pour conclure, plusieurs modèles empiriques liés aux bruits environnementaux ont été développés ces dernières années. L'objectif principal était de fournir des méthodes d'évaluation communes adaptées aux différentes sources de bruit. Dans ces modèles, les sources sont caractérisées à l'aide d'une description physique ou à partir de mesures directes. Dans le cas ferroviaire, les modèles proposés se basent sur une large base de données incluant les configurations standards ce qui permet une caractérisation directe de ce type de bruit. Ils sont de ce fait largement utilisés aujourd'hui dans l'évaluation et la gestion de la composante ferroviaire dans l'environnement.

1.5 Structure générale d'un modèle d'auralisation

L'auralisation est une technique récente qui cherche à recréer un environnement sonore sur la base de données mesurées ou simulées. Le premier bénéfice de l'auralisation se résume dans sa capacité à simuler auditivement une ambiance dont on n'a pas accès par une prise de son. La Figure 1.6 est une vue d'ensemble du principe d'un modèle d'auralisation. Le signal source est synthétisé en se basant sur les caractéristiques de la source. Le signal synthétisé est envoyé au module de propagation permettant de modéliser les effets de propagation entre la source et l'auditeur en tenant compte de la géométrie du site et de données météorologiques. La position et la direction de l'auditeur sont utilisées pour restituer spatialement le signal sonore et le diffuser sur un casque ou un système de haut-parleurs.

La structure d'un modèle d'auralisation regroupe alors trois problématiques principales :

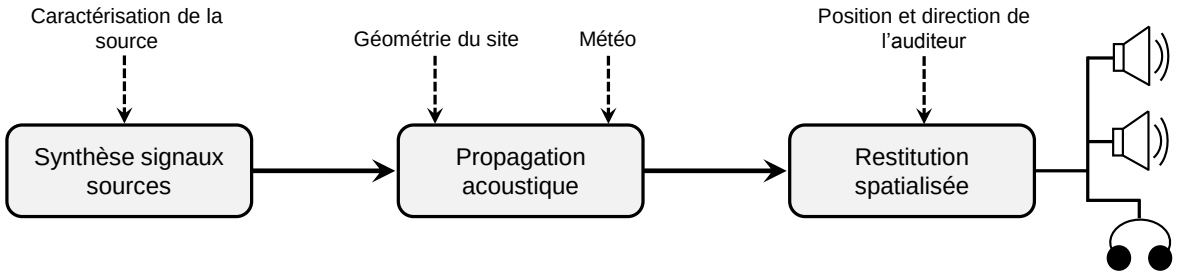


FIGURE 1.6: Principe du modèle d'auralisation.

— **la synthèse des signaux sources ;**

— **la modélisation des effets de propagation du son ;**

— **la restitution spatialisée du son.**

Dans la littérature, ces trois problématiques ont fait l'objet de nombreuses recherches. Les parties suivantes proposent une étude bibliographique sur chaque module.

1.6 Synthèse des signaux sources

Ce module permet de remonter au signal sonore émis par la source. La construction du signal source est faite à base d'une technique de synthèse sonore spécifique à l'émission de la source. Depuis des décennies, le sujet de la synthèse sonore a fait l'objet d'intenses recherches notamment dans des applications musicales [Roads 1996, Cook 2002, Pachet 2004]. De nombreuses méthodes ont été par conséquent proposées. De Poli donne un aperçu dans [De Poli 1991].
Ces méthodes peuvent être classées en deux grandes familles dont le principe de base diffère de l'une à l'autre. On distingue les modèles physiques et les modèles dits "de signaux". La synthèse par modèles physiques consiste à générer le son en partant de la modélisation des phénomènes physiques qui le produisent. La notion du modèle physique joue un rôle fondamental dans cette approche. Une connaissance approfondie du mécanisme générateur du son est ainsi nécessaire afin de le simuler avec réalisme. À l'inverse, les modèles de signaux s'intéressent au son d'un point de vue signal. Les paramètres du signal sonore (*i.e.* le spectre, la phase, l'amplitude, etc.) sont utilisés pour reproduire le son. La détermination de ces paramètres se fait généralement lors d'une phase d'analyse à base d'enregistrements réels. Dans l'optique d'un rendu sonore convainquant, les enregistrements doivent être de qualité de manière à ne pas déformer la nature du son de référence. La partie suivante propose de parcourir brièvement les principaux types de chaque famille.

1.6.1 Synthèse par modèles physiques

La synthèse par modélisation physique consiste à générer le son à partir de la résolution de l'ensemble des équations qui décrivent le comportement physique du système étudié. Les paramètres d'entrée du modèle sont les propriétés physiques relatives aux matériaux impliqués dans la génération du son. On donne plus bas les principales approches qui entrent dans le cadre de la synthèse par modèles physiques.

Synthèse par guide d'onde

L'idée de base de la synthèse par guide d'onde est de modéliser le milieu dans lequel l'onde acoustique va évoluer. Cette approche trouve son origine dans la découverte de Karplus et Strong dans les années quatre-vingt permettant de synthétiser les sons des cordes pincées [Karplus 1983]. Le principe proposé est illustré sur la Figure 1.7. Le comportement vibratoire de la corde est modélisé par une ligne à retard mise en boucle dans laquelle le signal excitateur est injecté. Le retard correspond au temps mis par le paquet d'onde pour se propager d'un bout à l'autre du guide d'onde. Les pertes introduites par les conditions aux limites surgissent principalement dans les hautes fréquences. Un filtrage passe-bas est alors effectué à chaque tour de boucle permettant d'atténuer ces fréquences.

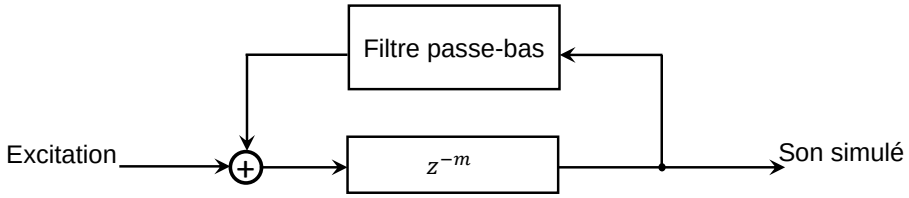


FIGURE 1.7: Modèle générique d'une corde pincée selon l'algorithme de "Karplus/Strong" [Karplus 1983].

Malgré la simplicité du modèle proposé peu couteux en temps de calcul, le réalisme du rendu sonore était très satisfaisant. Des améliorations majeures de cet algorithme de base ont été apportées quelques années plus tard par Smith qui a proposé un dispositif à deux lignes à retard permettant la modélisation des sons plus complexes [Smith 1991]. Cela a permis de pouvoir simuler le son d'une clarinette modélisée entièrement par des guides d'onde [Hirschman 1991]. Le modèle générique est illustré sur la Figure 1.8 en s'inspirant de la Figure 26.6 de [Roads 2016].

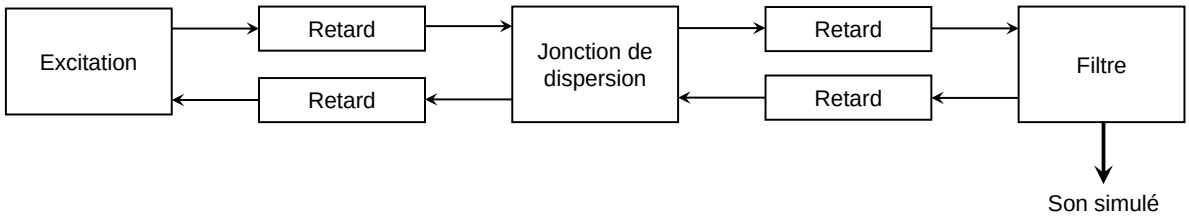


FIGURE 1.8: Modèle instrumental générique en guides d'onde d'une clarinette : le guide d'onde est décrit par deux lignes à retard. Le signal excitateur, souvent non linéaire, est injecté dans la ligne à retard supérieure et acheminé jusqu'à son arrivée à la fonction de dispersion modélisant la jonction du système acoustique. Le module de dispersion introduit les effets de pertes et de dispersion sur le signal retardé. Une première partie d'énergie retourne à la jonction d'entrée et une deuxième passe à la jonction de sortie qui est modélisée par un filtre.

Pour résumer, la technique de synthèse par guides d'onde a été grandement exploitée pour reproduire les sons de différents instruments musicaux. Son idée de base consiste en quelques lignes à retard complétées par l'application de quelques gains pour décrire la dispersion de l'instrument étudié. L'application commerciale de cette méthode de synthèse a débouché sur la conception de plusieurs synthétiseurs (*i.e.* VL1 de Yamaha, Korg Prophecy, etc.).

Synthèse modale

La technique de synthèse modale a été proposée par Cadoz à la fin des années soixante-dix [Cadoz 1979]. Elle consiste à décrire le comportement vibratoire d'un objet en fonction de ses modes de résonance, supposés indépendants entre eux et oscillant chacun à une fréquence bien déterminée. Soumis à une excitation, la réponse vibratoire du corps vibrant est exprimée comme la somme des contributions de ces modes. Chaque mode vibratoire est défini par un ensemble de paramètres dits données modales qui caractérisent sa fréquence de résonance, son amortissement et son amplitude. Ces données modales peuvent être obtenues soit en résolvant des équations décrivant le mouvement de l'objet, soit à partir des mesures de caractérisation expérimentale.
La technique de synthèse modale a été ensuite adoptée par Adrien pour des applications musicales [Adrien 1991]. Ces travaux ont abouti à l'environnement Modalys [1] qui permet de synthétiser des objets physiques simples (corde, plaque, tube, etc.) et de les faire interagir entre eux pour produire des instruments virtuels. Par ailleurs, cette approche a été amplement utilisée pour la synthèse des bruits liés aux interactions entre les objets (*i.e.* frottement, roulement, choc, etc.) [Van Den Doel 2001, O'Brien 2002, Van Den Doel 2003].

Simulations numériques

Les simulations numériques caractérisent le comportement d'un objet vibrant en résolvant numériquement les équations physiques qui le décrivent. La démarche consiste à établir dans un premier temps le système d'équations différentielles qui régit le système. Ce système d'équations réunit des équations aux dérivées partielles qui regroupent des dérivées spatiales et temporelles. L'étape suivante consiste à chercher la solution du système dans un espace discret qui résulte d'un échantillonnage spatial ou temporel de l'espace d'origine. Dans la littérature, la méthode des éléments finis (Finite Element Method – FEM) et la méthode des éléments des frontières (Boundary Element Method – BEM) sont souvent utilisées pour caractériser le comportement vibroacoustique d'une structure.

En plus des méthodes présentées dans cette partie, il existe d'autres méthodes de synthèse qui rentrent dans le cadre de la synthèse par modèles physiques. On peut citer l'approche à masses et ressorts développée par Hiller et Ruiz à la fin des années soixante [Hiller 1971]. Comme son nom l'indique, le principe de cette approche consiste à représenter un objet à partir d'un assemblage de systèmes masse-ressort. Hufschmitt propose une présentation exhaustive de différentes méthodes de synthèse par modèles physiques dans son mémoire de maîtrise [Hufschmitt 2000].

1.6.2 Synthèse par modèles de signaux

Comme il a été mentionné précédemment, la synthèse par modèles de signaux considère les propriétés du signal sonore rayonné par le système étudié. Cette famille se déploie en plusieurs techniques dont la plupart se fondent sur une phase dite d'analyse du son. Cette phase vise à caractériser le son étudié ce qui facilitera le choix de la méthode de synthèse appropriée. Dans cette partie, les méthodes de synthèse par modèles de signaux les plus populaires sont présentées.

1. http://forumnet.ircam.fr/fr/produit/modalys/ (consulté le 06/05/2019)

Synthèse additive

La synthèse additive trouve son principe de base dans les séries de Fourier disant que :
"*Tout mouvement périodique complexe se décompose en une somme de mouvements périodiques simples (sinusoïdes) appelés harmoniques, et dont les fréquences sont des multiples entiers de la fréquence la plus basse (la plus grave), appelée fondamentale.*"
Un signal sonore $s(t)$ peut être alors approximé par une somme finie de N sinusoïdes :

$$s(t) = \sum_{n=1}^{N} a_n(t) \sin\left(2\pi \int_0^t f_n(\tau)\, \mathrm{d}\tau\right) \tag{1.1}$$

où a_n et f_n sont respectivement l'amplitude et la fréquence instantanée de la $n^{\text{ième}}$ sinusoïde, et t représente le temps. Les paramètres d'amplitude, de fréquence et de phase sont estimés pour chaque sinusoïde lors d'une phase d'analyse. Le son est décomposé dans le domaine fréquentiel à base d'une transformée de Fourier réalisée sur des portions quasi-stationnaires du signal de référence. Cette étape permet de déterminer l'ensemble des composantes sinusoïdales présentes dans le signal ainsi que l'évolution temporelle de leurs amplitudes et fréquences. L'étape suivante consiste à mettre en œuvre un ensemble d'oscillateurs dont chacun génère la contribution associée à une composante sinusoïdale, appelée partiel, définie par son amplitude et sa fréquence à l'instant t. La somme des contributions des oscillateurs réalise une synthèse du signal de référence.
Historiquement, l'approche additive fait partie des techniques les plus utilisées vu son aspect intuitif qui repose sur des paramètres pouvant être modifiés indépendamment (amplitude, fréquence, phase). Il est alors possible de jouer sur ces paramètres et explorer des phénomènes psychoacoustiques tels que l'harmonicité et l'inharmonicité [Mathews 1980]. Dans le domaine musical, cette approche a été employée depuis 1896 quand Cahill a inventé le premier instrument de musique électronique, le telharmonium.

Synthèse soustractive

Cette méthode de synthèse, appelée également source-filtre dans [Roads 2016], repose sur un traitement de type soustractif. Ce formalisme consiste à soustraire, à l'aide d'un filtre numérique, les composantes inutiles d'un signal riche en fréquences (*e.g.* bruit blanc) et de n'en conserver que les composantes constituant le son désiré. Le principal avantage offert par la synthèse soustractive est la possibilité de créer des timbres complexes avec une charge CPU relativement faible par rapport à la synthèse additive ou d'autres méthodes de synthèse. Historiquement, elle était largement utilisée pour des applications musicales en étant à l'origine du développement des premiers synthétiseurs analogiques depuis les années trente. La synthèse soustractive était également employée pour la synthèse de la parole en utilisant un filtre modélisant le conduit vocal.

Synthèse granulaire

La synthèse granulaire trouve son point de départ dans la théorie de Gabor énoncée en 1946 indiquant que tout signal sonore peut être reconstruit suite à une concaténation d'un ensemble de sons élémentaires, appelés *grains* [Gabor 1947]. Un grain sonore est défini par sa durée typiquement entre 10 et 100 ms, sa forme d'onde et une origine temporelle. Xennakis fut le premier à appliquer cette approche dans le domaine musical [Xennakis 1971]. Quelques années plus tard, Roads a réalisé la première implémentation logicielle de cette technique en vue

de créer des sons musicaux [Roads 1978]. Une première application temps réel de la synthèse granulaire a été implémentée par Truax [Truax 1988]. L'utilisation de cette méthode de synthèse a été récemment étendue dans une synthèse temps réel du bruit moteur [Jagla 2012]. Il est à noter l'existence de deux types de synthèse granulaire : la synthèse granulaire synchrone et la synthèse granulaire asynchrone adaptées à la synthèse de sons respectivement harmoniques et stochastiques. Dans ses ouvrages, Roads propose une description détaillée de la synthèse granulaire [Roads 1991, Roads 2002].

1.7 Simulation des effets de propagation du son

Comme indiqué sur la Figure 1.6, la seconde étape du processus d'auralisation concerne la prise en compte des effets de propagation depuis la source jusqu'au point récepteur. Durant ce trajet, l'onde sonore subit diverses modifications qui influencent aussi bien son niveau sonore que sa sonorité. Ces modifications sont liées à des phénomènes physiques complexes mis en jeu dans le processus de la propagation acoustique. Parmi ces phénomènes, on distingue la divergence géométrique, engendrée par la dispersion de l'onde acoustique dans l'espace et fonction de la distance de propagation. On trouve aussi l'atténuation liée aux effets de sol qui se traduit par des réflexions sur le sol dépendant de l'impédance du sol et du relief. D'autre part, l'absorption atmosphérique, dépendante de la distance de propagation et de la fréquence, est associée aux pertes liées au transfert de chaleur, à la viscosité et à la relaxation moléculaire. En milieu urbain, la propagation acoustique est également influencée par la présence de bâti conduisant à des phénomènes de diffraction et de réflexion dont les effets doivent être pris en compte. Historiquement, de nombreuses recherches ont été consacrées à l'étude et la modélisation des phénomènes de propagation. Ces recherches ont alimenté le développement des méthodes dites standardisées (ISO-9613, NMPB2008, Harmonoise, etc.) dans lesquelles l'atténuation acoustique liée aux phénomènes de propagation est décrite par des gains fréquentiels [Dutilleux 2008].

La technique d'auralisation utilise principalement les méthodes de l'acoustique géométrique pour modéliser la propagation acoustique. Ces méthodes reposent sur la décomposition du champ sonore résultant au point d'écoute en une somme de contributions élémentaires. Chaque contribution décrit une partie d'énergie le long d'un trajet géométrique. Elle est définie par une source virtuelle caractérisée par une position, un spectre d'émission, une directivité et une fonction de transfert modélisant les effets de propagation associés à ce trajet [Forssén 2018, Pieren 2014, Maillard 2009]. Ces effets de propagation sont reproduits à l'aide d'un filtrage spécifique appliqué au son émis par la source. Ce traitement implique l'application d'une égalisation fréquentielle liée à la directivité ainsi qu'à l'atténuation acoustique dont les gains sont calculés à l'aide d'une méthode standardisée. Le retard de propagation du trajet considéré est modélisé ensuite par une ligne à retard. La prise en compte de cette dépendance temporelle assure la restitution de l'effet Doppler induit par les variations de retard dans le cas d'une source mobile. Ces opérations s'appliquent à l'ensemble des trajets identifiés entre la source et le point d'écoute ce qui permet la reproduction des effets de propagation du son.

1.8 Restitution spatialisée du son

Le système d'auralisation est destiné à restituer fidèlement un champ sonore réel. Une synthèse sonore adaptée à la source suivie d'une modélisation précise des effets de propagation sont en mesure de récréer une ambiance sonore ayant le bon contenu fréquentiel et avec des niveaux

sonores correctes. Au-delà de ces propriétés, une restitution sonore réaliste requiert un module de spatialisation permettant de reproduire la provenance spatiale du signal sonore au point d'écoute. En fonction de l'orientation du point d'écoute par rapport au système de restitution destiné, il s'agit de spatialiser chaque contribution sonore suivant sa direction d'arrivée. Ce traitement constitue la dernière étape du processus d'auralisation (cf. Figure 1.6). Les travaux réalisés dans le domaine de la spatialisation sonore ont permis une restitution sonore spatialisée grâce à des algorithmes de traitement du signal efficaces. Les algorithmes proposés permettent de synthétiser les signaux qui parviennent à nos deux oreilles de telle sorte que nous ayons la capacité à localiser les sources sonores émises. Cette restitution donne la possibilité d'immerger l'auditeur dans l'environnement synthétisé et contribue au réalisme du rendu sonore.

Le processus de localisation d'une source sonore dans l'espace par le système auditif humain est relié à différents types d'indices. Ces indices de localisation résultent de transformations subies par l'onde sonore avant d'être arrivée aux canaux auditifs des deux oreilles. On distingue tout d'abord les différences interaurales de temps (*Interaural Time Differences*, ITD) et les différences interaurales d'intensité (*Interaural Level Differences*, ILD) [Blauert 1997]. L'ITD et l'ILD traduisent, respectivement, la différence de temps d'arrivée et d'intensité entre les ondes sonores parvenant à chaque oreille. L'association des indices interauraux permet au système auditif de localiser convenablement la position latérale (*i.e.* dans le plan horizontal) de la source sonore [Rayleigh 1907]. À l'inverse, ils sont insuffisants pour la connaissance précise de la position de la source en élévation [Wallach 1940]. Cette ambiguïté est levée à l'aide d'autres indices dits spectraux qui décrivent les colorations spectrales liées à l'interaction de l'onde sonore avec les épaules, la tête, les pavillons, etc. [Bronkhorst 1995]. Ces indices sont ainsi dépendants de la morphologie de l'auditeur. Ils sont encodés dans des fonctions appelées HRTF (*Head Related Transfer Function*) qui peuvent être interprétées comme des fonctions de transfert propres à chaque oreille. Les paramètres spectraux sont responsables de la localisation en élévation et de la discrimination avant/arrière. Enfin, l'analyse des indices interauraux et spectraux donne au système auditif la capacité à localiser avec précision une source sonore dans l'espace.

Dans l'optique d'une restitution spatialisée, les indices régissant la localisation sonore, introduits dans le paragraphe précédent, doivent être reproduits avec précision lors de l'auralisation. La spatialisation sonore est un vaste domaine qui a fait l'objet de nombreuses recherches notamment pour des applications musicales. Cela a conduit au développement de plusieurs algorithmes destinés à la modélisation des effets mis en jeu dans le processus de la localisation spatiale. Le traitement de ces algorithmes dépend du type de système de restitution sonore sélectionné. Parmi les techniques développées, on distingue plus particulièrement les systèmes de restitution stéréophonique, binaurale et ambisonique. Dans le cas d'une écoute stéréophonique classique, les indices interauraux ITD et ILD sont reproduits mais une écoute immersive 3D n'est pas possible. Une restitution réaliste immersive nécessite l'utilisation des techniques de restitution binaurales ou ambisoniques. Les techniques binaurales sont considérées comme les techniques de référence pour spatialiser un son, adaptées à une restitution au casque. Une spatialisation binaurale consiste à implémenter d'une manière séparée les indices de localisation spatiale sur un couple des signaux diffusés par deux canaux [Blauert 1997]. En effet, l'ITD et l'ILD sont implémentés à l'aide respectivement d'une ligne à retard et un gain. Les indices spectraux sont implémentés comme des filtres à base des fonctions HRTF. L'approche de spatialisation binaurale permet une restitution fidèle des indices de localisation auditive et conduit ainsi à une meilleure qualité de restitution. Son application est néanmoins limitée à un contexte mono-utilisateur étant donné la dépendance individuelle liée aux fonctions HRTF. D'autre part, l'approche ambisonique repose sur une décomposition du champ sonore en harmoniques sphériques. Le champ sonore est

reconstruit grâce à une combinaison des signaux générés par un réseau de haut-parleurs. Les différentes méthodes de spatialisation ambisonique sont présentées dans [Daniel 2000]. L'intérêt principal de cette approche réside dans sa capacité à manipuler aisément les caractéristiques spatiales du champ sonore comme la rotation de la scène sonore grâce à une combinaison linéaire des signaux de base. Elle est également indépendante du système de restitution et plus adaptée à un contexte multi-utilisateur.

1.9 Revue bibliographique sur l'auralisation du bruit ferroviaire

En milieu urbain, le bruit des transports ferroviaires représente la deuxième source des nuisances sonores après le trafic routier selon une étude récente faite par l'Agence européenne pour l'environnement [Nugent 2014]. Il s'avère d'après cette étude qu'environ 14 millions de personnes en Europe sont confrontées quotidiennement à des niveaux de bruit excessifs liés à l'activité ferroviaire. Étant la prépondérance de l'émission acoustique ferroviaire, plusieurs études ont été menées en vue de l'auralisation de sa texture sonore. Contrairement à l'auralisation du trafic routier [Forssén 2009, Maillard 2012, Jagla 2012, Pieren 2016], celle du bruit ferroviaire a été peu traitée dans la littérature. Les premiers travaux sur l'auralisation du bruit ferroviaire ont débuté en 2005 dans le cadre du projet européen SILENCE [Poisson 2008]. Ces travaux ont mené à un outil logiciel nommé VAMPPASS (Vehicle Acoustic Modelling for Pass-by Prediction and Audio Synthesis Software), permettant l'auralisation du bruit au passage d'un matériel ferroviaire. La synthèse des signaux sources est effectuée dans le plan temps-fréquence. Chaque source réelle est représentée par un ensemble des sources ponctuelles équivalentes classées en deux catégories : sources à composantes tonales et sources de type large bande. Une source équivalente est définie par sa position sur le train, un diagramme de directivité, un spectre d'émission en bandes de tiers d'octave pour les contributions large bande et un niveau de pression des composantes tonales. Ces caractéristiques sont extraites de mesures au passage par antennes microphoniques. Un plan temps-fréquence associé à chaque source de type large bande est construit. Les plans définis sont ensuite sommés pour générer un seul plan temps-fréquence pour l'ensemble des contributions large bande. Le signal temporel au passage du train est obtenu à l'aide d'une transformée de Fourier à court terme inverse du plan résultant (cf. Figure 1.9). Par ailleurs, les composantes tonales, initialement séparées des contributions large bande, sont synthétisées à l'aide de la méthode de synthèse additive et sont ajoutées au signal des contributions large bande pour simuler le bruit au passage. Un traitement additionnel est appliqué permettant la prise en compte des effets de propagation acoustique ainsi que des directivités des sources.

Le signal temporel simulé est utilisé pour calculer des indicateurs acoustiques. Une première validation en termes de niveaux sonores a été menée et a montré une bonne concordance avec la mesure. Une deuxième validation perceptive a été effectuée à l'aide de tests d'écoute de dissemblance. Les séquences simulées n'étant pas directement confrontées à celles enregistrées, ces tests ont montré un critère commun adopté par les auditeurs lors de la classification des sons simulés et enregistrés. Les séquences simulées n'ont pas été évaluées en termes de réalisme sonore par rapport à la mesure.

Récemment, le sujet de l'auralisation du bruit ferroviaire a été de nouveau abordé dans le cadre du projet de recherche TAURA [2]. Ce projet a pour objectif le développement d'un système d'auralisation des trafics routier et ferroviaire. Les derniers travaux publiés ont concerné la

2. https://www.empa.ch/web/s509/taura (consulté le 14/05/2019)

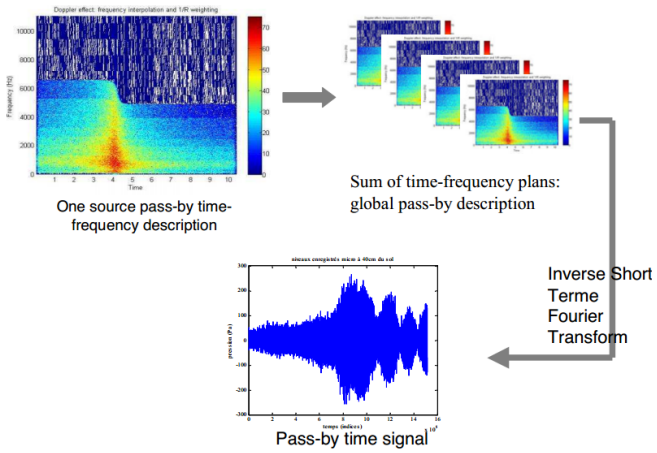


FIGURE 1.9: Méthode de synthèse de la contribution large bande utilisée dans VAMP-PASS [Bongini 2008b].

principale source du bruit ferroviaire : le contact roue/rail incluant les bruits de roulement et d'impact [Pieren 2017]. La méthode employée repose sur une approche physique dans laquelle le mécanisme de génération du bruit de contact roue/rail est modélisé dans le domaine temporel. Le principe de cette méthode est illustré sur la Figure 1.10.

Le point de départ consiste à générer les signaux temporels des rugosités présentes sur les surfaces de la roue et du rail dans le domaine spatial. Les signaux de rugosité sont sommés et filtrés par le filtre de contact qui modélise les effets de contact entre la roue et le rail. La rugosité effective, définie par la rugosité totale filtrée, est ensuite convertie dans le domaine temporel en fonction de la vitesse de roulement de la roue. Le signal d'excitation est donné par la vitesse de rugosité effective. Ce signal est envoyé à deux filtres modélisant le comportement vibroacoustique de la roue et de la voie. Les fonctions de transfert de ces filtres sont définies à partir des spectres en bandes de tiers d'octave donnés par le modèle CNOSSOS-EU [CNOSSOS-EU 2015]. On note que le comportement modal du système roue/rail a été pris en compte afin d'améliorer le réalisme du rendu sonore. Les caractéristiques modales sont obtenues à partir des mesures au passage. Les contributions de la voie et de la roue sont attribuées à deux sources équivalentes placées à 0 et 0.5 m, respectivement. Le signal source de chaque contribution est enfin propagé jusqu'au point source et la fonction de directivité proposée par CNOSSOS-EU est utilisée. Le modèle d'auralisation proposé n'a pas été évalué par des tests perceptifs.

1.10 Conclusions sur les travaux antérieurs et objectifs de la thèse

Le travail présenté dans ce chapitre dresse un état de l'art sur la prévision et l'auralisation du bruit ferroviaire. Après avoir présenté brièvement les sources du bruit ferroviaire et leur modèle de sources équivalentes, les modèles de prévision des niveaux du bruit ferroviaire ont été rappelés. Parmi ces modèles, on distingue TWINS qui offre une prévision efficace des niveaux du bruit de roulement. Dans un second temps, l'étude bibliographique s'est intéressée à l'auralisation du bruit ferroviaire. Le principe général d'un modèle d'auralisation a été présenté et les différents modules qui le composent ont été détaillés. La dernière partie de ce chapitre a été consacrée à une étude bibliographique sur les techniques d'auralisation du bruit ferroviaire. Étant la

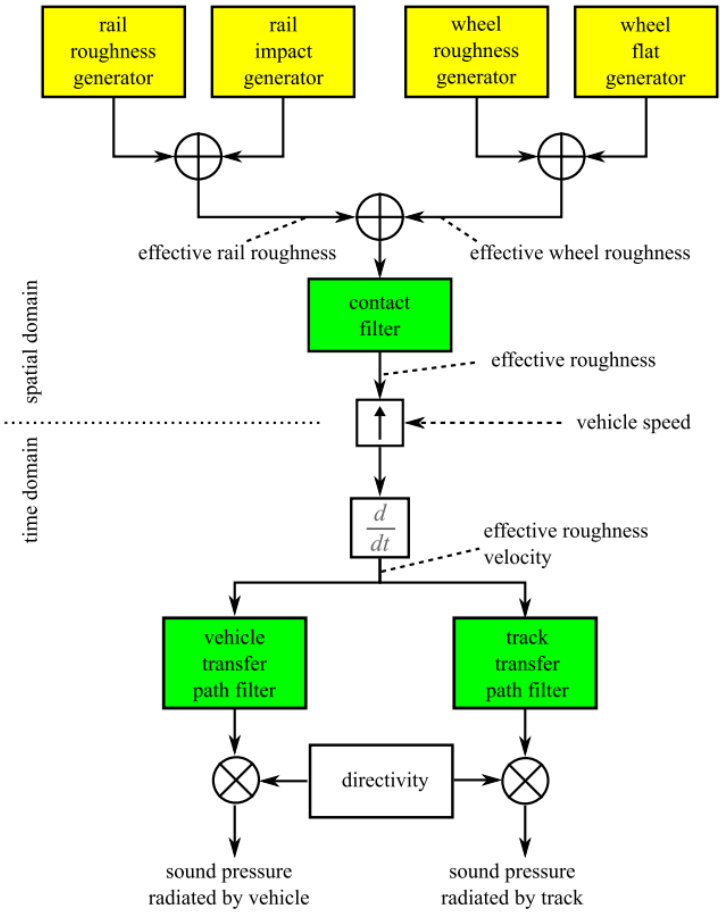


FIGURE 1.10: Méthode d'auralisation du bruit de contact roue/rail proposée dans le projet TAURA [Pieren 2017].

première source du bruit ferroviaire, les travaux antérieurs se sont focalisés sur l'auralisation du bruit de roulement. Dans VAMPPASS, la synthèse de l'émission acoustique engendrée par cette source utilise un bruit large bande filtré à partir des niveaux sonores en bandes de 1/3 d'octave. Cette méthode de synthèse a été testée lors d'un travail préliminaire effectué dans le cadre de cette thèse. Des tests d'écoute informels ont montré l'incapacité d'une telle méthode à reproduire fidèlement le bruit de roulement dans toutes ses nuances. En effet, cette méthode ne permet pas de récréer les résonances caractérisant le timbre du bruit d'interaction roue/rail. Ces caractéristiques ont été prises en compte dans la technique d'auralisation proposée dans le cadre du projet TAURA. Il a été démontré que l'introduction de quelques résonances conduit à un réalisme intéressant. Notons que ces résonances ont été identifiées à partir des mesures au passage du matériel ferroviaire. Les résonances identifiées présentent une incertitude compte tenu de l'effet Doppler et des interférences du bruit de roulement avec les autres sources présentes sur le train.

L'analyse des travaux antérieurs sur l'auralisation du bruit ferroviaire met en avant le besoin d'un modèle plus précis basé sur des paramètres physiques notamment pour le bruit d'interaction roue/rail. Une telle approche doit permettre l'amélioration du réalisme sonore et donner la possibilité de traiter un large panel de systèmes roue/rail. Dans ce contexte, l'objectif principal de cette thèse est de mettre en œuvre un modèle d'auralisation adapté à la physique du bruit

de roulement. Pour ce faire, une caractérisation précise de ce bruit est nécessaire, faisant l'objet du Chapitre 2.

Chapitre 2

Caractérisation du bruit de roulement

Sommaire

2.1 Généralités sur le bruit de roulement 24
2.1.1 Mécanismes générateurs 24
2.1.2 Rugosités roue/rail 24
2.2 Comportement vibroacoustique du rail 27
2.2.1 Comportement vibratoire du rail 27
2.2.1.1 Modélisation des constituants de la voie 28
2.2.1.2 Réponse vibratoire du rail sur support continu 30
2.2.1.3 Influence des paramètres mécaniques de la voie 33
2.2.2 Comportement acoustique du rail 36
2.2.2.1 Modèle de sources ponctuelles 37
2.2.2.2 Réponse acoustique 40
2.3 Comportement vibroacoustique de la roue 42
2.3.1 Comportement vibratoire de la roue 42
2.3.2 Comportement acoustique de la roue 44
2.4 Modèle d'interaction roue/rail 47
2.5 Conclusions 49

Le bruit des transports ferroviaires est composé de plusieurs contributions sonores. Le bruit de roulement, généré par la roue et la voie, est la source prédominante pour des vitesses de train comprises entre 50 et 300 km/h [Mellet 2006]. Ce chapitre s'intéresse à la caractérisation et la modélisation du bruit de roulement. Cette étape est fondamentale pour permettre le développement de méthodes d'auralisation adaptées aux spécificités de ce bruit. Des généralités concernant les mécanismes de génération de cette source sont tout d'abord présentées. Les contributions individuelles sont décrites à travers une étude des comportements vibroacoustiques du rail et de la roue. La force de contact générée en situation de roulement de la roue sur le rail est enfin étudiée à travers un modèle d'interaction existant du système roue/rail.

2.1 Généralités sur le bruit de roulement

2.1.1 Mécanismes générateurs

Le bruit de roulement ferroviaire est dû à l'interaction entre la roue et le rail. Son principe de génération est schématisé sur la Figure 2.1. Les irrégularités verticales des surfaces de roulement de la roue et du rail, appelées rugosités, sont responsables du bruit de roulement. En condition de roulement, ces rugosités se combinent au niveau du contact roue/rail et entraînent un déplacement vertical relatif de la roue par rapport au rail. Ce déplacement génère des ondes vibratoires transmises dans la roue, le rail et les traverses. Ce sont ces vibrations qui engendrent le rayonnement acoustique des différentes structures et produisent le bruit de roulement.

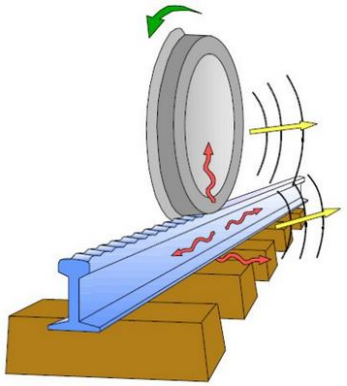


FIGURE 2.1: Mécanisme de génération du bruit de roulement ferroviaire [Thompson 2000].

2.1.2 Rugosités roue/rail

Les bandes de roulement de la roue et du rail présentent des irrégularités de surface, appelées rugosité. Le passage de la roue à une vitesse V [m/s] sur une rugosité de longueur d'onde λ [m] engendre une vibration et donc un bruit à la fréquence f [Hz], donnée par [Thompson 2009] :

$$f = \frac{V}{\lambda} \tag{2.1}$$

Le bruit de roulement est généralement caractérisé sur une plage fréquentielle allant de 100 à 5000 Hz. Si on s'intéresse à des vitesses de train comprises entre 50 et 160 km/h, les longueurs d'onde responsables du bruit de roulement se situent alors entre environ 4 et 450 mm d'après l'Eq.(2.1).

En Europe, la mesure de la rugosité des roues et des rails est régie par la norme EN 15610 [EN-15610 2009].
La rugosité de la roue est principalement influencée par le type de freinage utilisé. Le système de mesure, illustré sur la Figure 2.2, consiste en plusieurs capteurs de déplacement. Le support du système est fixé sur le rail, l'essieu en test étant soulevé à l'aide d'un vérin. La rotation de la roue est assurée manuellement et le profil de rugosité est mesuré sur plusieurs lignes parallèles le long de la bande de roulement. Chaque ligne de rugosité mesurée décrit un profil vertical des irrégularités en fonction de la position sur la surface de roulement. Sur une même ligne, la rugosité mesurée est périodique de période égale à la circonférence de la roue. La rugosité de la roue est définie par la moyenne des profils de rugosité mesurés sur toutes les lignes.

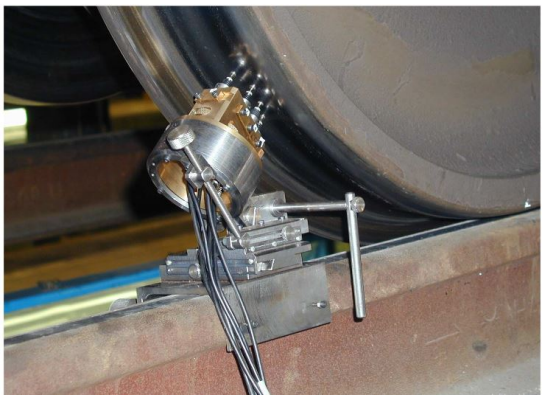


FIGURE 2.2: Système de mesure de la rugosité de la roue [Cléon 2010].

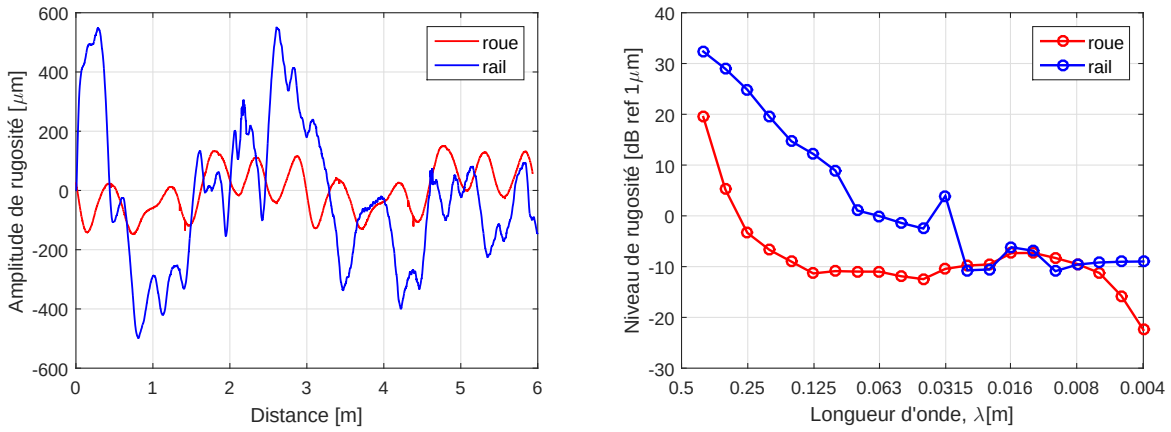
La rugosité du rail est considérée comme aléatoire du fait que la longueur du rail est supposée infinie. Cette rugosité est influencée par plusieurs facteurs tels que la vitesse de roulement sur le rail, l'état des roues, l'armement de la voie (*i.e.* constituants de la voie), etc. Elle est généralement mesurée à l'aide de deux types d'instruments. Le premier instrument de mesure, illustré sur la Figure 2.3a, consiste en une règle de longueur 1.2 m montée sur le rail. Cette règle est équipée d'un capteur de déplacement vertical. Le capteur est entraîné le long de la règle et mesure la hauteur des irrégularités présentes sur la surface du rail. La taille limitée de la règle de mesure présente le principal inconvénient de ce dispositif. L'instrument n'est en mesure de caractériser que des longueurs d'onde inférieures ou égales à 100 mm [Thompson 2009], ce qui limite la plage fréquentielle étudiée. D'après l'Eq. (2.1), la fréquence minimale d'excitation considérée est alors de l'ordre de 450 Hz pour une vitesse de train de 160 km/h.
Le deuxième instrument de mesure de la rugosité du rail emploie un chariot déplacé manuellement sur le rail, comme le montre la Figure 2.3b. Le chariot est équipé d'un accéléromètre qui permet de mesurer le profil de la rugosité en fonction de la distance parcourue. Ce dispositif de mesure présente par conséquent l'avantage de pouvoir mesurer la rugosité sur une distance importante le long du rail, contrairement au premier appareil de mesure. Il donne ainsi la possibilité de couvrir la plage fréquentielle relative à la génération du bruit de roulement entre 100 et 5000 Hz à des vitesses conventionnelles. Cependant, le déplacement du chariot à la main peut entraîner une forte dépendance à l'opérateur.

La Figure 2.4a montre des exemples de profils de rugosité mesurés en fonction de la position le long des surfaces des bandes de roulement de la roue et du rail. Ces profils présentent des discontinuités qui proviennent des petites particules présentes sur les surfaces de roulement de la roue et du rail ainsi que des effets liés aux dimensions du capteur de mesure. Un traitement

(a) (b)

FIGURE 2.3: Systèmes de mesure de la rugosité du rail : (a) mesure par règle ; (b) mesure par chariot [Cléon 2010].

spécifique, décrit dans la norme EN 15610 [EN-15610 2009], est appliqué. Une fois ces données traitées, les spectres sont calculés en bandes de tiers d'octave et représentés sur la Figure 2.4b.



(a) (b)

FIGURE 2.4: Exemples des profils de rugosité de roue et du rail : (a) représentation spatiale ; (b) représentation fréquentielle en bandes de 1/3 d'octave (données issues de [Delavaud 2011]).

La prise en compte du contact roue/rail est fondamentale dans la modélisation du bruit de roulement. Il en résulte l'atténuation des niveaux de rugosité dont les longueurs d'onde sont du même ordre de grandeur ou inférieures à la taille de la surface de contact. Cet effet d'atténuation dû à la taille finie de la zone de contact est connu sous le nom de filtre de contact. La notion du filtre de contact est utilisée dans le modèle TWINS et dans la méthode CNOSSOS-EU. Elle a été introduite par Remington et une formulation analytique a été proposée pour estimer l'effet associé [Remington 1976b]. Pour une zone de contact circulaire de rayon a, la fonction de transfert du filtre de contact en fonction de la longueur d'onde s'écrit :

$$H(\lambda) = \left(1 + \frac{\pi}{4}\left(\frac{2\pi a}{\lambda}\right)^3\right)^{-1/2} \tag{2.2}$$

L'atténuation provoquée par le filtre de contact est tracée sur la Figure 2.5 pour un contact circulaire de rayon $a = 12\,\text{mm}$.

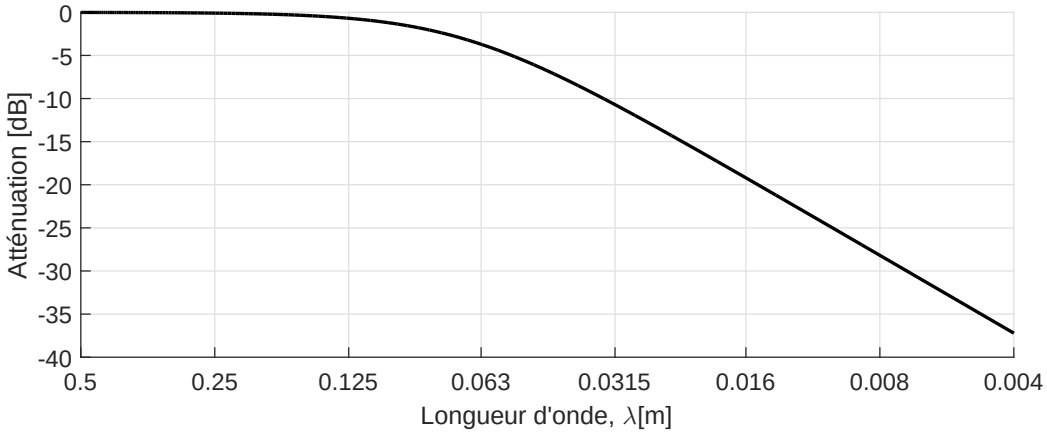


FIGURE 2.5: Atténuation liée au filtre de contact roue/rail selon le modèle de Remington.

En condition de roulement, c'est la rugosité totale roue/rail pondérée par l'effet du filtre de contact qui constitue l'excitation du système roue/rail [Thompson 2009]. Il est important de noter que le phénomène lié au contact roue/rail dépend aussi de types de roues et de rails, et de la charge appliquée sur la roue. La formule analytique de Remington, donnée par l'Eq. (2.2) n'est qu'une approximation. Une caractérisation précise du contact roue/rail requiert des calculs éléments finis. Dans le rapport du projet CNOSSOS-EU [CNOSSOS-EU 2015], les valeurs d'atténuation pour le filtre de contact sont données en bandes de tiers d'octave en fonction de la charge à l'essieu et le diamètre de la roue. Ces valeurs seront utilisées lors de l'auralisation du bruit de roulement présentée dans le Chapitre 3.

2.2 Comportement vibroacoustique du rail

La partie 1.3 a souligné la prépondérance de la contribution sonore de la voie dans le bruit de roulement. Cette composante est induite par les ondes vibratoires qui se propagent le long du rail, excité au niveau de son contact avec la roue par des efforts engendrés par la rugosité. Pour appréhender au mieux les spécificités du bruit rayonné par la voie, cette partie propose d'étudier le comportement vibratoire du rail et d'analyser le rayonnement acoustique qui en résulte. Cette étape est primordiale dans le processus de conception d'une méthode d'auralisation adaptée à l'émission acoustique du rail.

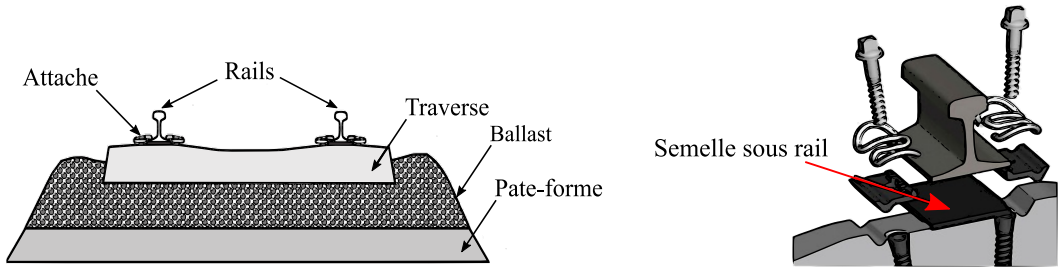
2.2.1 Comportement vibratoire du rail

Cette étude concerne la réponse vibratoire engendrée par des ondes de flexion verticales qui se propagent le long du rail, ces ondes étant la source principale de l'émission sonore du rail [Thompson 1995, Vincent 1995]. Dans la littérature, le comportement en flexion du rail est souvent décrit à l'aide d'un modèle de poutre [Knothe 1993, Thompson 1995, Hamet 1999]. Cette modélisation se fait généralement au moyen des modèles de poutre mince d'Euler-Bernoulli ou de poutre épaisse de Timoshenko. La modélisation par une poutre de Timoshenko trouve son avantage dans la prise en compte des effets de cisaillement et d'inertie rotationnelle par rapport à une poutre d'Euler. C'est le modèle de poutre de Timoshenko qui sera alors utilisé pour

étudier le comportement vibratoire du rail. Ce modèle atteint néanmoins ses limites en haute fréquence au-delà de 4000 Hz pour les vibrations verticales [Vincent 1995]. Le comportement vibratoire à ces fréquences est caractérisé par la présence des déformations de la section du rail. Cela provoque un battement au niveau du patin (cf. Figure 2.8) ne pouvant pas être représenté par un système simple de poutre. Wu et Thompson ont utilisé deux poutres de Timoshenko pour représenter le champignon et le patin du rail, respectivement [Wu 1999]. Les deux poutres sont reliées par une couche de ressorts répartie en continu et la masse de la deuxième poutre est choisie de manière à se rapprocher de la fréquence de battement du patin. Une représentation fidèle des différents phénomènes mis en jeu dans le comportement dynamique du rail nécessite par conséquent des modèles de plus en plus complexes.

2.2.1.1 Modélisation des constituants de la voie

La structure typique d'une voie ferrée ballastée est illustrée en coupe transversale sur la Figure 2.6a. Les deux rails sont maintenus aux traverses qui peuvent être en béton, en bois ou en acier. Les traverses sont posées sur un lit de pierres concassées appelé ballast. Les traverses sont régulièrement espacées d'une distance de 0.6 m. La fixation du rail sur la traverse est assurée par un système d'attache, dont un exemple est représenté sur la Figure 2.6b. Le système d'attache comporte une semelle élastique située entre le rail et la traverse. Cette semelle, nommée semelle sous rail, agit considérablement sur le comportement dynamique du rail [Thompson 2009].



(a) (b)

FIGURE 2.6: (a) Section transversale d'une voie ferrée ; (b) Système d'attache du rail sur la traverse.

Le support du rail composé de la semelle sous rail, la traverse et le ballast peut être modélisé par un système ressort-masse-ressort où :

— la semelle sous rail est caractérisée par une raideur s_p,

— la demi-traverse est caractérisée par une masse m_t,

— le ballast est caractérisé par une raideur s_b.

La raideur équivalente de ce système s'écrit alors :

$$s(\omega) = s_p \frac{s_b - \omega^2 m_t}{(s_p + s_b) - \omega^2 m_t} \tag{2.3}$$

où ω désigne la pulsation.

La modélisation du support du rail à l'aide du système ressort-masse-ressort existe sous deux formes [Thompson 2009]. La première forme est à support continu, illustré sur la Figure 2.7a et consiste en une répartition continue des systèmes ressort-masse-ressort tout au long du rail. Le

support est considéré comme continu et uniforme de raideur linéique équivalente $s'(\omega) = s(\omega)/a_t$ où a_t est la distance inter-traverse exprimée en mètres. La deuxième forme prend en compte la nature discrète du support du rail. Comme le montre la Figure 2.7b, les systèmes ressort-masse-ressort sont disposés d'une manière discontinue en fonction des emplacements des traverses. Étant donné la répartition périodique des traverses en dessous du rail, ces systèmes sont placés périodiquement d'où l'appellation périodique.

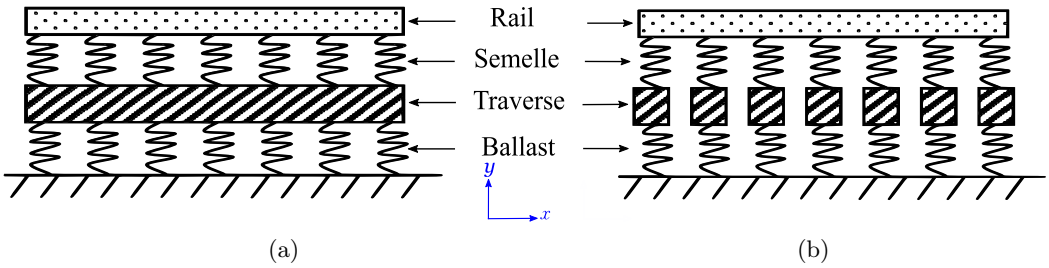


FIGURE 2.7: Modélisation de la voie : (a) support continu ; (b) support périodique.

La différence importante entre l'utilisation d'un modèle à support périodique par rapport à celui à support continu est la possibilité de représenter les effets liés à la fréquence dite de *pinned-pinned*. Cette fréquence particulière correspond à la fréquence de résonance de la poutre en flexion verticale entre deux traverses. Elle se produit lorsque la longueur d'onde dans le rail est égale à la distance entre deux traverses. Autour de cette fréquence, la réponse vibratoire du rail présente une émergence prononcée. Pour un rail UIC60 et une distance inter-traverse de 0.6 m, la fréquence *pinned-pinned* apparaît autour de 1090 Hz [Faure 2015]. Dans [Sheng 2005], il a été démontré que la vitesse de l'excitation sur le rail présente un effet significatif sur cette fréquence. En effet, l'amplitude de la réponse vibratoire du rail autour de cette fréquence diminue avec la vitesse de l'excitation. Dans la direction verticale, la résonance reproduite par le modèle à support périodique devient négligeable et la réponse dynamique du rail est presque identique à celle estimée par le modèle à support continu.

Dans cette thèse, on s'intéresse au bruit rayonné dans un contexte de roulement. Dans ce cas, le rail est excité par plusieurs roues en mouvement. L'excitation sur le rail est alors mobile et l'hypothèse du support continu peut être utilisée.

Les paramètres mécaniques utilisés dans cette étude sont donnés dans le tableau 2.1. Ces paramètres sont représentatifs d'une voie ferrée typique et extraits de travaux présentés dans [Squicciarini 2012]. Les valeurs des raideurs et des facteurs de pertes correspondent à des valeurs intermédiaires de telle sorte que le support du rail ne soit ni trop raide ni trop souple. Le type de traverse utilisé est celui d'une traverse bi-bloc en béton. Les phénomènes dissipatifs présents dans le rail ainsi que dans le support sont pris en compte à travers une écriture complexe en fonction des facteurs de pertes associés (cf. tableau 2.1). Cela se traduit par l'utilisation d'un module d'élasticité complexe $\underline{E}$ donné par $E\,(1 + i\eta_r)$ avec η_r le coefficient de pertes dans le rail. Les raideurs de la semelle et du ballast sont remplacées par des raideurs complexes $\underline{s_p}$ et $\underline{s_b}$ données respectivement par $s_p\,(1 + i\eta_p)$ avec η_p le facteur de pertes dans la semelle et $s_b\,(1 + i\eta_b)$ avec η_b le facteur de pertes dans le ballast.

Rail			
Masse par unité de longueur	M_r	60	[kg/m]
Module d'élasticité	E	2.1×10^{11}	[N/m^2]
Moment d'inertie	I	3.057×10^{-5}	[m^4]
Rigidité en flexion verticale	$B = EI$	6.42×10^{6}	[N/m^2]
Coefficient de Poisson	ν	0.3	
Module de cisaillement	$G = E/(2+2\nu)$	0.8×10^{11}	[N/m^2]
Masse volumique	ρ	8000	[kg/m^3]
Coefficient de pertes internes	η_r	0.02	
Coefficient de cisaillement	κ	2.4	
Support			
Masse d'une demi-traverse	m_t	120	[kg]
Distance inter-traverse	a_t	0.6	[m]
Raideur de la semelle	s_p	300×10^{6}	[N/m]
Facteur de pertes dans la semelle	η_p	0.2	
Raideur du ballast	s_b	100×10^{6}	[N/m]
Facteur de pertes dans le ballast	η_b	0.5	

TABLE 2.1: Paramètres mécaniques de la voie utilisés pour étudier le comportement en flexion verticale du rail [Squicciarini 2012].

2.2.1.2 Réponse vibratoire du rail sur support continu

Cette partie étudie la réponse vibratoire verticale du rail. Les formulations théoriques énoncées restent toutefois valables pour examiner la réponse vibratoire dans la direction latérale mais d'autres paramètres mécaniques devront être utilisés. On considère le rail orienté selon l'axe x et la direction verticale donnée par l'axe y dans un système de coordonnées cartésiennes (x, y, z) comme le montre la Figure 2.8. On suppose le rail excité par une force ponctuelle verticale appliquée sur sa bande de roulement en un point d'abscisse x_e. Cette excitation, supposée statique, est censée représenter l'excitation du rail engendrée par la rugosité en condition de roulement de la roue le long du rail à un instant donné. On se place en régime harmonique et on omet la dépendance temporelle $e^{i\omega t}$ où ω et t sont la pulsation et le temps, respectivement.

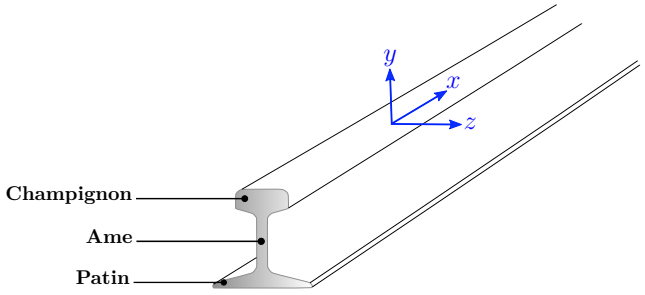


FIGURE 2.8: Géométrie du rail et système de cordonnées adopté.

Pour explorer sa réponse vibratoire, le rail est modélisé par une poutre épaisse de Timoshenko sur support continu. La prise en compte des effets de cisaillement et d'inertie relationnelle justifie le choix du modèle de Timoshenko par rapport à une poutre d'Euler-Bernoulli. Soit $u(x, \omega)$

l'amplitude complexe du mouvement en flexion du rail au point d'abscisse x le long de son axe. L'équation différentielle du mouvement de la poutre s'écrit [Hamet 1999] :

$$\left[\left\{\frac{d^2}{dx^2}+k_c^2\right\}\left\{\frac{d^2}{dx^2}+k_t^{*2}\right\}-k_B^4\right]u(x,\omega)=\frac{F_{ext}(\omega)}{B}\left[1-\frac{B}{K}\left\{\frac{d^2}{dx^2}+k_c^2\right\}\right] \tag{2.4}$$

avec $k_c=\omega\sqrt{\frac{\rho}{E}}$ le nombre d'onde des ondes de compression, $k_t^*=\omega\sqrt{\frac{\rho}{G^*}}$ le nombre d'onde des ondes de cisaillement où $G^*=\frac{G}{\kappa}$, $k_B^4=M_r\omega^2/B$ le nombre d'onde de flexion d'une poutre mince, $K=G^*M_r/\rho$ la rigidité de cisaillement et $F_{ext}(\omega)$ le champ spatial des forces extérieures exprimé en N/m.

Selon le raisonnement mené dans l'annexe A, le déplacement vertical en un point x le long du rail excité par une force unitaire de 1 N appliquée en x_e est représenté par la fonction de Green $G_\omega(x,x_e)$ donnée par l'Eq. (A.12). La mobilité verticale du rail au point d'abscisse x, $Y_r(x,\omega)$, est définie par l'amplitude de la vitesse vibratoire en réponse à une force unitaire appliquée en x_e :

$$Y_r(x,\omega)=i\omega\,G_\omega(x,x_e)=i\omega\,\left[A_c(\omega)e^{-\gamma_c(\omega)|x-x_e|}+i\,A_p(\omega)e^{-\gamma_p(\omega)|x-x_e|}\right] \tag{2.5}$$

L'Eq. (2.5) met en évidence la présence de deux ondes vibratoires qui se propagent le long du rail de part et d'autre du point d'excitation x_e :

— une onde de champ proche d'amplitude $A_c(\omega)$ et de constante de propagation $\gamma_c(\omega)$. Elle est fortement atténuée et se localise au voisinage du point d'excitation ;

— une onde propagative d'amplitude $A_p(\omega)$ et de constante de propagation $\gamma_p(\omega)$. Elle est faiblement atténuée pour certaines fréquences.

Les expressions des amplitudes et des constantes de propagation des ondes sont données dans l'annexe A. Les vibrations le long du rail sont principalement décrites par la constante de propagation de l'onde propagative, $\gamma_p(\omega)$. Cette constante s'écrit sous la forme $\gamma_p(\omega)=\alpha+i\beta$ avec $\alpha>0$ et $\beta<0$ par convention. L'atténuation des ondes vibratoires dans le rail est pilotée par la partie réelle de $\gamma_p(\omega)$. Le taux de décroissance des ondes dans le rail, $\Delta_s(\omega)$, exprimé en décibels par unité de longueur [dB/m], s'écrit :

$$\Delta_s(\omega)=20\,\Re(\gamma_p(\omega))\log_{10}(e) \tag{2.6}$$

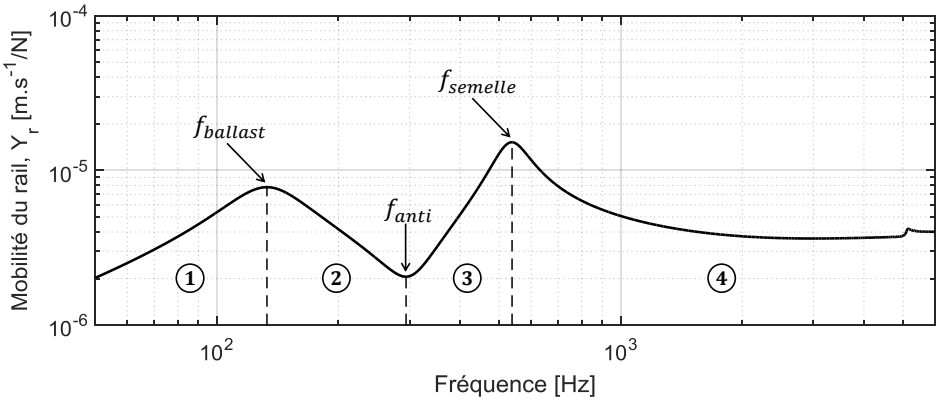
e étant la constante du logarithme népérien et $\Re(.)$ désigne la partie réelle de l'expression complexe.
La partie imaginaire de $\gamma_p(\omega)$ correspond au nombre d'onde dans le rail. La célérité des ondes dans le rail, $c_s(\omega)$, s'écrit alors :

$$c_s(\omega)=\omega/\Im(\gamma_p(\omega)) \tag{2.7}$$

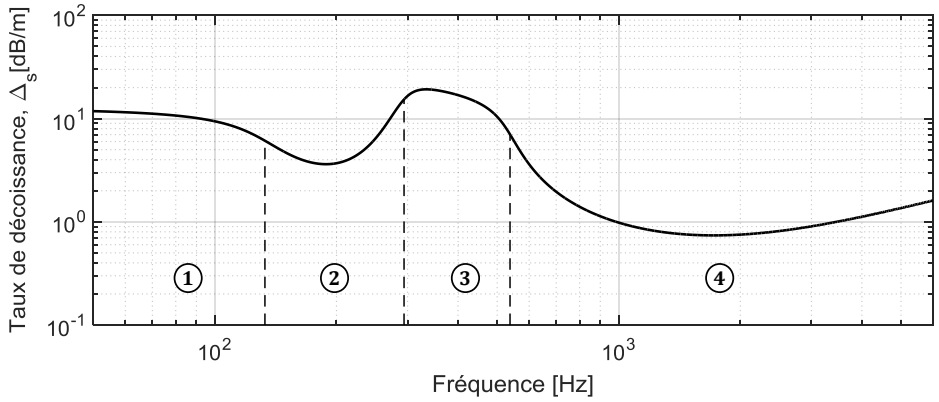
où désigne $\Im(.)$ est la partie imaginaire de l'expression complexe.

Le comportement dynamique du rail est maintenant étudié à partir de la formulation théorique énoncée plus haut. La Figure 2.9 montre la mobilité verticale du rail au point d'excitation, $Y_r(x_e,\omega)$, et le taux de décroissance des ondes vibratoires dans le rail, $\Delta_s(\omega)$, pour les paramètres de voie donnés dans le tableau 2.1.

Sur les deux graphes, on distingue la présence de quatre gammes de fréquence particulières marquées par les fréquences de résonance et d'anti-résonance visibles sur la réponse vibratoire du rail, illustrée sur la Figure 2.9a. Ces fréquences sont caractéristiques du support du rail composé de {semelle, traverse, ballast}, modélisé par un système {ressort, masse, ressort} (cf. Figure 2.7). Étant un système à deux degrés de liberté, cette modélisation met en évidence les fréquences particulières suivantes :



(a)



(b)

FIGURE 2.9: Comportement dynamique du rail calculé pour les paramètres mécaniques donnés dans le tableau 2.1 : (a) mobilité verticale ; (b) taux de décroissance verticale.

— $f_{ballast}$ coïncide avec la résonance en phase du système {rail, traverse} sur la raideur du ballast. La zone fréquentielle 1, définie par les fréquences inférieures à $f_{ballast} = 134\,\text{Hz}$ [1], se caractérise par un couplage entre le rail et l'ensemble de la plateforme (traverse et ballast). Il en résulte un taux de décroissance stable et élevé autour de 10 dB/m dans la zone 1 (cf. Figure 2.9b).

— f_{anti} correspond à la résonance de la traverse influencée par les raideurs du ballast et de la semelle. Le système {semelle, traverse, ballast} agit comme un absorbeur dynamique et la réponse du rail passe par un minimum. Le taux de décroissance dans la zone 2, située entre les fréquences $f_{ballast}$ et $f_{anti} = 294\,\text{Hz}$ [1], est important étant donné le couplage du rail à la traverse.

— $f_{semelle}$ correspond à la résonance du rail sur la raideur de la semelle. Entre f_{anti} et $f_{semelle} = 538\,\text{Hz}$ [1] (zone 3), le comportement de la voie est principalement piloté par la traverse et le taux de décroissance passe par un maximum. Au-dessus de la fréquence $f_{semelle}$ (zone 4), le rail se découple de son support et les ondes vibratoires se propagent librement dans le rail. Le taux de décroissance décroît et atteint des valeurs faibles de l'ordre de 1 dB/m au-delà de 1000 Hz.

1. pour les paramètres donnés dans le tableau 2.1

2.2.1.3 Influence des paramètres mécaniques de la voie

Il ressort de l'étude précédente que le comportement dynamique du rail est directement lié à celui de son support. On propose maintenant d'étudier la sensibilité des paramètres du support sur la dynamique du rail. Les différentes valeurs utilisées dans cette étude sont issues de la base de données publiée dans [Squicciarini 2012].

L'effet de la variation des paramètres de la semelle sous rail est illustré sur la Figure 2.10.

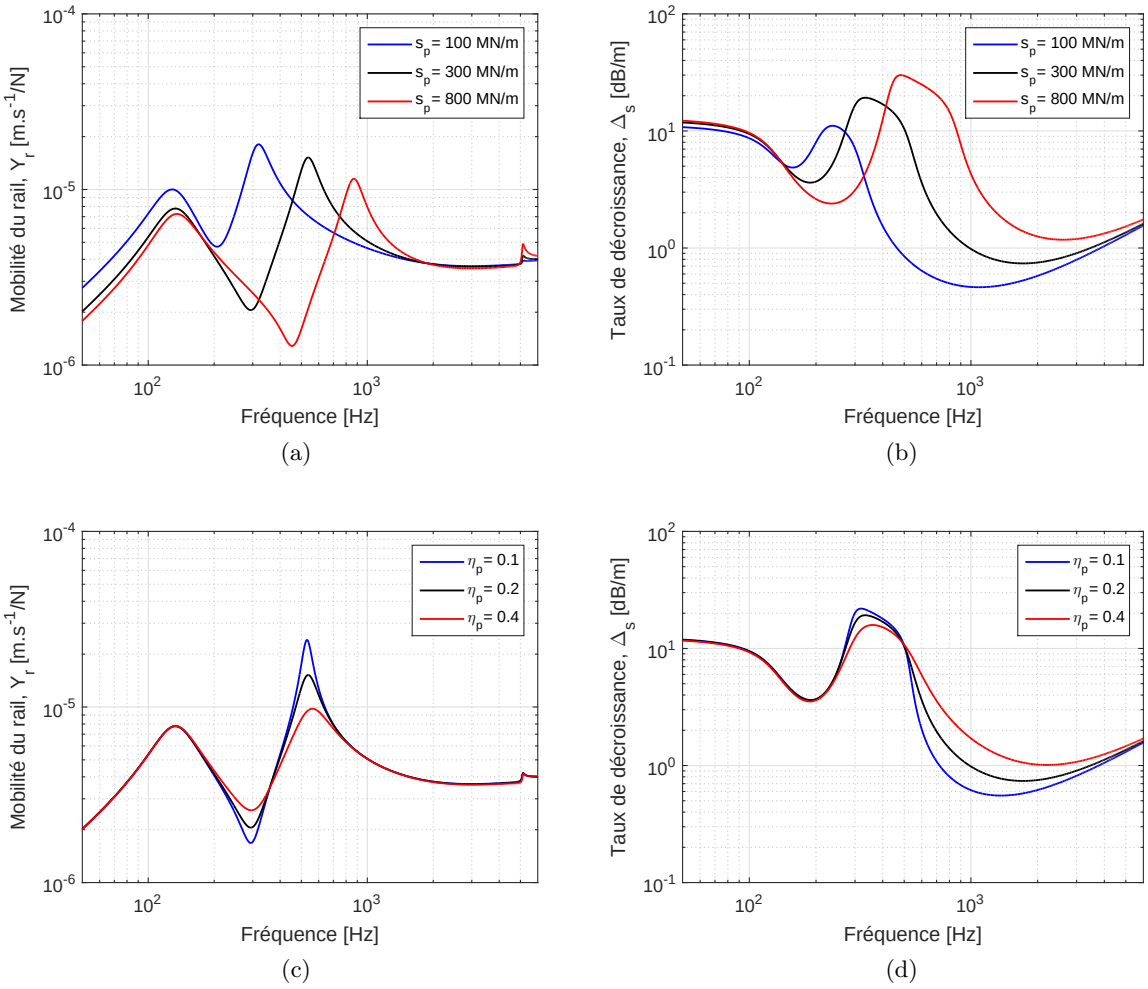


FIGURE 2.10: Effet de la variation des paramètres de la semelle sous rail sur le comportement dynamique du rail. (a) et (b) : influence de la raideur de la semelle ; (c) et (d) : influence du facteur de pertes dans la semelle.

On constate que ces paramètres agissent considérablement sur le comportement du rail. En effet, la variation de la raideur de la semelle sous rail entraîne un changement des fréquences caractéristiques f_{anti} et $f_{semelle}$ visibles sur la Figure 2.9. L'accentuation de la raideur de la semelle se traduit par une augmentation de ces fréquences. L'amplitude de la mobilité autour des ces fréquences caractéristiques diminue avec la raideur de la semelle (cf. Figure(2.10a)). De plus, l'augmentation de la raideur de la semelle entraîne un élargissement du pic principal présent sur le taux de décroissance (cf. Figure(2.10b)). L'atténuation des ondes vibratoires dans le rail devient importante sur une gamme fréquentielle de plus en plus large avec une semelle de

plus en plus raide. Le facteur de pertes dans la semelle n'agit lui que sur les amplitudes de la mobilité au niveau des fréquences f_{anti} et $f_{semelle}$ (cf. Figure(2.10c)). Son augmentation conduit à un taux de décroissance plus important en haute fréquence (*i.e.* au-delà de $f_{semelle}$) comme le montre la Figure(2.10d).

L'effet de la variation des paramètres du ballast est représenté sur la Figure 2.11.

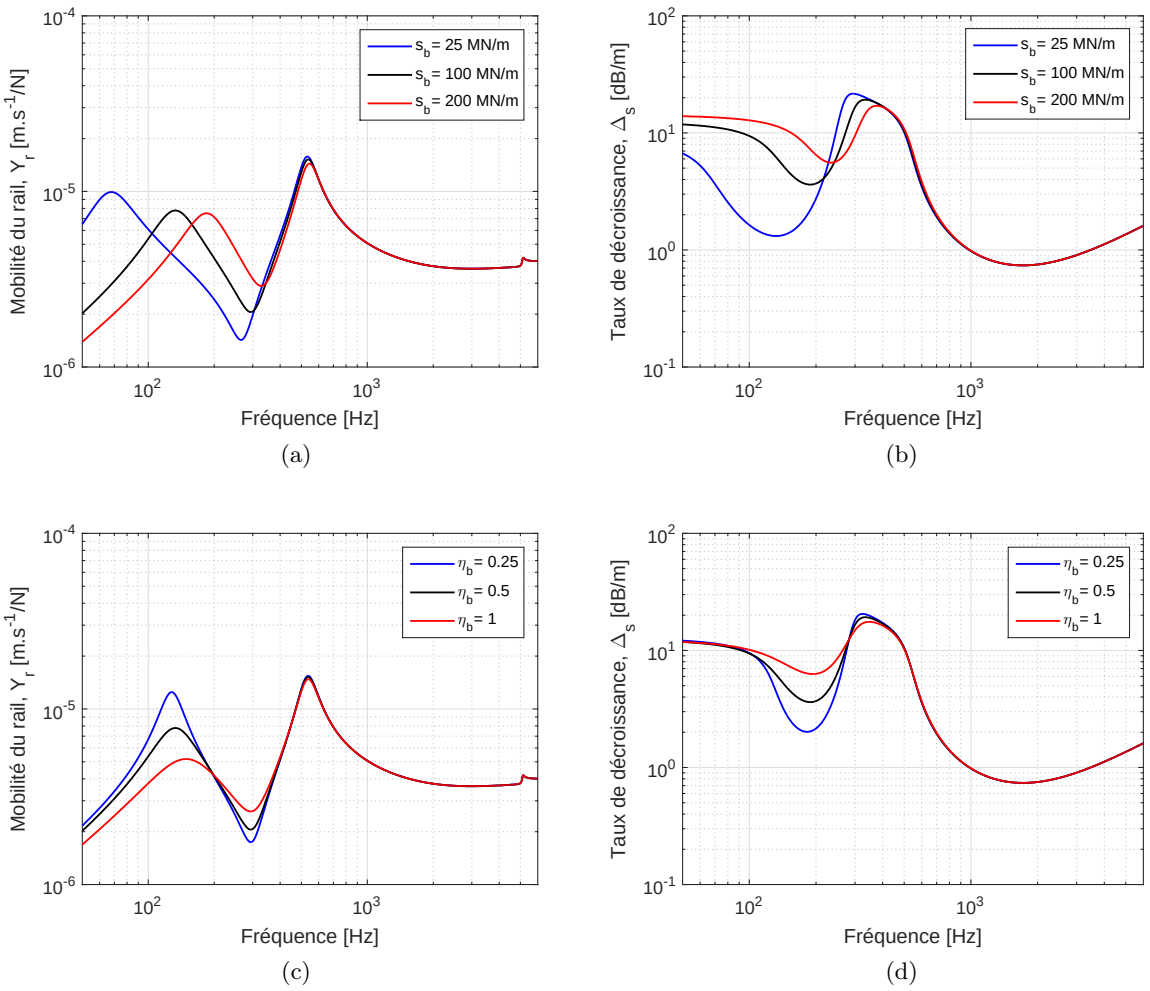
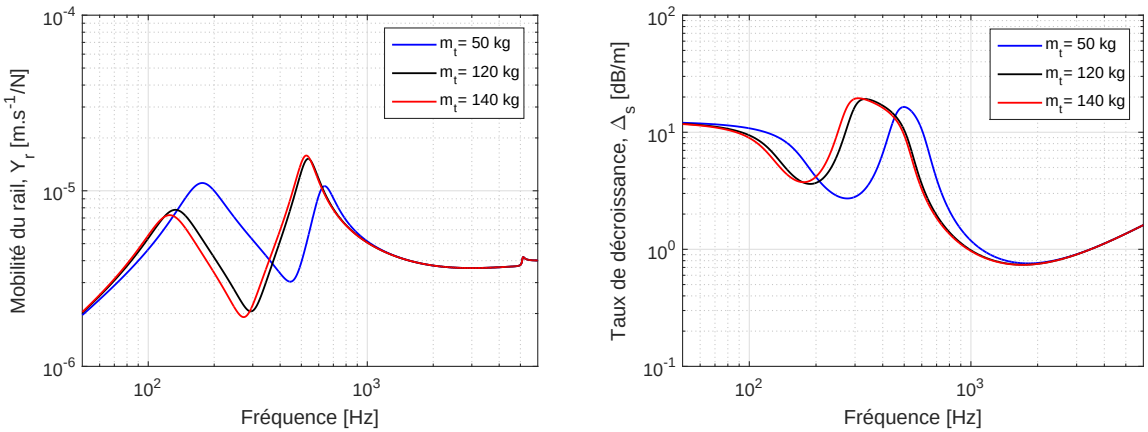


FIGURE 2.11: Effet de la variation des paramètres du ballast sur le comportement dynamique du rail. (a) et (b) : influence de la raideur du ballast ; (c) et (d) : influence du facteur de pertes dans le ballast.

On observe que cette variation affecte le comportement du rail en basse fréquence, zone fréquentielle dans laquelle le ballast pilote le comportement vibratoire du rail. L'augmentation de la raideur du ballast se traduit principalement par une augmentation de la fréquence de résonance du ballast $f_{ballast}$ et une diminution de l'amplitude de la mobilité autour de cette fréquence (cf. Figure(2.11a)). La variation de la fréquence d'antirésonance f_{anti} est cependant faible. Le taux de décroissance croît avec la raideur du ballast en dessous de la fréquence f_{anti} comme le montre la Figure 2.11b. Le facteur de pertes dans le ballast agit également en basse fréquence. Il influence l'amplitude de la mobilité autour des fréquences $f_{ballast}$ et f_{anti} (cf. Figure(2.11c)). L'augmentation du facteur de pertes dans le ballast conduit à un taux de

décroissance plus élevé dans la gamme fréquentielle située entre la fréquence $f_{ballast}$ et f_{anti} (cf. Figure(2.11d)).

La Figure 2.12 étudie l'effet de changement du type de traverse à travers la variation de la masse d'une demi-traverse.



(a) (b)

FIGURE 2.12: Effet de la variation de la masse de la demi-traverse.

Contrairement aux paramètres de la semelle et du ballast, la modification de la masse de la traverse influence le comportement dynamique du rail sur toute la plage fréquentielle. L'utilisation d'une traverse en bois ($m_t = 50\,\text{kg}$) au lieu d'une traverse en béton bi-bloc ($m_t = 120\,\text{kg}$) entraîne une forte variation du comportement du rail. Cela se traduit par l'augmentation des fréquences de résonance $f_{ballast}$ et $f_{semelle}$. La variation entre deux traverses en béton bi-bloc ($m_t = 120\,\text{kg}$) et monobloc ($m_t = 140\,\text{kg}$) est relativement faible.

Résumé sur le comportement vibratoire du rail

Dans cette partie, le comportement dynamique du rail est étudié à travers un modèle de poutre de Timoshenko. Le support du rail composé de la semelle, de la traverse et du ballast est représenté par un support continu. L'étude a concerné les ondes de flexion verticales, sources principales de l'émission acoustique du rail. Cette étude met en avant la présence de deux ondes vibratoires qui se propagent de part et d'autre du point d'excitation. Il s'agit d'une onde de champ proche fortement atténuée et d'une onde dite propagative dont l'atténuation dépend de la fréquence. Pour des paramètres mécaniques classiques de la voie, l'onde propagative est fortement atténuée en basse fréquence. En revanche, elle se propage librement le long du rail en haute fréquence au-delà d'une fréquence particulière qui est fonction des paramètres relatifs à la semelle sous rail. L'effet de cette grande longueur de vibration sur le champ acoustique est étudié dans la partie suivante de ce chapitre. Une deuxième étude est ensuite conduite pour explorer l'effet de changement des caractéristiques du support. Il ressort que la nature du support du rail, décrite par des paramètres mécaniques, agit notablement sur le comportement vibratoire du rail. Les paramètres du ballast influencent la réponse vibratoire en basse fréquence en dessous d'une fréquence de résonance du ballast. L'effet des paramètres de la semelle sous rail est présent en moyenne et haute fréquence autour et au-delà de la fréquence particulière de la semelle. L'utilisation d'une semelle raide conduit à une atténuation plus élevée notamment en haute fréquence. Enfin, le type de traverse impacte le comportement du rail sur toute la plage fréquentielle considérée.
L'influence liée au choix du support du rail révèle la nécessité d'un modèle d'auralisation spécifique. Un modèle qui prendra en considération la physique de la voie sera capable de traduire les effets liés aux différents paramétrages du support sur le bruit rayonné par le rail. Un modèle d'auralisation tenant compte des paramètres mécaniques de la voie sera proposé dans le Chapitre 3. La réponse vibratoire caractérisée dans cette partie alimentera le module de synthèse sonore de la contribution du rail dans le bruit de roulement.

2.2.2 Comportement acoustique du rail

La réponse vibratoire du rail a été abordée dans la partie précédente. Cette vibration engendre un rayonnement acoustique dont les spécificités sont présentées dans cette partie. Dans la littérature, l'approche bidimensionnelle a été souvent adoptée pour étudier le champ acoustique rayonné par le rail. Dans [Thompson 1996b, Thompson 2003], un modèle à deux dimensions est utilisé pour représenter la section du rail en supposant que le problème est invariant selon l'axe du rail. Ces études montrent un facteur de rayonnement qui croît en ω^3 jusqu'à environ 800 Hz pour les ondes vibratoires verticales. Pour des fréquences supérieures, le facteur de rayonnement fluctue autour de 1. Ces fluctuations sont liées aux phénomènes d'interférences dues à la géométrie complexe du rail. Un modèle 3D tenant compte de la nature étendue du rail est proposé dans [Thompson 2003]. Ce modèle consiste à représenter le rail par une ligne de sources ponctuelles dipolaires le long de son axe. La modélisation proposée peut être simplifiée en utilisant des sources monopolaires ce qui revient à négliger la géométrie de la section du rail et adopter une approche bidimensionnelle. La validité de la représentation 2D n'est justifiée que si la longueur d'onde dans le rail est supérieure à celle dans l'air et si l'atténuation des

ondes vibratoires est faible. Ces conditions ne sont remplies que pour des fréquences inférieures à environ 250 Hz pour une voie ferrée typique [Thompson 2003]. En-dessous de cette fréquence, la formulation 2D peut toujours être utilisée avec quelques corrections. Toutefois, la contribution du rail dans le bruit de roulement n'est pas importante dans cette plage fréquentielle étant donné la dominance de la contribution relative à la traverse en basse fréquence jusqu'à 500 Hz (cf. Figure 1.3). Pour étudier la réponse acoustique du rail, une approche 2D tenant compte de l'étendue du rail est utilisée dans la partie suivante. Cette étude est cruciale dans le choix du modèle de points sources au sein du module de synthèse sonore de l'émission acoustique du rail.

2.2.2.1 Modèle de sources ponctuelles

Dans cette partie, le rayonnement acoustique du rail est étudié à travers le modèle de sources équivalentes introduit par Thompson dans [Thompson 2003]. Le rail est représenté par une ligne de monopoles repartis le long de son axe comme le montre la Figure 2.13.

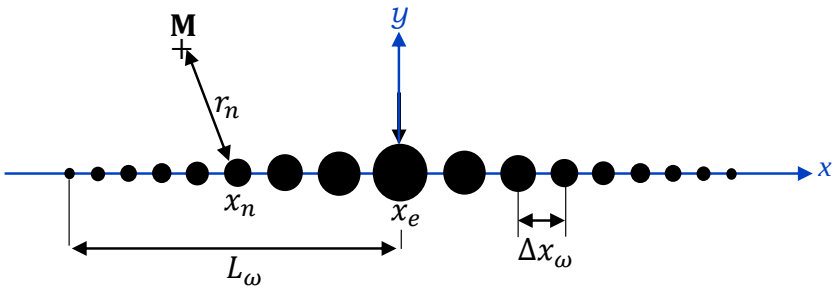
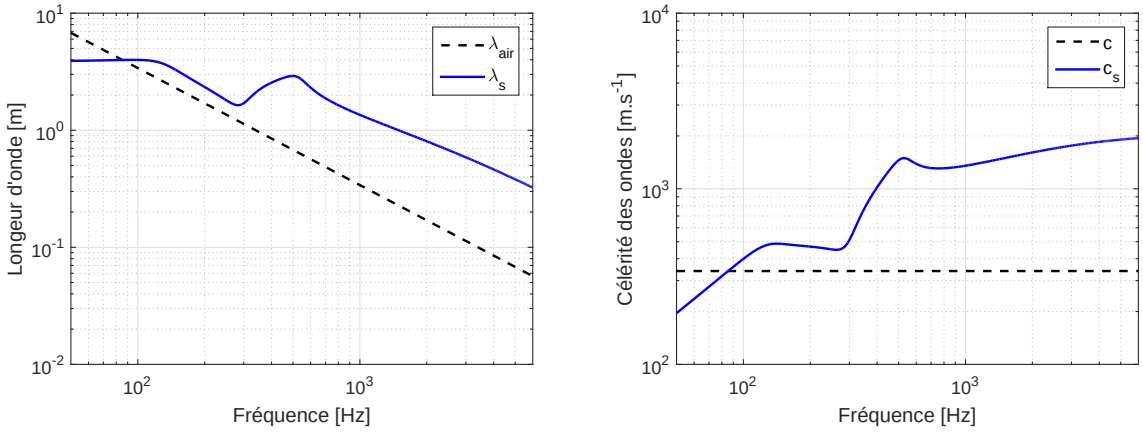


FIGURE 2.13: Modélisation acoustique du rail par une ligne de monopoles. Δx_ω définit l'espacement entre les monopoles et L_ω l'étendue spatiale.

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, Δx_ω, 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 $\lambda_{air} = 2\pi c/\omega$ avec $c_s(\omega)$ et c les célérités des ondes dans le rail et dans l'air, respectivement. La Figure 2.14 montre les longueurs d'onde λ_s et λ_{air} ainsi que les célérités des ondes associées, $c_s(\omega)$ et c. Ces grandeurs sont calculées à partir de l'étude théorique du comportement vibratoire détaillée précédemment pour les paramètres mécaniques donnés dans le tableau 2.1. On constate que la longueur d'onde dans le rail devient supérieure à celle dans l'air au-delà d'environ 100 Hz (cf. 2.14a). Pour ces fréquences, l'espacement entre les monopoles, Δx_ω, est ainsi piloté par la longueur d'onde dans l'air. D'autre part, la Figure 2.14b montre que la célérité des ondes dans le rail dépend de la fréquence montrant que le rail est un milieu dispersif.
Dans la suite de cette étude et pour assurer une précision suffisante, Δx_ω est donné par [Faure 2015] :

$$\Delta x_\omega = \frac{\min(\lambda_s, \lambda_{air})}{5} \tag{2.8}$$

On considère le rail soumis à une excitation verticale en $x = x_e$, la répartition des sources équivalentes le long du rail consiste à placer un premier monopole en x_e puis de part et d'autre jusqu'à atteindre une longueur L_ω qui définit l'étendue spatiale des monopoles (cf. Figure 2.13). Cette étendue est choisie de telle sorte qu'elle correspond à une atténuation de 60 dB de l'onde propagative ce qui garantit de considérer une portion suffisante sur laquelle le



(a) (b)

FIGURE 2.14: Visualisation des longueurs d'onde (a) et des célérités des ondes de flexion verticale (b) dans le rail et dans l'air calculées pour les paramètres mécaniques donnés dans le tableau 2.1.

rail rayonne [Faure 2015] :

$$L_\omega = \frac{60}{\Delta_s(\omega)} \tag{2.9}$$

où $\Delta_s(\omega)$ est l'atténuation de l'onde propagative exprimée en dB/m et donnée par l'Eq. (2.6).

La Figure 2.15 illustre le nombre de monopoles en fonction de la fréquence, N_ω, à partir des conditions données dans l'Eq. (2.8) et l'Eq. (2.9) et l'étendue spatiale des monopoles calculée à partir de l'Eq. (2.9) pour les paramètres du tableau 2.1. Le nombre de monopoles utilisés pour modéliser la réponse acoustique du rail est proportionnel à l'étendue spatiale jusqu'à environ 2000 Hz. Au-delà de cette fréquence, le nombre de monopoles continue à évoluer compte tenu de l'espacement entre les monopoles, donné par Δx_ω, qui diminue avec la fréquence. Cependant, l'entendue spatiale décroît. Cette étendue est liée au taux de décroissance dans le rail qui devient plus important pour ces fréquences (cf. zone 4 sur la Figure 2.9b).

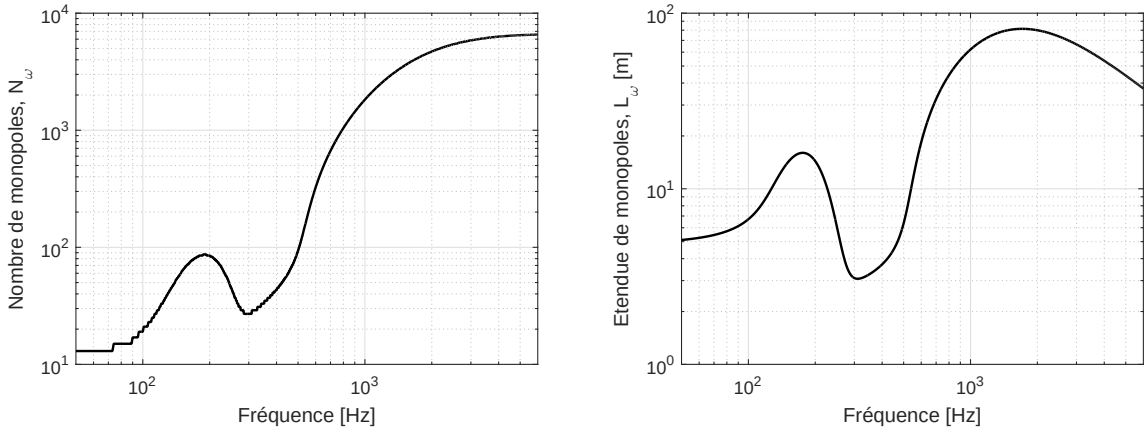
Considérant le rail modélisé par N_ω monopoles pour la pulsation ω, l'amplitude de la pression acoustique, $p(\mathbf{M})$, au récepteur placé en un point $\mathbf{M}$ de l'espace (cf. Figure 2.13) est la somme des contributions de l'ensemble des monopoles :

$$p(\mathbf{M}) = \sum_{n=1}^{N_\omega} i\omega\,\rho_0\,\frac{Q_n(\omega)}{4\pi r_n} e^{-ikr_n} \tag{2.10}$$

avec $k = \omega/c$ le nombre d'onde dans l'air, ρ_0 la masse volumique de l'air, $Q_n(\omega)$ le débit volumique du monopole d'indice n placé au point d'abscisse $x = x_n$ et r_n la distance entre le point récepteur $\mathbf{M}$ et le monopole d'indice n (cf. Figure 2.13). Le débit volumique $Q_n(\omega)$ est proportionnel à la mobilité du rail au point x_n, $Y_r(x_n, \omega)$, calculée à l'aide de l'Eq. (2.5) :

$$Q_n(\omega) = Q_0(\omega)\, Y_r(x_n, \omega) \tag{2.11}$$

où $Q_0(\omega)$ est une constante de calibration. Dans le calcul suivant, on propose d'exprimer analytiquement cette constante. Pour ce faire, on part de l'expression de la puissance acoustique



(a) (b)

FIGURE 2.15: Nombre (a) et étendue spatiale (b) des sources ponctuelles utilisées pour représenter le rail pour les paramètres mécaniques donnés dans le tableau 2.1.

totale, $W_{tot}(\omega)$, rayonnée par les N_ω sources équivalentes représentant le rail à la pulsation ω [Faure 2011] :

$$W_{tot}(\omega) = \sum_{n=1}^{N_\omega} \frac{\rho_0\, c\, k^2\, |Q_n(\omega)|^2}{8\pi} + \sum_{\substack{n,j \\ j\neq n}}^{N_\omega} \frac{\rho_0\, c\, k^2\, \Re\left[Q_n(\omega)\, Q_j(\omega)^*\right]}{8\pi} \frac{\sin(kr_{nj})}{kr_{nj}} \tag{2.12}$$

avec $r_{nj} = |n-j|\Delta x_\omega$ la distance entre le monopole n et le monopole j et $\Re(.)$ désigne la partie réelle de l'expression complexe. En utilisant l'expression du débit volumique donnée par l'Eq. (2.11) et après développements on peut écrire :

$$W_{tot}(\omega) = \frac{\rho_0\, c\, k^2\, Q_0^2(\omega)}{8\pi} \sum_{n=1}^{N_\omega} \sum_{j=1}^{N_\omega} \Re\left[Y_r(x_n,\omega)\, Y_r(x_j,\omega)^*\right] \operatorname{sinc}(kr_{nj}) \tag{2.13}$$

D'autre part, la puissance acoustique $W(\omega)$ d'une structure vibrante peut s'écrire [Fahy 2007] :

$$W(\omega) = \rho_0\, c\, S\, \frac{1}{2}\, \overline{|v(\omega)|^2}\, \sigma(\omega) \tag{2.14}$$

où S est la surface de la structure vibrante, $\overline{|v(\omega)|^2}$ est la vitesse vibratoire quadratique moyenne, dans la direction normale à la surface S, moyennée spatialement. $\sigma(\omega)$ est le facteur de rayonnement traduisant le rapport entre la puissance acoustique rayonnée par la structure vibrante considérée et celle rayonnée par un piston plan de surface S. Dans le cas du rail, la puissance acoustique rayonnée en réponse à une force unitaire appliquée sur sa surface s'écrit alors :

$$W_{tot}(\omega) = \frac{1}{2}\, \rho_0\, c\, l\, \sigma_{rail}(\omega) \int_{-\infty}^{+\infty} |Y_r(x,\omega)|^2\, \mathrm{d}x \tag{2.15}$$

où l est le périmètre de la section du rail. Après discrétisation du rail en N_ω points à la pulsation ω, on trouve :

$$W_{tot}(\omega) = \frac{1}{2}\, \rho_0\, c\, l\, \sigma_{rail}(\omega)\, \Delta x_\omega \sum_{n=1}^{N_\omega} |Y_r(x_n,\omega)|^2 \tag{2.16}$$

L'Eq. (2.13) et l'Eq. (2.16) donnent :

$$Q_0(\omega) = \frac{2}{k}\sqrt{\frac{\pi l \sigma_{rail}(\omega)\,\Delta x_\omega \sum_{n=1}^{N_\omega} |Y_r(x_n,\omega)|^2}{\sum_{n=1}^{N_\omega}\sum_{j=1}^{N_\omega} \Re\left[Y_r(x_n,\omega)\,Y_r(x_j,\omega)^*\right]\mathrm{sinc}(kr_{nj})}} \tag{2.17}$$

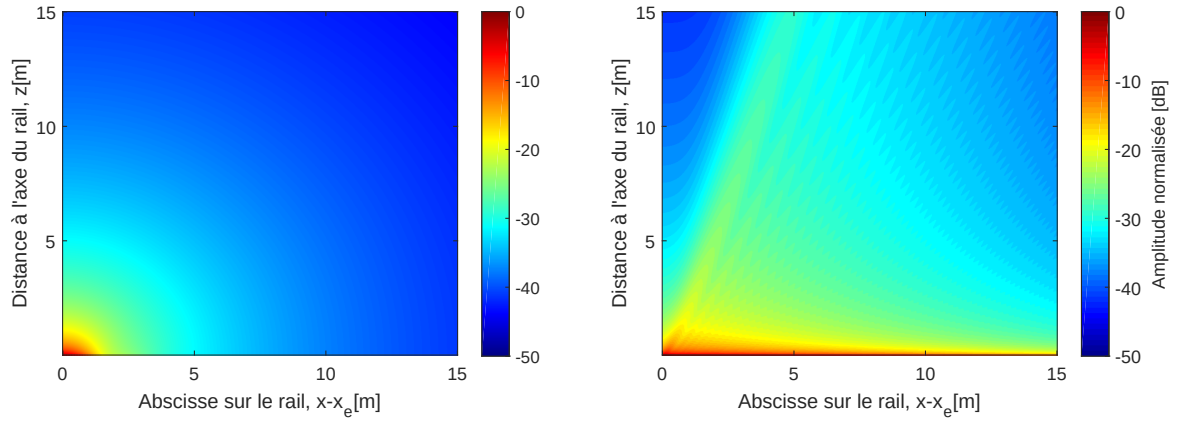
La constante de calibration, $Q_0(\omega)$, donnée par l'Eq. (2.17) est directement liée au facteur de rayonnement du rail $\sigma_{rail}(\omega)$. Ce facteur peut être approché par celui d'un cylindre infini oscillant dont l'expression analytique s'écrit [Thompson 2009] :

$$\sigma(\omega) = \frac{2ka}{\pi\left|ka\,H_0^2(ka) - H_1^2(ka)\right|^2} \tag{2.18}$$

avec k le nombre d'onde, H_n^m la fonction de Hankel d'espèce m et d'ordre n et a le rayon du cylindre équivalent. Dans [Thompson 2009], Thompson a montré à travers des calculs éléments finis que le facteur de rayonnement du rail $\sigma_{rail}(\omega)$ engendré par une vibration dans la direction verticale est proche de celui d'un cylindre équivalent de rayon $a \approx 53$ mm. Le facteur de rayonnement approché par ce cylindre équivalent sera utilisé pour déterminer les amplitudes acoustiques des sources équivalentes représentant le rail au sein du modèle d'auralisation présenté dans le Chapitre 3.

2.2.2.2 Réponse acoustique

Le modèle de ligne de monopoles détaillé dans la partie précédente est maintenant utilisé pour étudier le champ de pression rayonné par le rail pour les paramètres de la voie donnés dans le tableau 2.1. La Figure 2.16 visualise le module de champ de pression rayonné par le rail en réponse à une excitation ponctuelle unitaire appliquée en x_e pour deux fréquences : 50 Hz et 1600 Hz. La réponse acoustique est tracée dans le demi-espace (x, z) (cf. Figure 2.8)).

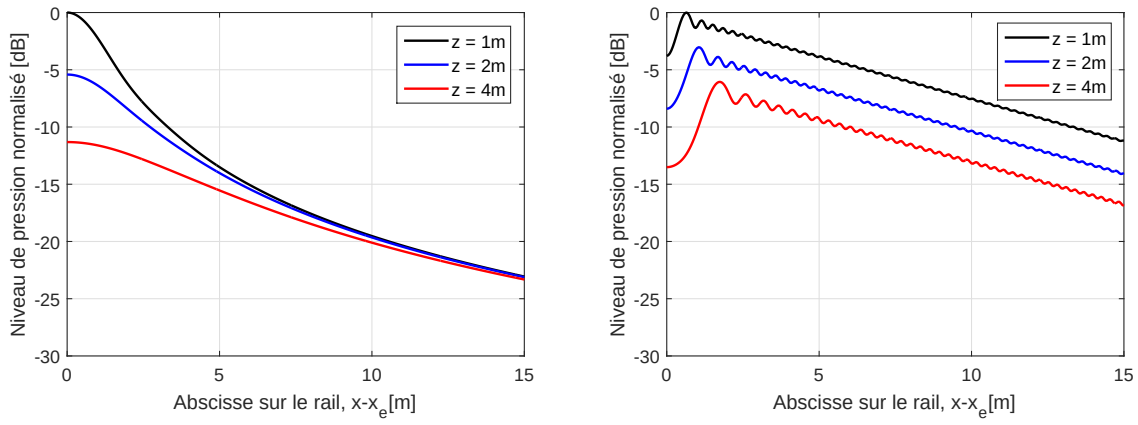


(a) (b)

FIGURE 2.16: Module du champ de pression $p(\mathbf{M})$ rayonné par le rail à 50 Hz (a) et 1600 Hz (b).

À 50 Hz, l'atténuation de l'onde propagative est élevée d'environ 12 dB/m (cf. Figure 2.9b) et la réponse vibratoire du rail est limitée au voisinage du point d'excitation. Le champ de pression est par conséquent localisé autour de l'excitation et s'apparente à celui d'une source

ponctuelle omnidirectionnelle (cf. Figure 2.16a). À 1600 Hz, l'atténuation de l'onde propagative est faible, de l'ordre de 0.7 dB/m (cf. Figure 2.9b). Les ondes vibratoires se propagent sur une grande distance le long du rail et le champ rayonné est de nature étendue (cf. Figure 2.16b. Pour mieux illustrer les particularités du rayonnement du rail, la Figure 2.17 illustre l'évolution de niveau de pression sur des lignes récepteurs parallèles à l'axe du rail d'équation $z = 1$, 2 et 4 m (cf. Figure 2.8)). Le rail étant toujours excité en x_e, le niveau de pression est tracé en fonction de l'abscisse du récepteur sur la ligne considérée.



(a) (b)

FIGURE 2.17: Évolution du niveau de pression normalisé sur des lignes récepteurs parallèles à l'axe du rail placées à $z = 1$ m, 2 m et 4 m pour 50 Hz (a) et 1600 Hz (b).

À 50 Hz, le niveau de pression décroît rapidement, de l'ordre de 6 dB par dédoublement de distance depuis l'excitation ce qui correspond à un comportement similaire à celui d'une source ponctuelle. À 1600 Hz, le niveau de pression décroît moins rapidement d'environ 3 dB par dédoublement de distance depuis l'excitation ce qui s'explique par le caractère étendu du rayonnement du rail. Plus particulièrement, le niveau de pression atteint un maximum pour une position de récepteur d'abscisse non nulle par rapport au point d'excitation (*i.e.* $x \neq x_e$). Cette abscisse augmente en s'éloignant de l'axe du rail (z plus grand). Ce résultat met en avant la présence d'un angle de directivité défini par rapport à la normale du rail. Il est proche de celui d'un cylindre infini vibrant et s'écrit en fonction des longueurs d'onde dans le rail, λ_s, et dans l'air λ_{air} suivant la relation [Thompson 2009] :

$$\Theta = sin^{-1}\left(\frac{\lambda_{air}}{\lambda_s}\right) \tag{2.19}$$

L'angle de directivité Θ caractérise le rayonnement du rail en haute fréquence pour lesquelles l'onde propagative est faiblement atténuée. Pour la voie étudiée ici (tableau 2.1), cet angle vaut 12.9° à 1600 Hz et varie peu en fonction de la fréquence (entre 10 et 15°).

Résumé sur le comportement acoustique du rail

Dans cette partie, le comportement acoustique du rail est étudié à l'aide d'un modèle de sources équivalentes réparties le long de son axe. L'amplitude de chacune de ces sources est proportionnelle et en phase à la réponse vibratoire du rail. L'étude révèle un comportement acoustique différent selon la nature des ondes vibratoires qui se propagent dans le rail. En basse fréquence, ces ondes sont fortement atténuées et la réponse acoustique du rail est située au voisinage de l'excitation. Le rail est ainsi assimilé à une source ponctuelle et rayonne une onde sphérique. En revanche, les ondes vibratoires se propagent sur une grande distance le long du rail dans les hautes fréquences, l'atténuation dans le rail étant très faible dans cette gamme de fréquence. Le rayonnement du rail est assimilé à une source étendue. Il est caractérisé par un angle de directivité qui est fonction des nombres d'onde dans l'air et dans le rail. Un modèle d'auralisation adapté à la contribution du rail nécessite par conséquent la prise en compte de la nature étendue et le caractère directif du champ acoustique rayonné.

2.3 Comportement vibroacoustique de la roue

Après avoir analysé le comportement du rail, la réponse vibroacoustique de la roue est maintenant étudiée. La roue est une structure fabriquée en acier et assemblée à l'axe de l'essieu du véhicule ferroviaire. Les composants principaux d'une roue ferroviaire sont rappelés sur la Figure 2.18. La surface de la bande de roulement est de largeur d'environ 135 mm. Le boudin assure le guidage de la roue sur le rail et protège du déraillement. La toile permet l'attachement de la jante avec le moyeu qui est enfin connecté à l'essieu.

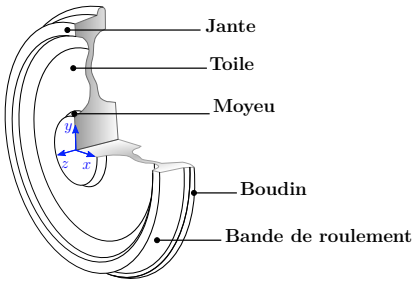


FIGURE 2.18: Géométrie d'une roue ferroviaire [Krylov 2001].

Le bruit de roulement ferroviaire est dominé par la contribution de la roue dans les hautes fréquences au-delà de 2000 Hz (cf. Figure 1.3). Les propriétés de cette contribution sont explorées dans cette partie à travers un état de l'art sur le comportement vibroacoustique de la roue.

2.3.1 Comportement vibratoire de la roue

Comme toute structure finie, la roue répond selon des modes de résonances. Dans la littérature, le comportement vibratoire de la roue a été caractérisé expérimentalement [Chartrain 2013, Cigada 2008]. Les mesures confirment la nature modale de la réponse vibratoire de la roue excitée par une force verticale appliquée sur la bande de roulement. Cette réponse a été modélisée

analytiquement par une plaque [Irretier 1983], un anneau [Remington 1987a] ou également par une poutre [Thompson 2009]. Étant donné la complexité de sa géométrie (cf. Figure 2.18), la méthode des éléments finis est très répandue pour étudier le comportement vibratoire de la roue à travers l'identification de ses modes de résonances [Thompson 1993b, Thompson 2002, Chartrain 2013, Sheng 2016]. Fabriquée en acier, la roue présente des facteurs d'amortissement modaux très faibles qui varient entre 10^{-2} et 10^{-4} [Thompson 2009]. Les résonances sont alors très marquées et le champ vibratoire peut être analysé à l'aide d'une superposition modale. Cette approche nécessite la connaissance des paramètres de chaque mode : la fréquence de résonance et la déformée modale. L'analyse modale consiste à représenter un mode par un système amorti à un degré de liberté de type masse M, ressort K, amortissement C comme le montre la Figure 2.19. La masse est soumise à l'instant t à une force $f(t)$ et $u(t)$ représente le déplacement de la masse.

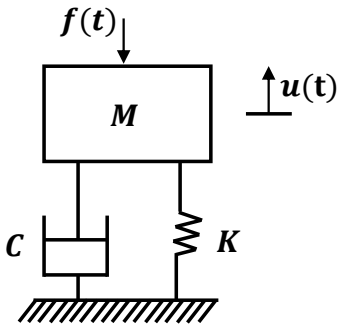


FIGURE 2.19: Système amorti à un degré de liberté.

L'application du principe fondamental de la dynamique au système permet d'écrire l'équation du mouvement :

$$M\frac{d^2u(t)}{dt^2} + C\frac{du(t)}{dt} + Ku(t) = f(t) \tag{2.20}$$

On se place en régime harmonique à la pulsation ω et on omet la dépendance temporelle $e^{i\omega t}$. On définit alors les représentations complexes de la force appliquée $f(t) = Fe^{i\omega t}$ et du déplacement $u(t) = Ue^{i\omega t}$ où F et U sont deux grandeurs complexes. L'Eq. (2.20) s'écrit alors sous la forme :

$$M(\omega_0^2 - \omega^2 + 2i\zeta_0\omega\omega_0)\,U = F(\omega) \tag{2.21}$$

avec $\omega_0 = \sqrt{K/M}$ la pulsation propre et $\zeta_0 = C/2\sqrt{KM}$ le facteur d'amortissement. La mobilité, $Y(\omega)$, définie par le rapport entre la vitesse vibratoire et la force appliquée au même point est donnée par :

$$Y(\omega) = \frac{i\omega\,U}{F(\omega)} = \frac{i\omega}{M(\omega_0^2 - \omega^2 + 2i\zeta_0\omega\omega_0)} \tag{2.22}$$

Dans le cas général d'une structure représentée par ses N modes, le principe de superposition modale permet d'écrire en tout point j la réponse vibratoire à une excitation unitaire appliquée au point k [Thompson 2009] : :

$$Y_{jk}(\omega) = \sum_{n=1}^{N} \frac{i\omega\,\Psi_{jn}\Psi_{kn}}{m_n(\omega_n^2 - \omega^2 + 2i\zeta_n\omega\omega_n)} \tag{2.23}$$

où Ψ_{jn} est l'amplitude du mode n à la position j, Ψ_{kn} est l'amplitude du mode n à la position k et m_n est la masse généralisée [Ewins 1984]. Pour le mode n, la pulsation ω_n, l'amplitude Ψ_n et la masse généralisée m_n sont déterminés à partir des calculs éléments finis (FEM) [2]. Le facteur d'amortissement modal, ζ_n, ne peut être estimé qu'à partir de mesures.

En situation réelle, les roues sont reliées par paire via des essieux. En conséquence, la réponse vibratoire de la roue au niveau du contact dépend du comportement de l'ensemble de ce montage. En particulier, l'essieu introduit une anti-résonance qui affecte la réponse de la roue autour de 500 Hz [Thompson 2009]. L'anti-résonance imposée par l'essieu peut être modélisée par un système masse ressort en série de mobilité [Thompson 2009] :

$$Y_{essieu}(\omega) = \frac{i\omega}{K_{essieu}} - \frac{i}{(M_{essieu}/2)\,\omega} \tag{2.24}$$

avec $M_{essieu} = 600$ kg la masse d'un essieu et K_{essieu} la raideur fixée de façon à ramener la fréquence d'anti-résonance autour de la valeur caractérisée par la mesure. La prise en compte de l'essieu se traduit alors par l'addition de la mobilité du système anti-résonant régie par l'Eq. (2.24) à la mobilité de la roue donnée par l'Eq. (2.23).

La mobilité verticale suivant l'axe y (cf. Figure 2.18) et celle axiale suivant l'axe z, dans le cas d'une roue TGV sont illustrées sur la Figure 2.20 pour une excitation statique appliquée sur la bande de roulement dans la direction verticale. Les paramètres modaux utilisés pour le calcul des mobilités sont issus d'un calcul FEM [Chartrain 2013]. La raideur du système anti-résonant est $K_{essieu} = 6.8 \times 10^9$ N/m faisant correspondre l'anti-résonance autour de 500 Hz.

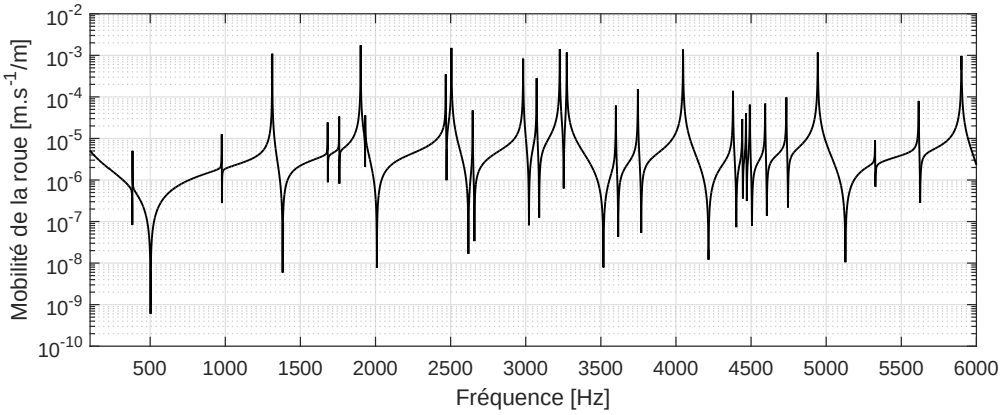
En basse fréquence, la mobilité verticale (cf. Figure 2.20a) est pilotée par la masse de l'essieu marquée par une anti-résonance autour de 500 Hz. Le comportement de la roue se découple de l'essieu après cette anti-résonance et la mobilité croît progressivement jusqu'à atteindre ses résonances. Ces résonances apparaissent à partir de 1500 Hz et correspondent aux modes radiaux et axiaux à un cercle nodal [Thompson 2009]. La mobilité axiale (cf. Figure 2.20b) est pilotée essentiellement par les modes à zéro cercle nodal. La prise en compte de l'essieu a un effet remarquable en dessous de 300 Hz. [Thompson 2009].

Il est important de noter que la rotation de la roue entraîne une augmentation du facteur d'amortissement. Cette augmentation est liée au contact entre la roue et le rail qui induit une perte d'énergie vibratoire dans la structure. Des mesures réalisées sur une roue en condition de roulement ont estimé des amortissements entre 10^{-3} et 9×10^{-3} [Thompson 1999]. Ces facteurs d'amortissement sont ainsi plus élevés que ceux calculés dans le cas d'une roue libre qui sont de l'ordre de l'ordre 10^{-4}. Il a été aussi démontré que le roulement de la roue engendre la division de chaque résonance en deux résonances distinctes [Zhong 2018]. Cet effet est illustré sur la Figure 2.21. En effet, la rotation d'une roue TGV à 200 km/h divise la résonance associée à 1590 Hz, repérée à une vitesse de rotation nulle, en deux résonances placées à ± 40 Hz. Cet écart est proportionnel à la fréquence et à la vitesse de la roue.

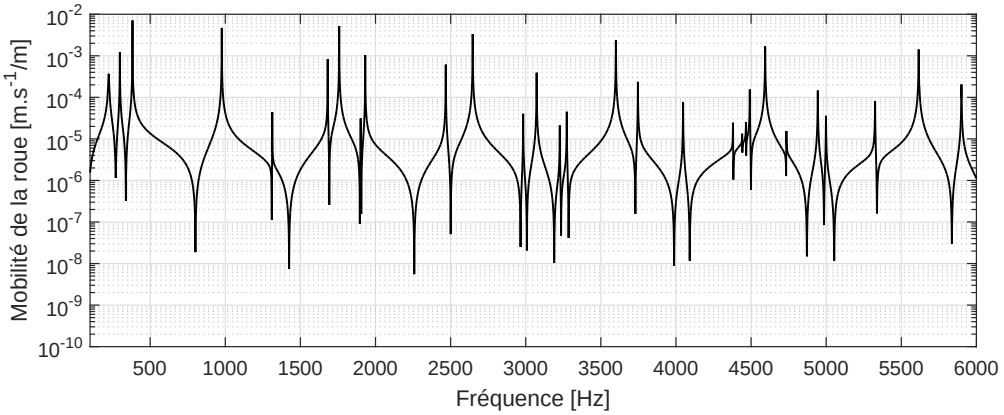
2.3.2 Comportement acoustique de la roue

La vibration de la roue, introduite dans la partie précédente, engendre un rayonnement acoustique. La pression acoustique perçue en un point récepteur de l'espace dépend de sa position par rapport à la roue. Pour caractériser le rayonnement acoustique de la roue dans l'environnement de manière globale, on considère la puissance acoustique. Cette grandeur ne dépend

2. Finite Element Method.



(a) Mobilité verticale



(b) Mobilité axiale

FIGURE 2.20: Mobilités verticale (a) et axiale (b) d'une roue TGV excitée par une force ponctuelle appliquée sur la bande de roulement dans la direction verticale (données issues de [Chartrain 2013]).

pas de la position du récepteur. En champ lointain, le champ de pression en tout point de l'espace peut être déterminé à partir de cette puissance de source et d'une directivité. On rappelle l'expression de la puissance acoustique rayonnée par une structure vibrante à la pulsation ω, $W(\omega)$, qui s'écrit [Fahy 2007] :

$$W(\omega) = \rho_0 \, c \, S \, \frac{1}{2} \, \overline{|v(\omega)|^2} \, \sigma(\omega) \tag{2.25}$$

où S est la surface de la structure vibrante, $\overline{|v(\omega)|^2}$ est la vitesse vibratoire quadratique moyenne, dans la direction normale à la surface S, moyennée spatialement. ρ_0 et c sont respectivement la densité de l'air et la célérité des ondes sonores dans l'air. $\sigma(\omega)$ est le facteur de rayonnement qui est généralement faible en basse fréquence et vaut 1 au-delà de la fréquence critique. Cette fréquence critique est définie telle que le nombre d'onde structurel est égal au nombre d'onde acoustique. La fréquence critique d'une plaque en vibration de flexion a pour expression :

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi h} \sqrt{\frac{12\rho_0 \, (1-\nu^2)}{E}} \tag{2.26}$$

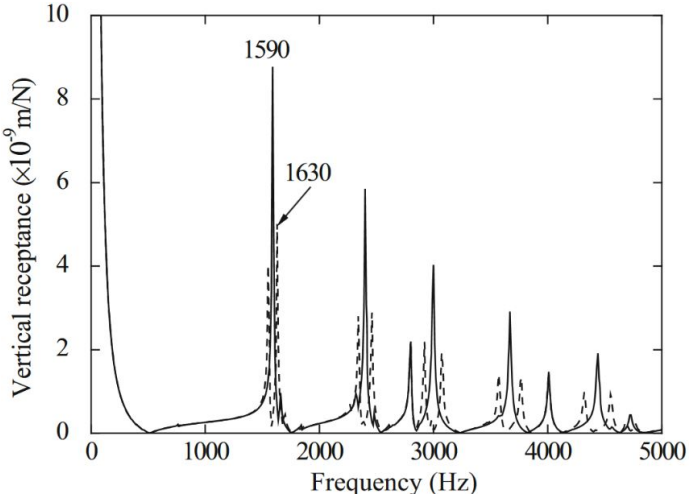


FIGURE 2.21: Déplacement vertical simulé d'une roue TGV, de diamètre 920 mm, excitée par une force unitaire sur la bande de roulement. (—) vitesse de roulement nulle ; (- - -) roulement à 200 km/h [Zhong 2018].

où E, ν et h sont respectivement le module d'élasticité, le coefficient de Poisson et l'épaisseur de la plaque. Pour des paramètres représentatifs d'une roue ferroviaire, la fréquence critique f_c est de l'ordre de 500 Hz.

Dans la littérature, le rayonnement de la roue est souvent caractérisé par la méthode (BEM)[3] [Thompson 2002, Zhong 2018]. La Figure 2.22 illustre un exemple d'un calcul BEM du niveau de puissance acoustique pondéré A, émis par cette roue, en fonction de la fréquence pour une force unitaire appliquée sur la bande de roulement. Le caractère modal de la réponse

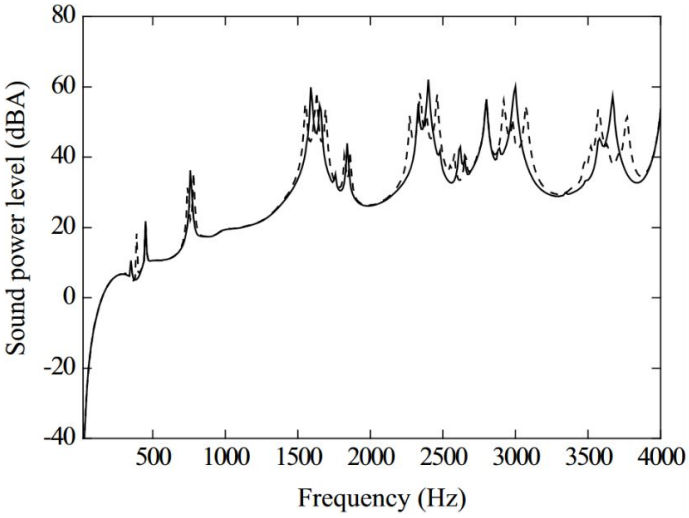


FIGURE 2.22: Niveau de puissance pondéré A d'une roue TGV, de diamètre 920 mm, excitée par une force unitaire sur la bande de roulement. (—) vitesse de roulement nulle ; (- - -) vitesse de roulement à 200 km/h [Zhong 2018].

acoustique de la roue est très bien illustré. Le niveau de puissance est maximal autour des modes de résonance de la roue. La grande partie de l'énergie acoustique rayonnée est située au-delà

3. Boundary Element Method.

de 1500 Hz. D'autre part, les résultats obtenus confirment l'effet introduit par la rotation de la roue. La division des résonances vibratoires en situation de roulage se conserve sur le rayonnement. Les nouvelles fréquences de résonance varient en fonction de la vitesse de la roue. Cet effet est visible sur la Figure 2.23 qui montre l'évolution du niveau de puissance en fonction de la vitesse de la roue.

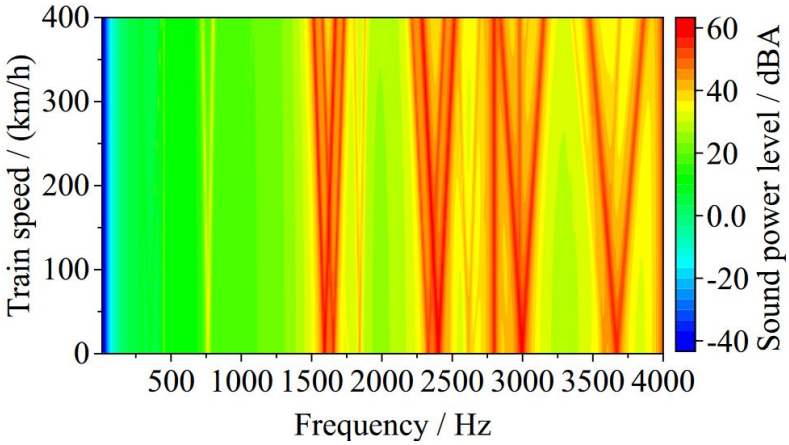


FIGURE 2.23: Influence de la rotation de la roue sur le niveau de puissance rayonné [Zhong 2018].

Résumé sur le comportement vibroacoustique de la roue

Le comportement vibroacoustique de la roue est décrit par une série de résonances qui se situent en haute fréquence. La modélisation de la réponse dynamique peut se faire par une superposition modale en ajoutant l'effet de l'essieu par le biais d'un système masse-ressort. Les modes de la roue se caractérisent par un amortissement assez faible. La rotation de la roue agit sur son comportement et implique notamment une augmentation du facteur d'amortissement. L'effet lié à cet amortissement risque par conséquent d'être important pour les aspects perceptifs. L'auralisation de la contribution de la roue nécessite alors la prise en compte du caractère modal de la roue et de tenir compte de l'effet de l'amortissement. Ces caractéristiques ne sont pas reproductibles par une approche classique basée sur des spectres d'émission par bandes de tiers d'octave. Un module de synthèse sonore spécifique à la contribution de la roue sera proposé dans le Chapitre 3.

2.4 Modèle d'interaction roue/rail

Le bruit de roulement est provoqué par l'interaction entre la roue et le rail. Lors du roulement de la roue sur le rail, la rugosité présente sur les surfaces de roulement introduit un déplacement relatif entre la roue et le rail dans la direction verticale (cf. Figure 2.24a). Il en résulte une force d'interaction verticale au niveau du contact roue/rail [Thompson 1993a]. Dans l'optique d'une auralisation du bruit d'interaction roue/rail (*i.e.* roulement), la force de contact roue/rail doit être caractérisée. Il s'agit de l'excitation du système roue/rail en condition de roulement. Pour explorer cette force de contact, le modèle introduit par Thompson est utilisé [Thompson 2009]. Dans ce modèle, le système roue/rail est modélisé par deux systèmes dynamiques connectés dont la connexion est représentée par une raideur de contact. Pour étudier l'excitation engendrée par

le mouvement de la roue le long du rail, Thompson propose de remplacer l'excitation de la roue en mouvement par une translation de la rugosité le long de l'axe du rail (cf. Figure 2.24a).

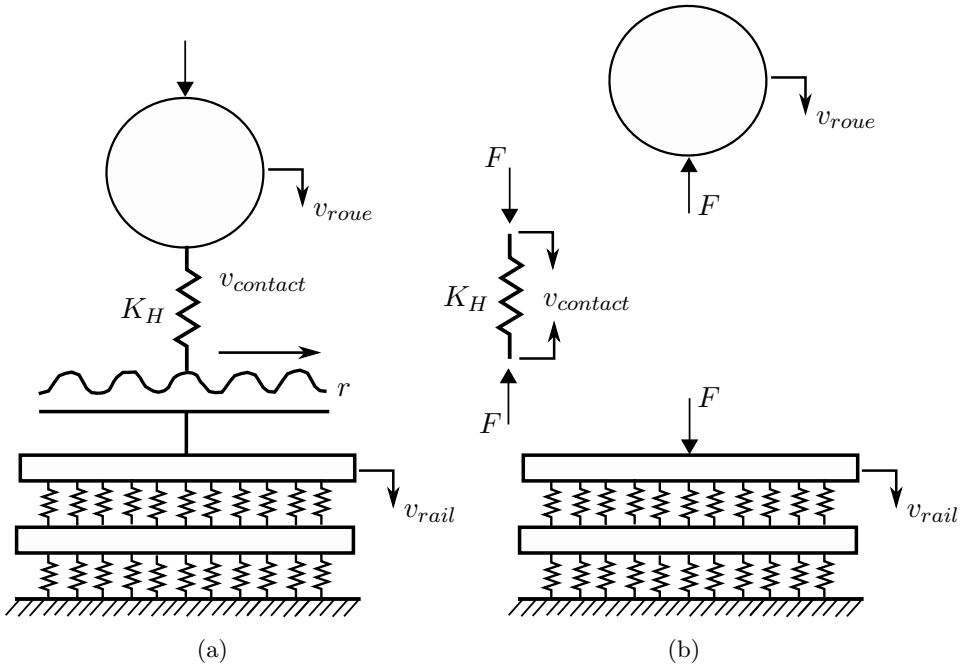


FIGURE 2.24: Schématisation du contact roue/rail selon le modèle de Thompson [Thompson 2009]. (a) Excitation par la rugosité ; (b) Forces agissant dans la direction verticale.

On considère le rail excité par une force verticale harmonique $F(\omega)e^{i\omega t}$ de pulsation ω et d'amplitude complexe $F(\omega)$ (cf. Figure 2.24b). L'amplitude de vitesse vibratoire du rail v_{rail} s'écrit :

$$v_{rail}(\omega) = Y_r(x_e, \omega)F(\omega) \tag{2.27}$$

où $Y_r(\omega, x_e)$ est la mobilité verticale du rail au point de contact x_e calculée par l'Eq. (2.5). L'amplitude de vitesse vibratoire est considérée positive lorsqu'elle est dirigée vers le bas. La force verticale $F(\omega)$ agit sur la roue dans la direction inverse. L'amplitude de vitesse vibratoire de la roue v_{roue} s'écrit alors :

$$v_{roue}(\omega) = -Y_w(\omega)F(\omega) \tag{2.28}$$

où $Y_w(\omega)$ est la mobilité verticale de la roue introduite dans la partie 2.3.1. On considère $Y_c(\omega)$ la mobilité du ressort de contact, l'amplitude de sa vitesse de compression $v_{contact}$ (choisie positive pour la compression du ressort) s'écrit :

$$v_{contact}(\omega) = Y_c(\omega)F(\omega) = \frac{i\omega F(\omega)}{K_H} \tag{2.29}$$

où K_H est la raideur de contact. Pour déterminer cette raideur, la théorie du contact de Hertz est utilisée. Cette théorie établit une relation non-linéaire entre les déplacements verticaux de

la zone de contact et la charge normale appliquée. Dans le contexte du bruit de roulement où de petites amplitudes de déplacement sont rencontrées, cette relation est linéarisée permettant d'exprimer la raideur verticale K_H de contact linéaire de Hertz [Thompson 1993d].

On introduit maintenant une rugosité d'amplitude $R(\omega)$ à la pulsation ω déterminée à l'aide l'Eq. (2.1). Si le contact roue/rail est maintenu, les différentes vitesses vibratoires vérifient l'équation suivante [Thompson 2009] :

$$v_{rail}(\omega) = i\omega R(\omega) + v_{roue}(\omega) - v_{contact}(\omega) \tag{2.30}$$

où $i\omega R(\omega)$ désigne la vitesse vibratoire de rugosité à la pulsation ω. La combinaison des équations Eq. 2.27−2.30 permet d'exprimer l'amplitude de force de contact :

$$F(\omega) = \frac{i\omega R(\omega)}{Y_r(x_e, \omega) + Y_w(\omega) + Y_c(\omega)} \tag{2.31}$$

L'expression de la force de contact donnée par l'Eq. (2.31) est fonction de la rugosité et des mobilités verticales des différents sous systèmes. Cette expression sera utilisée pour définir l'excitation dans le domaine temporel lors de l'auralisation du bruit de roulement, détaillée dans le Chapitre 3.

2.5 Conclusions

La caractérisation du bruit de roulement menée dans ce chapitre a permis d'identifier les propriétés du rayonnement des contributions du rail et de la roue. Le champ acoustique rayonné par le rail se caractérise par sa nature étendue en présence d'un angle de rayonnement en haute fréquence. Cet effet est lié à l'atténuation faible des ondes vibratoires se propageant le long du rail. Le rayonnement de la roue est décrit par plusieurs résonances liées à ses modes propres. L'étude révèle un amortissement de roue faible qui augmente en situation de roulement. Le modèle fréquentiel d'interaction roue/rail utilisé dans TWINS a été introduit dans une dernière partie. Les différents aspects mis en avant à travers cette étude soulignent la nécessité d'une approche physique lors de l'auralisation du bruit de roulement. Une telle approche est en mesure de restituer fidèlement cette source de bruit, régie par plusieurs paramètres physiques. Le Chapitre 3 décrit le modèle d'auralisation du bruit de roulement proposé dans le cadre de cette thèse.

Chapitre 3

Auralisation du bruit de roulement

Sommaire

3.1 Principe général 52
3.2 Modèle temporel de l'excitation roue/rail 53
3.3 Synthèse de la contribution du rail 56
3.3.1 Principe de la méthode de synthèse 57
3.3.2 Résultats 57
3.3.3 Discrétisation du modèle et performances 59
3.4 Synthèse de la contribution de la roue 62
3.4.1 Réponse vibratoire expérimentale d'une roue monobloc 63
3.4.2 Réponse acoustique de la roue monobloc 64
3.4.3 Principe de synthèse 67
3.4.4 Construction des filtres de modes de la roue 67
3.4.5 Résultats 69
3.4.6 Étude sur l'amortissement de la roue 69
3.5 Module de synthèse de la traverse et génération du bruit de roulement 72
3.6 Conclusions 73

Le présent chapitre est destiné à la mise en œuvre d'un modèle d'auralisation du bruit de roulement ferroviaire. Le travail de caractérisation mené dans le Chapitre 2 a permis de décrire ce bruit généré suite à l'excitation du système roue/rail à son point de contact. Cette excitation, induite par la rugosité roue/rail, engendre la mise en vibration et le rayonnement de la roue, du rail et de la traverse. Le modèle d'auralisation proposé dans ce chapitre reprend cette même approche physique. La particularité réside dans modèle temporel de l'excitation roue/rail qui génère le signal de force de contact roue/rail. Les modèles et les résultats présentés dans le chapitre précédent sont ensuite utilisés pour proposer des méthodes de synthèse adaptées à l'émission acoustique de chacune des trois structures (rail, roue et traverse).

3.1 Principe général

Le bruit de roulement est la superposition des contributions du rail, de la roue et de la traverse. Le modèle TWINS permet une prévision des niveaux d'émission sonore relative à chaque contribution. Il a été démontré que le rayonnement de la voie est important pour des fréquences allant jusqu'à 2000 Hz (cf. Figure 1.3). En effet, la contribution de la traverse domine en dessous de 500 Hz tandis que la composante du rail est importante entre 500 et 2000 Hz. Le rayonnement de la roue domine pour les fréquences supérieures. En d'autres termes, chacune des trois composantes contribue au bruit de roulement ce qui doit être pris en compte dans le modèle d'auralisation. La Figure 3.1 montre le schéma général du modèle d'auralisation du bruit de roulement.

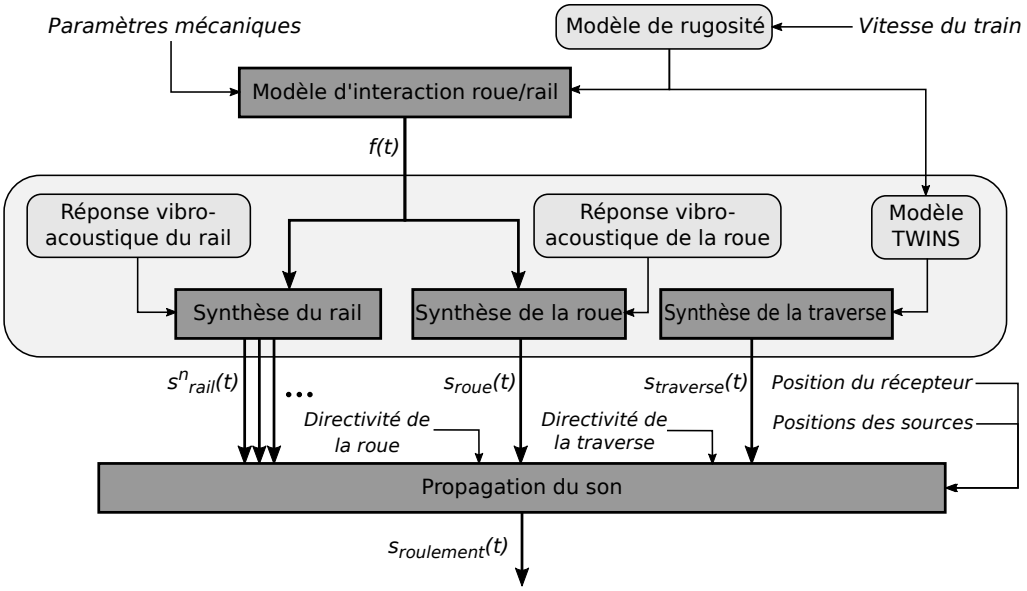


FIGURE 3.1: Schéma général du modèle d'auralisation proposé pour un contact roue/rail.

Le système roue/rail se caractérise par ses paramètres mécaniques et la rugosité combinée des surfaces de contact roue/rail. La rugosité est exprimée sous forme de spectre de fréquence, fonction de la vitesse du train. Le modèle d'interaction roue/rail génère le signal temporel de la force de contact verticale, $f(t)$. Ce signal est ensuite envoyé à deux modules représentant la réponse acoustique, pour une force d'excitation unitaire, de la structure de la roue et du rail, respectivement. Le module de synthèse du rail produit N signaux d'émission acoustique, $s^n_{rail}(t)$, $n = 1, \ldots, N$, associés aux N sources monopolaires du modèle de rayonnement du rail.

Comme vu au Chapitre 2, ces sources sont placées le long de l'axe du rail de chaque côté du point de contact avec la roue. Le module de synthèse de la roue génère le signal d'émission acoustique de la roue, $s_{roue}(t)$. Un troisième module de synthèse génère la contribution de la traverse, $s_{traverse}(t)$. Cette contribution est obtenue à partir du modèle TWINS en utilisant la rugosité combinée roue/rail comme donnée d'entrée. Enfin, le module de propagation du son applique des effets de propagation aux signaux d'émission du rail, de la roue et de la traverse en fonction des sources et des positions relatives du récepteur. Ce module tient compte également de la directivité des modèles d'émission de roues et de traverses. Toutes les contributions sont additionnées pour obtenir le signal de pression acoustique global, $s_{roulement}(t)$. Le signal obtenu correspond ainsi au bruit rayonné au roulement de la roue sur le rail.

3.2 Modèle temporel de l'excitation roue/rail

Le principal avantage d'un modèle d'auralisation se basant sur la physique du bruit de roulement réside dans la possibilité de traiter différents types de roues et de voies. Il a été souligné dans la partie 1.6 que lors d'une synthèse par modèles physiques, l'émission acoustique est produite à partir de la modélisation des phénomènes mis en jeu dans sa génération. Pour permettre une synthèse physique du bruit de roulement, un modèle d'excitation résolu dans le domaine temporel est introduit dans cette partie. Son objectif est de générer le signal de force de contact roue/rail. Pour ce faire, le modèle fréquentiel d'interaction roue/rail, présenté dans la partie 2.4, est converti dans le domaine temporel. Il s'agit de construire le signal de force de contact roue/rail, $f(t)$, résultat de la convolution du signal de rugosité $r(t)$ avec la réponse impulsionnelle de la force de contact par unité de rugosité $f^{unit}(t)$:

$$f(t) = r(t) * f^{unit}(t) \tag{3.1}$$

où $*$ désigne le produit de convolution. La réponse impulsionnelle de la force de contact, $f^{unit}(t)$, est obtenue à l'aide d'une transformée de Fourier inverse de l'expression fréquentielle, $F^{unit}(\omega)$, donnée à partir de l'Eq. (2.31) :

$$F^{unit}(\omega) = \frac{i\omega}{Y_r(x_e,\omega) + Y_w(\omega) + Y_c(\omega)} \tag{3.2}$$

où $Y_r(x_e,\omega)$, $Y_w(\omega)$ et $Y_c(\omega)$ sont les mobilités verticales du rail, de la roue et du ressort de contact, respectivement.

Le signal de rugosité $r(t)$ est généré à partir d'un bruit blanc filtré en bandes de tiers d'octave [Pieren 2017]. Le processus global est illustré sur la Figure 3.2. Un signal de bruit blanc $n(t)$ est tout d'abord filtré en passant dans un banc de filtre de U bandes de tiers d'octave d'indice $u = 1, \ldots, U$. Chaque signal de bande de tiers d'octave est normalisé en puissance pour obtenir le signal $\xi_u(t)$ dans la bande u. Le signal normalisé dans la bande u, $\xi_u(t)$, est ensuite multiplié par l'amplitude de rugosité, R_{ω_u}, calculée à la fréquence centrale ω_u de cette même bande. Le signal de rugosité $r(t)$ est alors donné par la somme sur les bandes de tiers d'octave considérées :

$$r(t) = \sum_{u=1}^{U} R_{\omega_u} . \xi_u(t) \tag{3.3}$$

Pour calculer les amplitudes R_{ω_u} dans les bandes de tiers d'octave d'indice $u = 1, \ldots, U$, le modèle d'excitation temporel prend en entrée la somme des spectres de rugosités de la roue et du rail (cf. Figure 3.2). Ces données d'entrée sont mesurées sur les surfaces de roulement de la

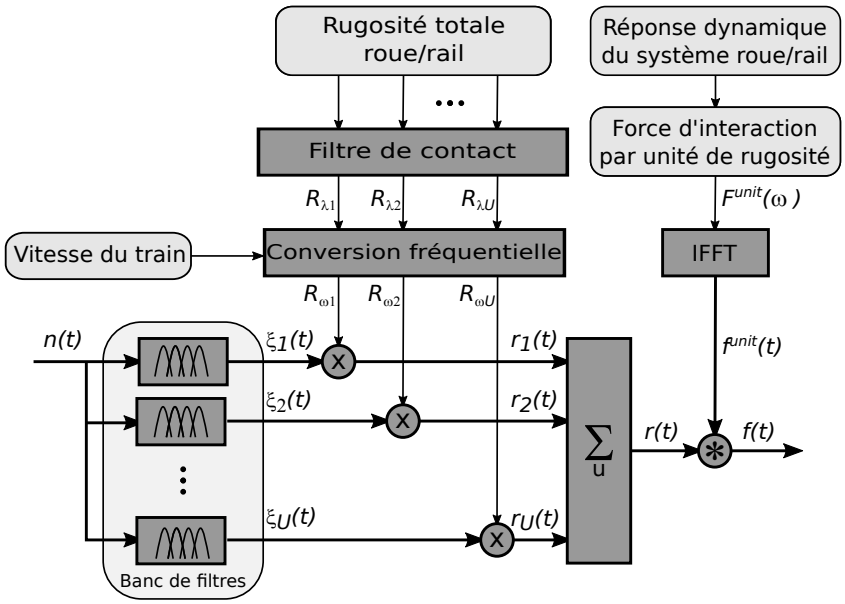


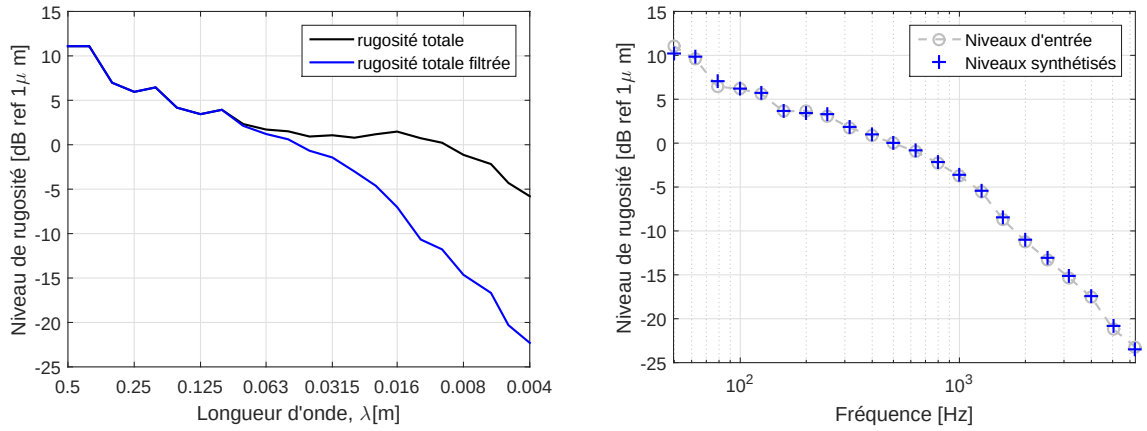
FIGURE 3.2: Modèle temporel d'excitation du système roue/rail.

roue et du rail et fournies sous forme de spectres en bandes de 1/3 d'octave dans le domaine des longueurs d'onde. Le filtre de contact dont la notion est introduite dans la partie 2.1.2 est ensuite utilisé afin de tenir compte de l'effet filtrant de la zone de contact entre la roue et le rail [Remington 1987b]. Pour une bande de tiers d'octave u de longueur d'onde centrale λ_u, il s'agit d'appliquer le gain du filtre de contact associé pour obtenir l'amplitude de rugosité R_{λ_u} dans la bande considérée. Le spectre de rugosité obtenu est donné par les amplitudes R_{λ_u} pour toutes les bandes, $u = 1, \ldots, U$. Ce spectre filtré est fonction de la longueur d'onde, l'étape suivante consiste à le convertir dans le domaine fréquentiel connaissant la vitesse du train, soit suivant le rapport $f = V/\lambda$, avec f la fréquence en Hz, V la vitesse du train en m/s et λ la longueur d'onde en m de la rugosité. Le spectre issu de cette conversion est interpolé linéairement pour définir le spectre en bandes de tiers d'octave à une vitesse donnée. Notons que $U = 22$ bandes de tiers d'octave entre 50 et 6300 Hz sont utilisées pour générer le signal de rugosité, ce qui revient à considérer une plage fréquentielle plus large que celle généralement utilisée pour caractériser le bruit de roulement, cette plage étant entre 100 et 5000 Hz [Thompson 2009].

La Figure 3.3 est une illustration du profil de la rugosité totale du système roue/rail utilisé pour générer le signal de force de contact. Le spectre de rugosité totale dans le domaine des longueurs d'onde, illustré en noir sur la Figure 3.3a, correspond à la somme de la rugosité d'un rail, mesurée sur site lors de la campagne de mesures présentée dans le Chapitre 4, et la rugosité d'une roue à frein disque donnée dans la base de données du modèle CNOSSOS-EU [CNOSSOS-EU 2015]. La rugosité totale pondérée par l'effet du filtre de contact est tracée en bleu sur la même Figure en utilisant les coefficients du filtre de contact donnés pour une roue de diamètre 920 mm avec une charge appliquée de 50 kN [CNOSSOS-EU 2015]. La Figure 3.3b montre l'allure de cette rugosité, en trait gris discontinu, calculée dans le domaine fréquentiel en bandes de tiers d'octave entre 50 et 6300 Hz pour une vitesse de train de 80 km/h. Les coefficients de rugosité issus de ce calcul sont alors utilisés pour générer le signal de rugosité à l'aide de l'Eq. (3.3).

Les niveaux calculés à partir du signal temporel généré sont tracés en "+" sur la Figure 3.3b.

Une bonne concordance est observée entre les niveaux synthétisés et ceux ciblés. Les niveaux de rugosité sont alors bien reproduits par le signal temporel généré.



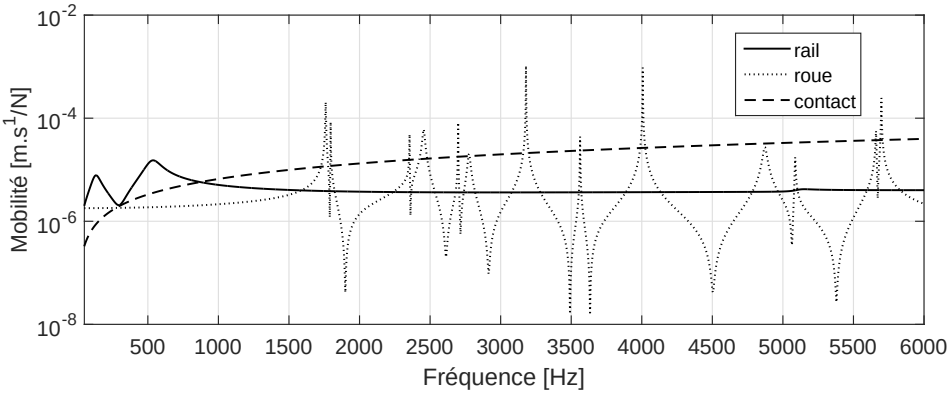
(a) (b)

FIGURE 3.3: Profil de rugosité totale roue/rail utilisé pour simuler le signal de force de contact du système roue/rail : (a) spectres dans le domaine des longueurs d'onde ; (b) spectres fréquentiels en bandes de 1/3 d'octave pour une vitesse de roulement de 80 km/h.

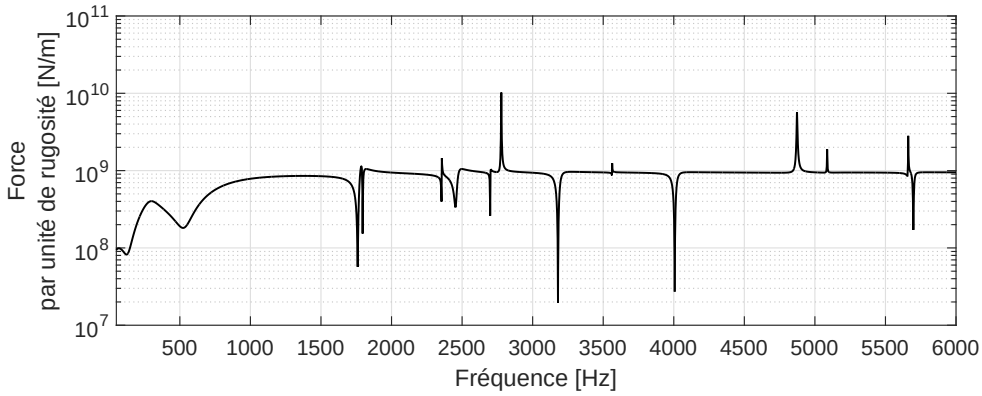
D'autre part, la force de contact par unité de rugosité est calculée en utilisant l'Eq. (3.2). Cette force dépend des mobilités verticales du rail, de la roue et du ressort de contact. Les mobilités des différents sous-systèmes utilisés dans la suite ainsi que le spectre de l'amplitude de force de contact pour une rugosité unitaire sont représentés sur la Figure 3.4.

Sur la Figure 3.4a, la mobilité du rail, calculée pour les paramètres listés dans le tableau 2.1, est supérieure à celle de la roue en dessous de 1500 Hz. Cela explique l'importance de la contribution du rail dans le bruit de roulement pour ces fréquences (cf. Figure 1.3). La mobilité de la roue, obtenue à partir d'une mesure réalisée sur une roue monobloc lors de travaux antérieurs [Chartrain 2013], est marquée par des résonances dans les hautes fréquences au-delà de 1500 Hz. Cette mesure, détaillée dans la partie 3.4.1, est réalisée sur un train d'essai équipé de roues monoblocs de diamètre 890 mm. Elle a pour objectif la caractérisation du champ vibratoire de la roue en particulier dans le cas d'une excitation radiale appliquée sur la bande de roulement. La mobilité de la roue domine par rapport à celle du rail autour de ces résonances d'où la contribution importante de la roue dans le bruit de roulement pour ces fréquences (cf. Figure 1.3). On note que la mobilité du ressort de contact est calculée pour une raideur, $K_H = 9.5 \times 10^8$N/m, linéarisée selon le modèle de Hertz [Thompson 1993d]. Sur la Figure 3.4b, les résonances et anti-résonances présentes sur le spectre de force sont liées aux modes de la roue. Autour de chaque mode, le dominateur de l'Eq. (3.2) est piloté par la mobilité de la roue qui domine celles du rail et du ressort de contact.

À ce stade, le signal temporel $f^{unit}(t)$ associé à ce spectre de force est calculé à l'aide d'une transformée de Fourier inverse. Le signal obtenu est enfin utilisé pour générer le signal de force de contact $f(t)$ du système roue/rail au moyen de l'Eq. (3.1). Ce signal constituera l'excitation des modules de synthèse des émissions acoustiques du rail et de la roue, présentés dans les parties suivantes.



(a) Mobilités du rail (—), de la roue (...) et du ressort de contact (−−)



(b) Amplitude de force de contact

FIGURE 3.4: Mobilités verticales des sous-systèmes (a) et amplitude de force de contact par unité de rugosité (b).

3.3 Synthèse de la contribution du rail

Pour synthétiser l'émission acoustique du rail, le choix du modèle de points sources est crucial afin d'obtenir un signal reproduisant les propriétés du rayonnement du rail qui varient en fonction de la fréquence. Ce rayonnement, présenté dans la partie 2.2.2, se situe au voisinage du point d'excitation en basse fréquence. En revanche, il se caractérise par sa nature étendue ainsi qu'un comportement directif en haute fréquence. Dans l'objectif de tenir compte de l'étendue spatiale du rayonnement, le module de synthèse de la contribution du rail adopte un modèle de sources équivalentes. Ce modèle, introduit dans la partie 2.2.2.1, représente le rail par une ligne de monopoles (cf. Figure 2.13). Les sources monopolaires sont supposées cohérentes et déphasées les unes par rapport aux autres en fonction du retard de l'onde propagative se propageant dans le rail. L'espacement entre les monopoles et leur support spatial dépendent de la fréquence et correspondent à ceux utilisés dans la partie 2.2.2.1. L'espacement Δx_ω entre deux monopoles successifs est fixé à 1/5 de la valeur minimale des longueurs d'onde dans l'air et dans le rail : $\Delta x_\omega = \min(\lambda_s, \lambda_{air})/5$. L'étendue spatiale L_ω des monopoles correspond à 60 dB d'atténuation de l'onde propagative, $L_\omega = 60/\Delta_s$ où Δ_s est le taux de décroissance des ondes dans le rail calculé par l'Eq. (2.6). Le nombre de sources monopolaires utilisées est illustré sur la Figure 2.15a.

3.3.1 Principe de la méthode de synthèse

L'émission acoustique du rail est obtenue à partir d'un traitement en bandes de tiers d'octave entre 50 et 6300 Hz du signal de force de contact $f(t)$ obtenu comme décrit dans la partie 3.2. On considère le rail excité par la force $f(t)$ appliquée à l'instant t en un point de son axe d'abscisse x_e. Cette excitation représente la force appliquée sur le rail lors du roulement de la roue sur le rail. La position de cette excitation varie alors en fonction du temps. Le processus de génération de l'émission acoustique du rail consiste tout d'abord à déterminer les positions à l'instant t des N_{ω_u} monopoles représentant le rail dans la bande de tiers d'octave u de fréquence centrale ω_u (cf. Figure 2.13). La connaissance de la position du récepteur **M** placé à une distance r_n du monopole d'indice n, placé en x_n, permet de définir à chaque instant t l'amplitude de la pression acoustique rayonnée par ce monopole, $\alpha_{n,u}(t)$ qui découle de l'Eq. (2.10) :

$$\alpha_{n,u}(t) = \left| i\omega_u \, \rho_0 \, \frac{Q_n(\omega_u)}{4\pi r_n} \right| \tag{3.4}$$

où ρ_0 est la masse volumique de l'air et $Q_n(\omega_u)$ est le débit volumique du monopole d'indice n calculé à la fréquence ω_u par l'Eq. 2.11. On rappelle que ce débit est proportionnel à la mobilité verticale du rail au point x_n qui se calcule à l'aide de l'Eq. (2.5) en se basant sur le modèle de poutre de Timoshenko sur support continu. L'amplitude $\alpha_{n,u}(t)$ décrit donc la réponse acoustique du rail pour une excitation unitaire. Cette amplitude peut également inclure des facteurs d'atténuations supplémentaires liés à la propagation du son tels que l'atténuation de l'air ou l'effet de sol. Le retard de propagation à l'instant t, $\tau_{n,u}(t)$, du signal d'émission du monopole n dans la bande u s'écrit :

$$\tau_{n,u}(t) = \frac{r_n}{c} + \frac{|x_n - x_e|}{c_s(\omega_u)} \tag{3.5}$$

où c est la célérité du son dans l'air et $c_s(\omega_u)$ désigne la célérité de l'onde vibratoire dans le rail à la fréquence ω_u calculée par l'Eq. (2.7). Ce retard inclut alors la propagation du son dans l'air et le déphasage entre les monopoles induit par la célérité des ondes vibratoires dans le rail. Le signal de pression acoustique du monopole n pour la bande d'octave u, s'écrit alors :

$$s_{n,u}(t) = \alpha_{n,u}(t) \; f_u(t - \tau_{n,u}(t)) \tag{3.6}$$

où le signal de force de contact dans la bande u, $f_u(t)$, est donné par $f_u(t) = r_u(t) * f^{unit}(t)$, avec $r_u(t)$ le signal de rugosité dans la bande u et $f^{unit}(t)$ le signal de force de contact par unité de rugosité (cf. partie 3.2).
Le signal de pression émis par le rail est enfin obtenu en sommant les signaux $s_{n,u}(t)$ sur toutes les bandes et pour l'ensemble des monopoles :

$$s_{rail}(t) = \sum_{u=1}^{U} \sum_{n=1}^{N_{\omega_u}} s_{n,u}(t) \tag{3.7}$$

3.3.2 Résultats

Le module de synthèse sonore présenté dans la partie précédente est maintenant utilisé pour synthétiser le bruit rayonné par le rail en champ libre, $s_{rail}(t)$, au passage d'une roue ferroviaire à 80 km/h. Pour l'ensemble des simulations dans ce chapitre, les paramètres mécaniques de la voie listés dans le tableau 2.1 sont utilisés. Le signal d'excitation est généré selon l'approche

présentée dans la partie 3.2. Cette excitation, supposée ponctuelle, se déplace à une vitesse de 80 km/h représentant l'excitation liée au passage de la roue. Le passage dure 10 secondes et la distance parcourue par l'excitation est d'environ 220 m. Le point récepteur est placé à 7.5 m de l'axe du rail, à 1.2 m de haut par rapport à la surface de roulement du rail selon la norme ISO 3095. L'instant de passage de l'excitation devant le point récepteur correspond à $t = 5$ s. Les pressions tracées sur les spectrogrammes sont normalisées par le maximum observé sur l'ensemble du passage de l'excitation.

La Figure 3.5 montre le spectrogramme du signal de pression au point récepteur. Le résultat

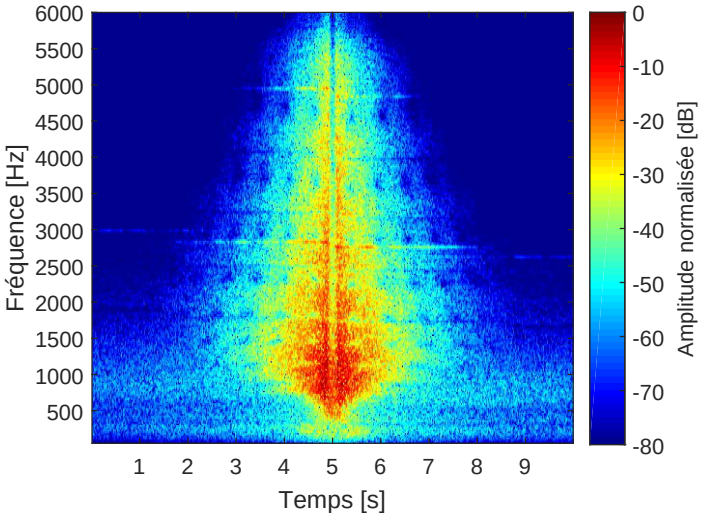


FIGURE 3.5: Spectrogramme du bruit rayonné par le rail $s_{rail}(t)$ au passage d'une roue ferroviaire à 80 km/h pour un récepteur à 7.5 m de l'axe du rail. Le modèle de points sources du rail est défini par : $\Delta x_\omega = \min(\lambda_s, \lambda_{air})/5$ et $L_\omega = 60/\Delta_s$. Module carré de la FFT calculé sur 2048 points en utilisant une fenêtre de Hann avec un recouvrement de 50 % pour une fréquence d'échantillonnage de 44100 Hz.

montre une réponse étendue au-delà de 1000 Hz. Cet effet est lié au caractère étendu du rail dans les hautes fréquences. Pour ces fréquences, les ondes vibratoires sont faiblement atténuées et le champ de pression rayonné par le rail s'étale sur une longue distance depuis l'excitation. Le spectrogramme présente également des raies spectrales qui précèdent et succèdent l'instant de passage (*e.g.* autour de 3000 et 5000 Hz). Ces composantes tonales sont liées aux résonances de la force de contact (cf. Figure 3.4b). Bien qu'on ne considère que le rayonnement du rail, le comportement dynamique de la roue est inclus via sa mobilité verticale dans la force de contact (cf. Eq. (3.2)). Les composantes tonales présentes sur le spectrogramme sont ainsi expliquées par le caractère modal de la roue. Ces composantes varient en fonction du temps dû à l'effet Doppler induit par le déplacement de l'excitation. Deux raies verticales caractérisent l'instant de passage de l'excitation (autour de $t = 5$ s). Elles traduisent le comportement directif du rail suivant l'angle donné par l'Eq. (2.19). La réponse acoustique est alors maximale lorsque la position du récepteur par rapport à la roue coïncide avec cet angle.

Le modèle d'auralisation avec une ligne de sources cohérentes est maintenant comparé à un modèle de source ponctuelle unique de même puissance et de directivité imposée selon le modèle CNOSSOS-EU [CNOSSOS-EU 2015]. Cette configuration a été adoptée récemment pour auraliser la contribution de la voie dans le cadre du projet TAURA (cf. partie 1.9). Le résultat de

synthèse, représenté sur la Figure 3.6, montre que le modèle de source unique n'est pas capable de recréer les caractéristiques du rayonnement du rail notamment liées à son comportement directif clairement visible sur la Figure 3.5. On note que les composantes tonales liées au signal de force de contact sont conservées étant donné l'utilisation du même signal d'excitation.

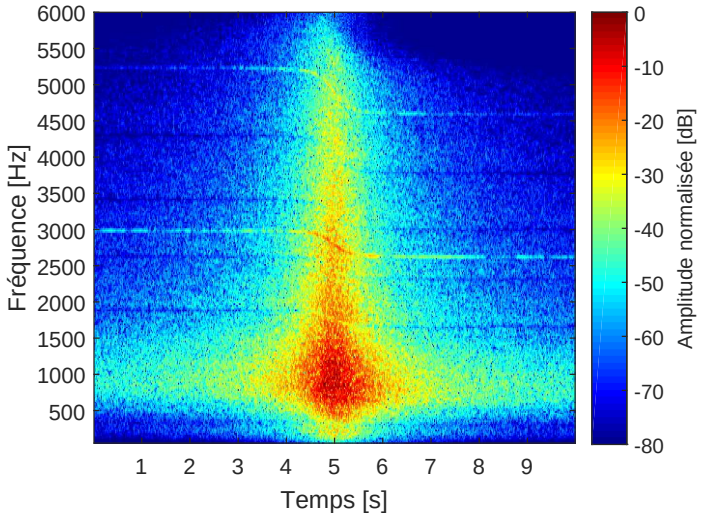


FIGURE 3.6: Spectrogramme du bruit du rail $s_{rail}(t)$ au passage d'une roue ferroviaire à 80 km/h pour un récepteur à 7.5 m de l'axe du rail ; modèle à une source unique. Module carré de la FFT calculé sur 2048 points en utilisant une fenêtre de Hann avec un recouvrement de 50 % pour une fréquence d'échantillonnage de 44100 Hz.

D'autre part, la Figure 3.7 montre que la représentation du rail par une seule source directive engendre une chute importante de niveau sonore de part et d'autre de l'instant de passage avec une diminution de l'ordre de 10 dB par rapport au modèle multi-sources (*i.e.* ligne de monopoles). Cet effet est lié à l'incapacité de ce modèle simplifié à recréer les phénomènes engendrés par la présence de l'angle de directivité du rail présenté plus haut.

La directivité du rail est une grandeur complexe qui dépend de la fréquence et des paramètres mécaniques de la voie. En haute fréquence, les ondes vibratoires sont faiblement atténuées et le rail est modélisé par un nombre élevé de sources qui génèrent des interférences constructives et destructives. La reconstruction du diagramme de directivité du rail nécessite par conséquent l'utilisation d'un modèle étendu permettant de considérer le support spatial du rayonnement du rail.

3.3.3 Discrétisation du modèle et performances

Le module de synthèse proposé pour la contribution du rail montre une robustesse quant à la conservation des propriétés du rayonnement du rail. Cependant, le nombre important de monopoles, N_ω (cf. Figure 2.15a), imposé par le modèle engendre un 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 utilisés pour représenter le rail. La Figure 3.8 étudie l'influence de l'espacement entre les monopoles, Δx_ω, sur le niveau de pression. Pour une même étendue spatiale $L_\omega = 60/\Delta_s$, le résultat associé à un espacement $\Delta x_\omega = \min(\lambda_s, \lambda_{air})/2$ montre un écart de l'ordre de 3 dB par rapport à celui donné par $\Delta x_\omega = \min(\lambda_s, \lambda_{air})/5$.

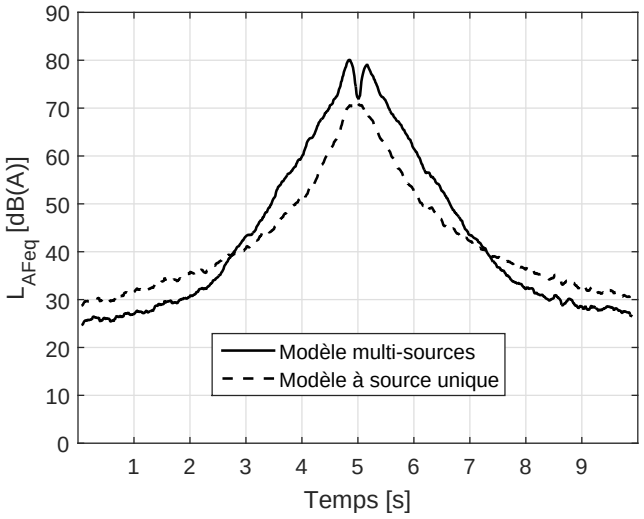


FIGURE 3.7: Niveau de pression acoustique, pondéré A, rayonné par le rail au passage de la roue à 80 km/h pour un récepteur à 7.5 m de l'axe du rail ; (—) modèle multi-sources défini par $\Delta x_\omega = \min(\lambda_s, \lambda_{air})/5$ et $L_\omega = 60/\Delta_s$; (- - -) modèle à une source unique.

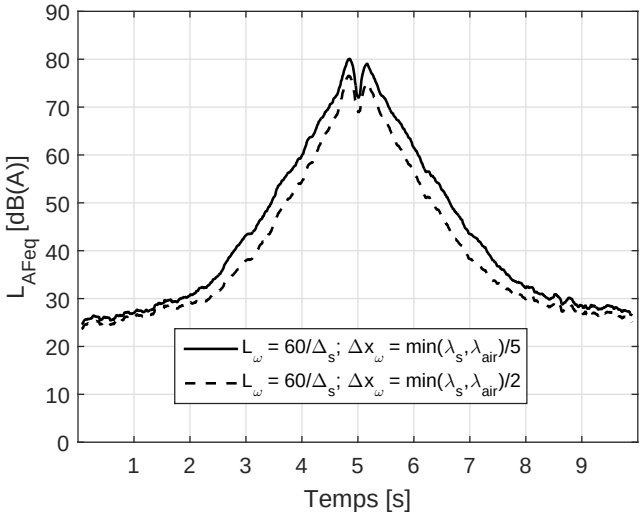


FIGURE 3.8: Niveau de pression acoustique, pondéré A, rayonné par le rail au passage de la roue à 80 km/h pour un récepteur à 7.5 m de l'axe du rail ; (—) $\Delta x_\omega = \min(\lambda_s, \lambda_{air})/5$; (- - -) $\Delta x_\omega = \min(\lambda_s, \lambda_{air})/2$.

La Figure 3.9 traite l'effet de la diminution de l'étendue spatiale sur le niveau sonore. Pour $L_\omega = 30/\Delta_s$, le nombre de monopoles est 2 fois plus faible que celui utilisé par le modèle de référence ($L_\omega = 60/\Delta_s$). La comparaison montre un écart variable en fonction du temps au cours du passage avec un maximum de 10 dB autour de $t = 3\,\text{s}$. Cette différence se manifeste sur une période très courte et correspond à des positions d'excitation supérieures à 40 m du récepteur. Cet écart peut être couvert par la présence des autres roues lorsqu'il s'agit d'un passage de train. Sur un train, l'espacement entre deux paires de roues est d'environ 20 m maximum. Dans le cas d'une étendue $L_\omega = 10/\Delta_s$, 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 $L_\omega = 10/\Delta_s$.

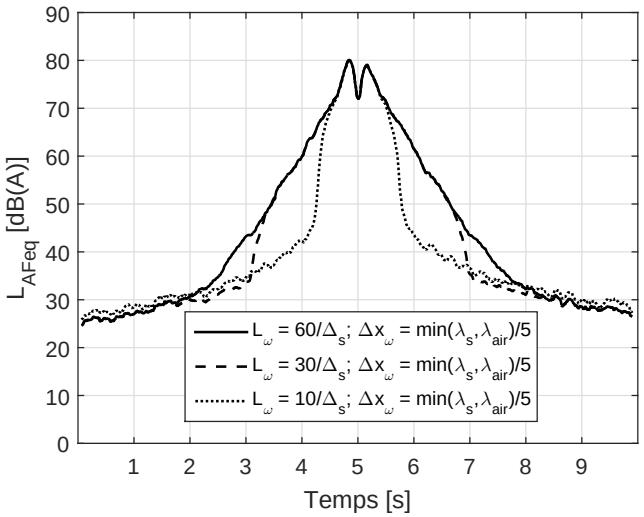


FIGURE 3.9: Niveau de pression pondéré A du bruit du rail $s(t)$ au passage de la roue à 80 km/h pour un récepteur à 7.5 m de l'axe du rail ; (—) $L_\omega = 60/\Delta_s$; (- - -) $L_\omega = 30/\Delta_s$; (. . .) $L_\omega = 10/\Delta_s$.

Le spectrogramme du bruit rayonné par le rail au passage de la roue est illustré sur la Figure 3.10 en utilisant un modèle à nombre réduit de monopoles. Ce modèle est défini par un espacement $\Delta x_\omega = \min(\lambda_s, \lambda_{air})/2$ et une étendue spatiale $L_\omega = 30/\Delta_s$. Le nombre de sources équivalentes est alors égal à 1/5 de celui du modèle de référence ($\Delta x_\omega = \min(\lambda_s, \lambda_{air})/5$ et $L_\omega = 60/\Delta_s$). Malgré les différences visibles sur le spectrogramme par rapport au modèle de référence (cf. Figure 3.5), les sons synthétisés restent proches à l'écoute. La sensibilité de la simplification du modèle multi-sources du rail sur la qualité sonore sera étudiée dans un contexte de passage de train à travers un test d'écoute présenté dans le Chapitre 4.

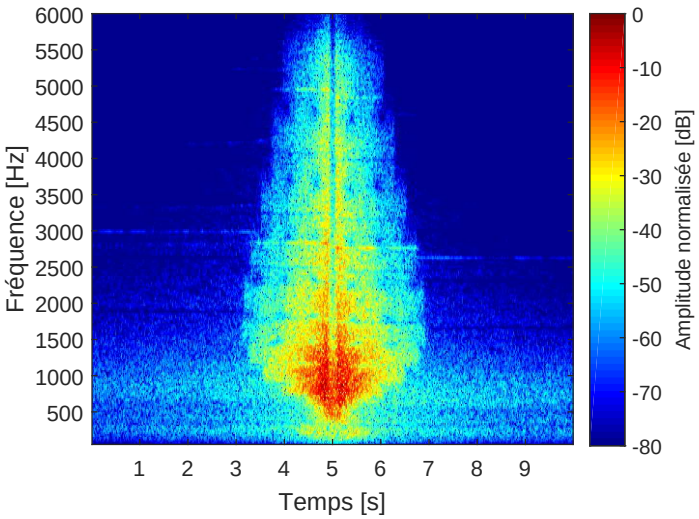


FIGURE 3.10: Spectrogramme du bruit du rail $s_{rail}(t)$ au passage de la roue à 80 km/h pour un récepteur à 7.5 m de l'axe du rail ; $\Delta x_\omega = \min(\lambda_s, \lambda_{air})/2$ et $L_\omega = 30/\Delta_s$. Module carré de la FFT calculé sur 2048 points en utilisant une fenêtre de Hann avec un recouvrement de 50 % pour une fréquence d'échantillonnage de 44100 Hz.

Résumé sur le module de synthèse de la contribution du rail

Le modèle de synthèse proposé pour le bruit rayonné par le rail repose sur un modèle étendu dans lequel le rail est représenté par une ligne de monopoles. L'émission de chaque monopole est générée à partir du signal de force de contact roue/rail. Dans une bande de tiers d'octave donnée, cette émission résulte de la pondération du signal de force dans cette bande par un gain lié à la réponse vibratoire du rail à la position du monopole considéré. Les résultats des simulations ont prouvé l'intérêt 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. D'autre part, il a été illustré que le modèle à une source unique directive n'est pas en mesure de recréer ces propriétés étant donné la complexité de la directivité du rail.
Une première étude montre la possibilité de diminuer le nombre de sources équivalentes utilisées 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. Dans le contexte du bruit de roulement, la contribution du rail est combinée à celles de la roue et de la traverse. D'autres approximations pourront être étudiées en tirant partie des éventuels effets de masquage, afin de réduire davantage le nombre de monopoles. Un test d'écoute, présenté dans le Chapitre 4, étudie l'impact lié à la simplification du modèle de points sources du rail sur la qualité sonore.

3.4 Synthèse de la contribution de la roue

La réponse vibratoire de la roue ferroviaire a été détaillée dans la partie 2.3.1. Il a été mentionné que cette réponse au caractère modal peut être caractérisée aussi bien à l'aide de la méthode des éléments finis qu'au moyen de mesures expérimentales. Cette réponse dépend de la

géométrie complexe de la roue, de la charge appliquée ainsi que la fixation de la roue sur le train. Pour tenir compte de ces aspects dont la modélisation est complexe, il est toujours préconisé de réaliser des mesures afin d'aboutir à une caractérisation précise du comportement vibratoire de la roue. Dans ce contexte, des mesures réalisées par SNCF dans le cadre de la thèse de P-E Chartrain sont utilisées pour caractériser la réponse vibratoire de la roue [Chartrain 2013]. Ces mesures ont concerné une roue monobloc de diamètre 890 mm. Dans cette partie, le protocole expérimental est tout d'abord présenté et le résultat de la mesure vibratoire est exposé. La réponse vibratoire mesurée est utilisée dans un second temps pour exprimer le champ acoustique rayonné par la roue. Une grande partie est par la suite dédiée à la présentation et l'application du module de synthèse sonore proposé pour la contribution de la roue.

3.4.1 Réponse vibratoire expérimentale d'une roue monobloc

La campagne de mesures, présentée dans [Chartrain 2013], a été effectuée sur une voiture d'essai en stationnement équipée de roues monoblocs de diamètre 890 mm. Les conditions de mesures ont ainsi permis de prendre en compte la condition du contact avec le rail, la liaison de la roue sur l'essieu et l'effet de la charge. La mesure vibratoire a été faite à l'aide d'accéléromètres collés sur la face arrière de la roue comme le montre la Figure 3.11. Cette mesure concerne le cas d'une excitation radiale appliquée sur la bande de roulement de la roue, et axiale, appliquée sur la face extérieure du boudin (cf. Figure 2.18). Les excitations dans les directions radiale et axiale ont été effectuées à l'aide d'un marteau d'impact. La force injectée dans la roue est mesurée par un capteur de force intégré au marteau. En condition de roulement, l'excitation du système roue/rail est engendrée par la rugosité qui induit une force d'interaction principalement dans la direction verticale appliquée au point de contact [Thompson 1993a]. Le travail présenté dans la suite concerne l'étude de la réponse vibratoire de la roue excitée sur sa bande de roulement. Cette excitation représente celle liée à la rugosité en configuration de roulement.

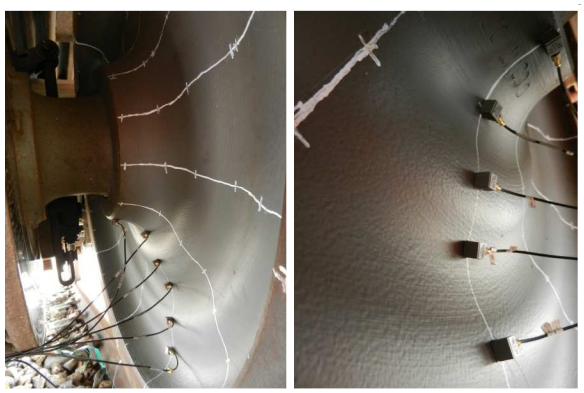


FIGURE 3.11: Dispositif expérimental pour la mesure du comportement vibratoire d'une roue monobloc de diamètre 890 mm ; photographies tirées de [Chartrain 2013].

Un premier traitement des données mesurées a permis d'identifier les positions de mesure pour lesquelles la réponse vibratoire est maximale. La roue étant soumise à une excitation radiale appliquée sur sa bande de roulement, la vitesse de vibration axiale est maximale au centre de la toile (cf. Figure 2.18) [Chartrain 2013]. Ce résultat est en accord avec des études antérieures qui montrent que le rayonnement de la roue est donné principalement par la contribution de la toile [Thompson 2009, Zhong 2018]. La mobilité axiale, mesurée au centre de la toile, est illustrée sur la Figure 3.12 pour une excitation appliquée sur la bande de roulement de la roue.

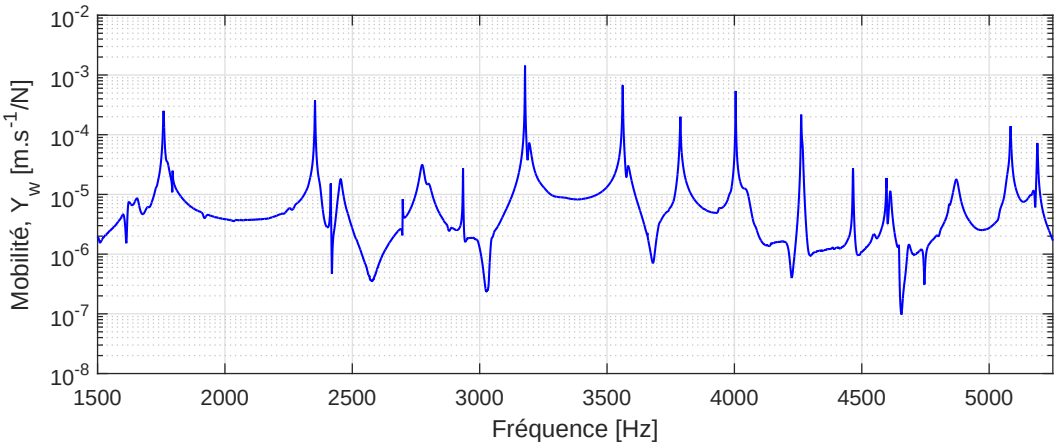


FIGURE 3.12: Mobilité axiale d'une roue monobloc de diamètre 890 mm excitée par une force ponctuelle appliquée sur la bande de roulement (données issues de [Chartrain 2013]).

On constate la présence d'une série de résonances caractérisant le comportement vibratoire de la roue étudiée. À ce stade, un travail d'identification modale est réalisé dans l'objectif de déterminer la fréquence, l'amortissement et l'amplitude de chaque mode. La méthode du cercle de Nyquist est utilisée pour identifier ces paramètres modaux [Chartrain 2013]. Les paramètres identifiés expérimentalement sont utilisés pour reconstruire la réponse vibratoire de la roue par superposition modale. La Figure 3.13 montre le résultat de la reconstruction de la mobilité axiale par rapport à la mesure. On constate que la mobilité reconstruite coïncide avec celle mesurée autour des résonances, ce qui traduit la justesse de l'identification des paramètres modaux.

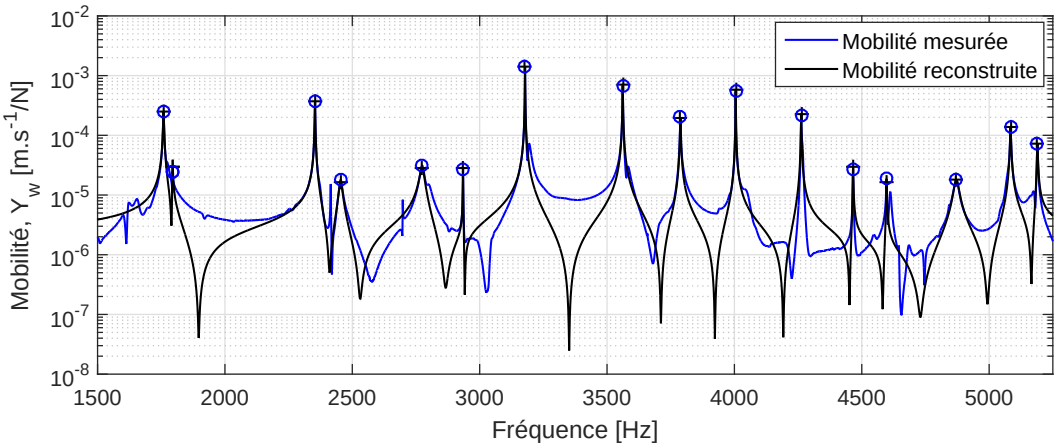


FIGURE 3.13: Mobilité axiale d'une roue monobloc de diamètre 890 mm excitée par une force radiale ; mesures (—, aux résonances ∘) ; modèle de superposition modale (—, aux résonances +).

3.4.2 Réponse acoustique de la roue monobloc

La réponse vibratoire de la roue a été caractérisée dans la partie précédente et les paramètres modaux associés sont identifiés. On cherche maintenant à déterminer le champ acous-

tique rayonné par la roue monobloc à partir de la mesure vibratoire décrite plus haut. Pour ce faire, la roue est modélisée par une plaque plane annulaire, de surface S_0, inscrite dans le plan (x,y) et centrée sur l'origine du repère des coordonnées cartésiennes (O, x, y, z) comme le montre la Figure 3.14. La plaque est située dans un écran infini S placé en $z = 0$ parfaitement rigide. À la pulsation ω, la plaque est animée par une vitesse normale à sa surface donnée au point $\overrightarrow{x}(x, y, 0)$ par $v_w(\mathbf{x}, \omega)$. Cette vitesse correspond à celle mesurée sur la surface de la roue (cf. partie 3.4.1). Pour exprimer la puissance acoustique rayonnée $W(\omega)$, une approche consiste à intégrer l'intensité normale sur la surface vibrante [Fahy 2007] :

$$W(\omega) = \frac{1}{2} \int_{S_0} \Re\{p(\mathbf{x}, \omega)^* v_w(\mathbf{x}, \omega)\} \, d\mathbf{x} \tag{3.8}$$

où S_0 désigne la surface de la plaque, $\Re(.)$ indique la partie réelle, $(.)^*$ est le conjugué , $p(\mathbf{x}, \omega)$ et $v_w(\mathbf{x}, \omega)$ sont respectivement la pression acoustique et la vitesse vibratoire au point $\mathbf{x} = (x, y, 0)$ de la surface de la plaque.

Le champ vibratoire de la roue, marqué par son caractère modal, peut être décomposé sur la base de N premiers modes propres de la roue :

$$v_w(\mathbf{x}, \omega) = \sum_{n=1}^{N} \frac{A_n}{\omega_n^2 - \omega^2 + 2i\zeta_n \omega \omega_n} \psi_n(\mathbf{x}) \tag{3.9}$$

où les paramètres modaux sont donnés par la fréquence de résonance ($f_n = \omega_n / 2\pi$), l'amplitude modale A_n et ζ_n le facteur d'amortissement. $\psi_n(\mathbf{x})$, nommé déformée modale, représente la distribution spatiale de la vitesse vibratoire pour le mode n au point $\mathbf{x}$. D'autre part, la pression

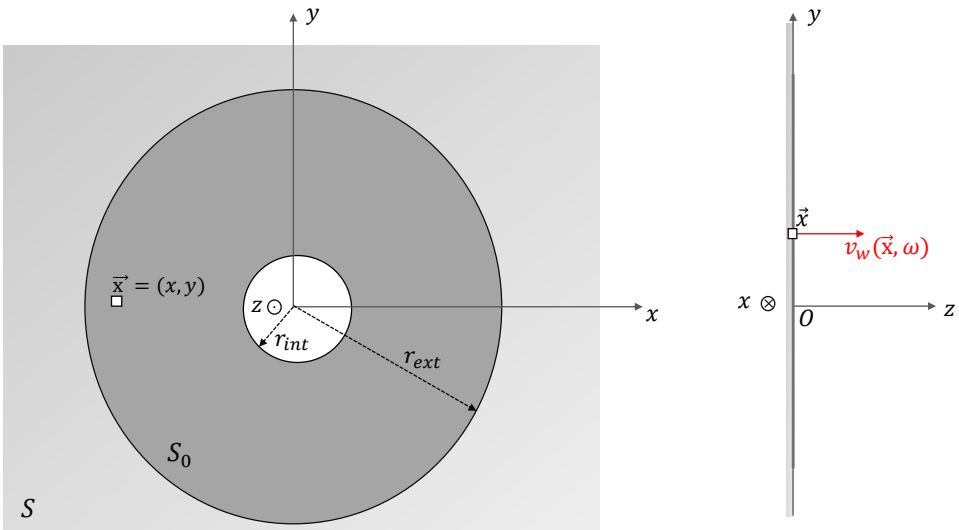


FIGURE 3.14: Systèmes d'axes et coordonnées de la géométrie de la plaque utilisée pour la modélisation du rayonnement de la roue.

acoustique rayonnée en un point de la plaque peut être calculée à l'aide d'une intégrale de Rayleigh qui exprime le champ de pression en fonction de la vitesse vibratoire [Fahy 2007] :

$$p(\mathbf{x}, \omega) = \frac{\imath \omega \rho_0}{2\pi} \int_{S_0} \frac{e^{-\imath k h}}{h} v_w(\mathbf{x'}, \omega) \, d\mathbf{x'} \tag{3.10}$$

où k est le nombre d'onde, ρ_0 est la densité de l'air et h indique la distance euclidienne entre le point d'observation $\mathbf{x}$ et le point source $\mathbf{x'} = (x', y', 0)$:

$$h = |\mathbf{x} - \mathbf{x'}| = \sqrt{(x - x')^2 + (y - y')^2} \tag{3.11}$$

En suivant le calcul détaillé dans l'annexe B, l'expression de la puissance acoustique rayonnée par la roue s'écrit en fonction des paramètres modaux par :

$$W(\omega) = \frac{\rho_0\, \omega^2}{4\pi c} \sum_{n=1}^{N} \frac{|A_n|^2}{\left|\omega_n^2 - \omega^2 + 2i\zeta_n \omega \omega_n\right|^2} \tag{3.12}$$

Partant de l'Eq. (3.12), la connaissance des paramètres modaux du champ vibratoire de la roue permet d'exprimer la puissance acoustique. D'après cette équation, les fréquences et les amortissements associés aux modes de la puissance acoustique correspondent à ceux donnés par la vitesse vibratoire. Par ailleurs, le calcul de la puissance selon l'expression donnée par l'Eq (3.12) permet de définir les amplitudes modales de la puissance acoustique.

La Figure 3.15 montre l'allure du niveau de puissance, L_W, exprimé en dB et calculé à partir de l'Eq. (3.12). Le niveau de puissance illustré correspond à une force d'excitation unitaire appliquée sur la bande de roulement de la roue. Le comportement modal de la roue est clairement visible sur sa réponse acoustique.

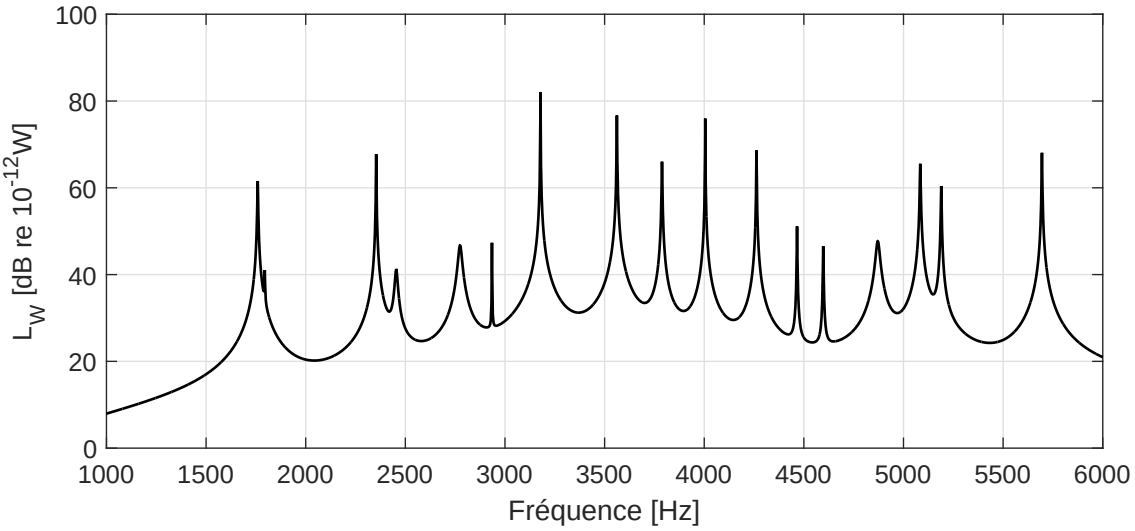


FIGURE 3.15: Niveau de puissance acoustique d'une roue monobloc de diamètre 890 mm en réponse à une force unitaire appliquée sur sa bande de roulement.

La puissance acoustique calculée est maintenant utilisée pour exprimer la pression acoustique. Pour ce faire, le rayonnement de la roue est approximé en champ lointain par une source ponctuelle équivalente de puissance $W(\omega)$ et de fonction de directivité $D(\theta, \phi)$ où θ et ϕ désignent l'azimut et l'angle d'élévation, respectivement. En champ libre, l'amplitude efficace de la pression acoustique au récepteur $\mathbf{M}$ est donnée par [Fahy 2007] :

$$p(\mathbf{M}) = \left(\frac{\rho_0\, c\, W(\omega)}{4\pi r^2}\right)^{1/2} D(\theta, \phi) \tag{3.13}$$

où r est la distance entre la source et le récepteur.

3.4.3 Principe de synthèse

La réponse acoustique d'une roue ferroviaire est décrite par plusieurs modes de résonance. Pour conserver ce comportement modal, le module de synthèse de l'émission acoustique de la roue, proposé dans cette thèse, utilise une série de résonateurs dont chacun modélise la réponse acoustique autour d'un mode de résonance pour une excitation unitaire. Chaque résonateur est modélisé par un oscillateur harmonique paramétré suivant les caractéristiques du mode : fréquence de résonance, facteur d'amortissement et amplitude. Ces paramètres découlent du champ de pression de la roue évalué à une distance de 1 m de la source équivalente pour une excitation unitaire à partir des équations (3.12) et (3.13). Le signal d'émission acoustique de la roue en condition de roulement $s_{roue}(t)$ s'écrit alors :

$$s_{roue}(t) = \sum_{n=1}^{N} f(t) * h_n(t) \tag{3.14}$$

avec N le nombre de modes, $f(t)$ le signal de force de contact du système roue/rail introduit dans la partie 3.2 et $h_n(t)$ la réponse impulsionnelle du résonateur n modélisant la réponse acoustique de la roue autour du mode n pour une excitation unitaire.

Le signal source de la roue est enfin propagé jusqu'au point récepteur en tenant compte de la directivité, du retard de propagation, de l'atténuation géométrique et éventuellement d'autres effets de propagation (*i.e.* atténuation de l'air, effet de sol, etc.). Dans ce travail, la fonction de directivité proposée par le modèle européen CNOSSOS-EU est utilisée [CNOSSOS-EU 2015] :

$$D(t) = \sqrt{0.01 + 0.99\cos^2(\Phi(t))} \tag{3.15}$$

où $\Phi(t)$ est défini comme l'angle entre la ligne reliant la position de la roue à l'instant t au point récepteur et la perpendiculaire au rail passant par le point récepteur. Cet angle vaut 0 à l'instant de passage de la roue devant le récepteur.

3.4.4 Construction des filtres de modes de la roue

Chaque mode de résonance de la roue est modélisé par un système amorti du second ordre (cf. partie 2.3.1). La réponse acoustique de la roue est proportionnelle à sa vitesse vibratoire. La fonction de transfert, $H(s)$, reliant la vitesse vibratoire à la force appliquée, est obtenue par une transformée de Laplace appliquée sur l'Eq. (2.20) :

$$H(s) = \frac{\mathscr{L}\{\frac{du(t)}{dt}\}}{\mathscr{L}\{f(t)\}} = \frac{s\,U(s)}{F(s)} = \frac{A\,s}{1 + \frac{2\zeta_0}{\omega_0}s + \frac{1}{\omega_0^2}s^2} \tag{3.16}$$

où $A = \frac{1}{M\omega_0^2}$ est le gain statique du système du second ordre. En régime harmonique où $s = i\omega$, le module de la fonction de transfert, $G(\omega) = |H(i\omega)|$, est donné par :

$$G(\omega) = \frac{A\,\omega}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \left(2\zeta_0\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}} \tag{3.17}$$

La dérivée de $G(\omega)$ par rapport à ω s'annule pour la pulsation ω_r, appelée pulsation de résonance, donnée par :

$$\omega_r = \omega_0 \tag{3.18}$$

$G(\omega)$ admet un maximum pour $\omega = \omega_r$, donné par :

$$G(\omega_r) = \frac{A\,\omega_0}{2\zeta_0} \tag{3.19}$$

La Figure 3.16 montre un exemple de la réponse en amplitude du système du second ordre en fonction de la fréquence pour les paramètres : $f_r = 1000\,\text{Hz}$, $\omega_r = \omega_0 = 2\pi f_r$, $\zeta_0 = 0.05$ et $A = 2\zeta_0/\omega_0$.

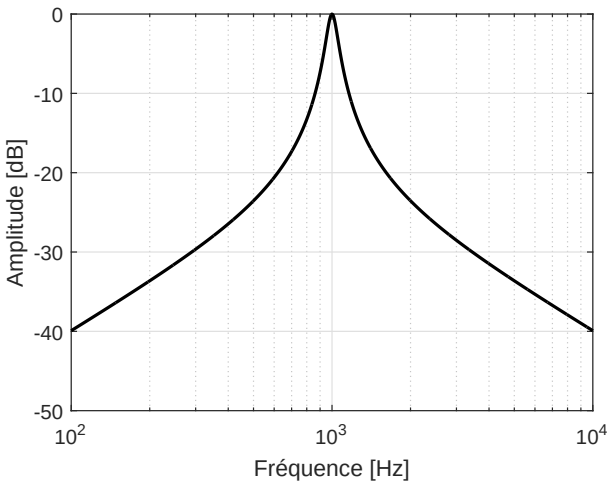


FIGURE 3.16: Réponse en amplitude du système du second ordre ; $f_r = 1000\,\text{Hz}$, $\omega_r = \omega_0 = 2\pi f_r$, $\zeta_0 = 0.05$ et $A = 2\zeta_0/\omega_0$.

On cherche maintenant à concevoir un filtre numérique associé au système décrit par la fonction de transfert donnée par l'Eq. (3.16). Pour ce faire, la transformation bilinéaire est utilisée pour assurer le passage de la représentation continue à la représentation discrète [Oppenheim 1999]. En partant d'une intégrale continue approximée par la méthode des trapèzes [Davis 2007], on arrive à exprimer la variable s de la transformée de Laplace en fonction de la variable z de la transformée en Z suivant cette relation :

$$s = 2\,f_s \frac{z-1}{z+1} \tag{3.20}$$

avec f_s la fréquence d'échantillonnage. La fonction de transfert numérique $H(z)$ associée à l'Eq. (3.16) s'écrit alors :

$$H(z) = \frac{2f_sA\omega_0^2 - 2f_sA\omega_0^2\,z^{-2}}{(4f_s^2 + 4f_s\zeta_0\omega_0 + \omega_0^2) + (2\omega_0^2 - 8f_s^2)\,z^{-1} + (4f_s^2 - 4f_s\zeta_0\omega_0 + \omega_0^2)\,z^{-2}} \tag{3.21}$$

La transformation bilinéaire engendre un décalage fréquentiel entre les réponses fréquentielles des filtres analogique et numérique [Oppenheim 1999]. Ce décalage doit être compensé afin de garantir la conception d'un filtre numérique respectant les spécifications initiales. Ceci se fait en utilisant la relation établie entre les pulsations analogique ω_a et numérique ω :

$$\omega_a = 2f_s \tan\left(\frac{\omega}{2f_s}\right) \tag{3.22}$$

La Figure 3.17 montre la réponse en fréquence du filtre numérique donnée par l'Eq. (3.21) pour les mêmes paramètres utilisés pour tracer la réponse représentée sur la Figure 3.16.

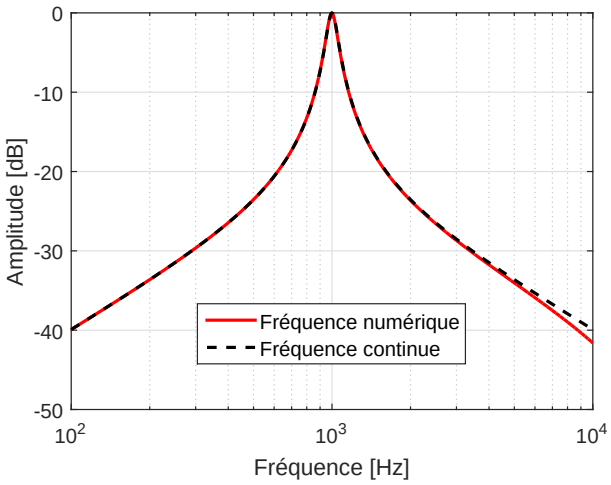


FIGURE 3.17: Réponse en amplitude du système du second ordre ; (—) fréquence numérique ; (- - -) fréquence continue ; $f_r = 1000\,\text{Hz}$, $\omega_r = \omega_0 = 2\pi f_r$, $\zeta_0 = 0.05$, $A = 2\zeta_0/\omega_0$ et $f_s = 44100\,\text{Hz}$.

3.4.5 Résultats

Le module de synthèse sonore détaillé dans les parties précédentes est maintenant appliqué pour générer l'émission acoustique de la roue monobloc en champ libre. On utilise $N = 17$ résonateurs correspondant aux 17 modes de résonance de la roue caractérisés dans la partie 3.4.2. Des filtres numériques associés à ces résonances sont conçus selon l'approche présentée dans la partie 3.4.4. La source ponctuelle équivalente de roue est située à une hauteur de 0.5 m au-dessus du rail conformément au modèle de points sources introduit dans la partie 1.2. Le bruit rayonné par la roue est évalué à son passage à 80 km/h sur le rail dont les paramètres mécaniques sont ceux donnés dans le tableau 2.1. Le point récepteur est placé à 7.5 m de l'axe du rail, à 1.2 m de haut par rapport à la surface de roulement du rail selon la norme ISO 3095. Le passage dure 10 secondes et l'instant de passage devant le point récepteur correspond à $t = 5$ s. Les pressions tracées sur les spectrogrammes sont normalisées par le maximum observé sur l'ensemble du passage de l'excitation.

La Figure 3.18 montre le spectrogramme du signal de pression au point récepteur. Le résultat de synthèse montre une réponse marquée par des raies fréquentielles qui correspondent aux modes de la roue. Ces raies varient en fonction du temps dû à l'effet Doppler induit par le déplacement de la roue. À l'écoute, le bruit généré est marqué par des composantes tonales très marquées. Ce caractère tonal bien marqué est lié aux facteurs d'amortissement très faibles utilisés dans la simulation. Ces facteurs sont issus de la mesure réalisée sur la roue à l'arrêt. Cependant, le roulement de la roue sur le rail engendre une dissipation de l'énergie vibratoire et ainsi une augmentation de l'amortissement [Thompson 2009]. La partie suivante est consacrée à une étude de l'influence de l'amortissement de la roue sur le rendu sonore.

3.4.6 Étude sur l'amortissement de la roue

Les facteurs d'amortissement caractérisés à partir de la mesure expérimentale de la réponse vibratoire de la roue monobloc, étudiée dans la partie 3.4.1, sont représentés sur la Figure 3.19 en fonction de la fréquence. Les valeurs des facteurs d'amortissement mesurés sur une roue

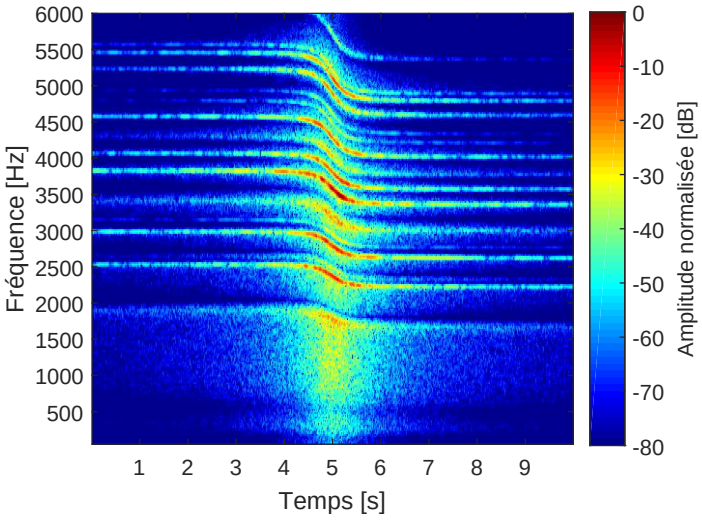


FIGURE 3.18: Spectrogramme du bruit de la roue monobloc au passage à 80 km/h pour un récepteur à 7.5 m de l'axe du rail. Module carré de la FFT sur 2048 points en utilisant une fenêtre de Hann avec un recouvrement de 50 % pour une fréquence d'échantillonnage de 44100 Hz.

monobloc fixe sont très faibles autour de 10^{-4}. Ceci explique le caractère très marqué des composantes tonales visibles sur la Figure 3.18. En cas de roulement, il a été démontré que le contact de la roue avec le rail induit un amortissement plus élevé de l'ordre de 10^{-3} [Thompson 2009].

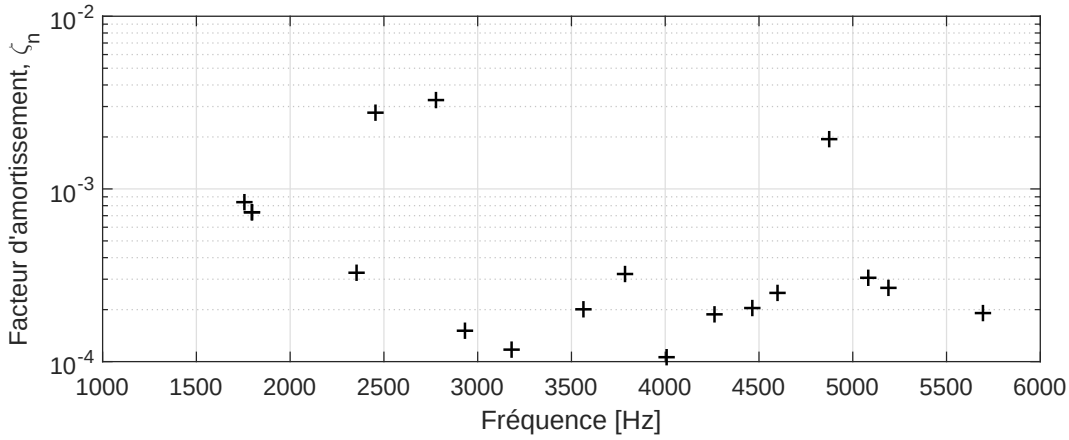


FIGURE 3.19: Valeurs des facteurs d'amortissement identifiés sur la roue monobloc à l'arrêt.

Le module de synthèse proposé pour la roue est capable de simuler l'émission acoustique de la roue pour différents facteurs d'amortissement à partir de l'Eq. (3.12). Pour tenir compte de cet effet, une étude est faite avec un amortissement plus élevé. Pour se rapprocher des valeurs données dans la littérature pour une roue en mouvement [Thompson 2009], un gain multiplicatif de 10 est appliqué sur les amortissements mesurés. La Figure 3.20 montre le spectre de puissance de la roue pour les deux cas d'amortissement. Le nouveau spectre, en bleu, est calculé à l'aide de l'Eq. (3.12) pour un amortissement 10 fois supérieur à l'amortissement mesuré. Le résultat montre ainsi un spectre à caractère modal plus amorti et des amplitudes plus faibles. On note que l'augmentation des facteurs d'amortissement de la roue engendre aussi une modification du

spectre de la force de contact lié à la mobilité verticale de la roue (cf. Eq. (3.2)).

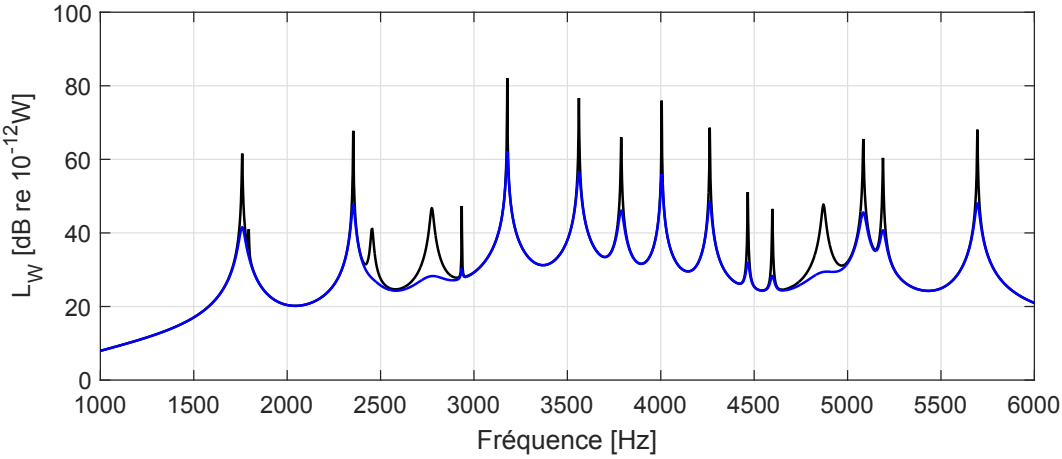


FIGURE 3.20: Niveaux de puissance acoustique d'une roue monobloc de diamètre 890 mm en réponse à une force unitaire appliquée sur sa bande de roulement ; amortissement mesuré à l'arrêt (—) ; 10 fois l'amortissement mesuré à l'arrêt (—).

Le spectrogramme du bruit émis par la roue au passage à 80 km est illustré sur la Figure 3.21 en utilisant les nouvelles valeurs d'amortissement. L'effet lié à l'augmentation de l'amortissement est visible sur le résultat de simulation et se traduit par des raies fréquentielles plus larges que celles calculées avec l'amortissement mesuré sur la roue à l'arrêt (cf. Figure 3.18). Le son synthétisé sonne moins artificiel.

Résumé sur le module de synthèse de la contribution de la roue

Le module de synthèse proposé pour générer l'émission acoustique de la roue a été présenté dans cette partie. Il consiste en un filtrage du signal de force de contact roue/rail par des filtres numériques qui représentent les résonances de la réponse acoustique de la roue pour une excitation unitaire. Pour déterminer les paramètres associés à chaque mode de résonance, une mesure vibratoire effectuée sur la roue est utilisée. Une analyse modale du champ vibratoire mesuré permet de déterminer les paramètres modaux associés. Le rayonnement acoustique est ensuite calculé à partir d'une modélisation de la roue par une plaque plane annulaire. Ceci a permis d'exprimer la réponse acoustique de la roue et la détermination des paramètres de chacune de ses résonances. Le résultat de simulation montre la conservation du caractère modal de la roue. Le son synthétisé présente un caractère tonal très marqué liés à l'utilisation de faibles facteurs d'amortissement, mesurés sur la roue à l'arrêt. Le module de synthèse étant capable de simuler le son pour différents amortissements, une deuxième simulation a utilisé des valeurs d'amortissement proches de celles mesurées sur une roue en mouvement. Il a été démontré qu'un amortissement supérieur permet de générer un son avec un caractère tonal moins marqué et donc un timbre moins artificiel. L'effet perceptif lié à l'amortissement de la roue sera de nouveau étudié à travers un test d'écoute, présenté dans le Chapitre 4

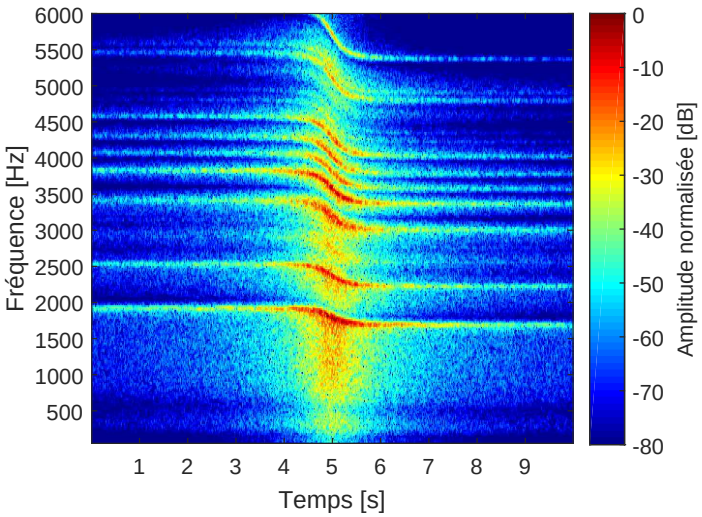


FIGURE 3.21: Spectrogramme du bruit de la roue monobloc au passage à 80 km/h pour un récepteur à 7.5 m de l'axe du rail ; utilisation de 10 fois l'amortissement mesuré. Module carré de la FFT sur 2048 points en utilisant une fenêtre de Hann avec un recouvrement de 50 % pour une fréquence d'échantillonnage de 44100 Hz.

3.5 Module de synthèse de la traverse et génération du bruit de roulement

Le bruit de roulement inclut les contributions du rail et de la roue, dont les modules de synthèse sont détaillés dans les parties 3.3 et 3.4, respectivement. Ce bruit englobe une troisième contribution liée à la traverse, importante en basse fréquence (cf. Figure 1.3). La traverse est un système amorti dont la composante relative se situe en basse fréquence en-dessous de 500 Hz. Dans cette gamme de fréquence, le caractère modal de l'excitation est négligeable (cf. Figure 3.4b). Ce caractère est lié aux modes de résonance de la roue qui n'apparaissent qu'en haute fréquence au-delà de 1500 Hz. Ceci justifie la possibilité de générer l'émission acoustique de la traverse à partir d'un bruit large bande filtré. Dans ce travail, la contribution de la traverse est modélisée par une source ponctuelle omnidirectionnelle, située au point de contact roue/rail. Le module de synthèse sonore associé utilise les niveaux d'émission provenant du modèle TWINS. Ces niveaux, donnés en bandes de tiers d'octave, correspondent à la réponse acoustique de la traverse pour une rugosité unitaire d'amplitude 1 μm. Ils dépendent du type de la traverse (béton ou bois) ainsi que sa géométrie (monobloc ou bi-bloc). L'étape suivante consiste à déterminer l'amplitude de la pression acoustique émise par la traverse en condition de roulement à une vitesse donnée. Cette amplitude se calcule à partir de la rugosité roue/rail pondérée par l'effet du filtre de contact qui vient moduler les niveaux provenant de TWINS. Le signal d'émission acoustique de la traverse donné en champ libre à 1 m de la source équivalente, $s_{traverse}(t)$, est généré en utilisant un bruit blanc filtré en bandes de tiers d'octave, de manière identique à la génération du signal de rugosité détaillé dans la partie 3.2. Le signal $s_{traverse}(t)$ s'écrit alors :

$$s_{traverse}(t) = \sum_{u=1}^{U} p_{\omega_u} \, . \, \xi_u(t) \tag{3.23}$$

où p_{ω_u} est l'amplitude efficace de la pression acoustique dans la bande de tiers d'octave u et $\xi_u(t)$ indique le signal normalisé en puissance du bruit blanc dans la même bande. Comme dans le cas du signal de rugosité, $U = 22$ bandes de tiers d'octave entre 50 et 6300 Hz sont utilisées. Le signal d'émission acoustique de la traverse, $s_{traverse}(t)$, est ensuite propagé jusqu'au point récepteur en tenant compte du retard de propagation, de l'atténuation géométrique et d'autres effets de propagation tels que l'atténuation dans l'air, l'effet de sol, etc. [Maillard 2009].

Les modules de synthèse sonore de la roue et du rail, complétés par le module de synthèse de la traverse permettent de générer le bruit global rayonné par le contact roue/rail, $s_{roulement}(t)$. Ce dernier est obtenu par la somme des émissions des trois structures (cf. Figure 3.1).

3.6 Conclusions

Ce chapitre décrit le modèle d'auralisation du bruit de roulement ferroviaire. Basée sur une approche physique, la méthode proposée modélise l'excitation du système roue/rail, induite par la rugosité présente sur les surfaces de roulement dans le domaine temporel. Les signaux des émissions acoustiques relatifs aux contributions du rail et de la roue sont obtenus par un filtrage du signal d'excitation par la réponse acoustique de chaque structure, calculée pour une excitation unitaire. Le module de synthèse du rail s'appuie sur un modèle étendu en représentant le rayonnement par une ligne de monopoles cohérents. Les résultats de synthèse montrent la conservation des caractéristiques spatiales du champ rayonné par le rail données notamment par son caractère étendu et son comportement directif dans les hautes fréquences. Caractérisée par des modes de résonance, l'émission acoustique de la roue est générée à travers la modélisation de l'ensemble des modes par des filtres résonateurs. Le timbre du bruit rayonné par la roue, marqué par la présence des composantes métalliques, est ainsi restitué. Enfin, la contribution de la traverse est synthétisée à partir des niveaux simulés par le modèle TWINS. Les modules développés vont permettre la synthèse du bruit de roulement d'un train. Il s'agit de générer et propager les émissions acoustiques des différents contacts entre les roues du train et le rail.
Le principal avantage du modèle d'auralisation proposé réside dans sa capacité à simuler le bruit de roulement pour un système roue/voie paramétrable. Cela permet par exemple la possibilité d'évaluer perceptivement l'influence des paramètres mécaniques de la voie ferrée sur le bruit rayonné.

Chapitre 4

Validation du modèle d'auralisation de roulement

Sommaire

4.1 Caractérisation expérimentale du bruit de roulement 76
4.2 Paramètres du modèle 77
4.3 Validation quantitative 79
4.4 Validation perceptive 80
4.4.1 Extraits sonores testés 80
4.4.2 Dispositif expérimental et déroulement du test 81
4.4.3 Participants 82
4.4.4 Résultats 82
4.4.4.1 Analyse du modèle d'auralisation 83
4.4.4.2 Comparaisons avec VAMPPASS 84
4.5 Conclusions 84

Les différents modules de synthèse qui constituent le modèle d'auralisation du bruit de roulement ont été présentés dans le Chapitre 3. Ce chapitre concerne la validation du modèle d'auralisation proposé. Pour ce faire, une campagne de mesures au passage d'un train de type AGC a été réalisée. L'étude présentée ici vise à évaluer le bruit simulé par rapport à la mesure pour ce qui est des niveaux sonores et de réalisme. La première partie décrit la campagne de mesures. La seconde partie concerne le paramétrage du modèle d'auralisation. La partie suivante propose une comparaison quantitative entre la simulation et la mesure. Enfin, les tests d'écoute réalisés pour évaluer la fidélité perceptive de la simulation par rapport à la mesure sont présentés et les résultats sont discutés.

4.1 Caractérisation expérimentale du bruit de roulement

Dans le but d'une validation du modèle d'auralisation du bruit de roulement, une campagne de mesures a été effectuée en août 2018 par l'Agence d'Essai Ferroviaire (AEF) de SNCF Mobilités. Les mesures ont été réalisées sur un train régional AGC (Autorail Grande Capacité) bi-mode de Bombardier (cf. Figure 4.1). Ce matériel est composé de quatre voitures et cinq bogies dont les deux aux extrémités sont moteurs. Ce train est capable de rouler en mode de traction diesel ou électrique d'où l'appellation bi-mode. Dans cette campagne, le bruit est caractérisé au passage du train à l'aide de quatre microphones placés en bord de voie selon la norme ISO 3095 [ISO-3095 2013]. Les microphones, de directivité omnidirectionnelle, sont situés à des distances de 7.5 m et 25 m de la voie et à des hauteurs de 1.2 m et 3.5 m au-dessus de la surface supérieure du rail. La Figure 4.1 illustre une mesure au passage à 7.5 m. Le bruit du train est caractérisé à son passage à des vitesses entre 30 et 100 km/h pour les deux modes de traction (diesel et électrique). La vitesse du train est évaluée à l'aide d'une antenne GPS embarquée. Pour chaque passage, la pression acoustique au cours du temps est mesurée. Les résultats discutés dans les parties suivantes ne concernent que les mesures prises à une hauteur de 1.2 m au-dessus du rail. Ils traitent le cas d'un passage du train à 80 km/h pour un fonctionnement en mode électrique. Pour cette configuration, le bruit de roulement est la principale source de bruit [Mellet 2006].

Figure 4.1: Mesure acoustique à 7.5 m au passage du train : les deux microphones sont placés à 1.2 m et 3.5 m au-dessus du rail.

La campagne d'essais inclut une mesure de la rugosité du rail selon la norme EN 15610 [EN-15610 2009]. Le taux de décroissance des ondes vibratoires dans le rail est également mesuré

selon la norme EN 15461 [EN-15461 2008]. Le taux mesuré est utilisé pour déterminer les paramètres mécaniques de la voie. Cette étape est décrite dans la partie suivante.

4.2 Paramètres du modèle

L'approche physique sur laquelle repose le modèle d'auralisation du bruit de roulement rend nécessaire la connaissance des paramètres mécaniques de la voie étudiée. Un exemple des paramètres mécaniques d'une voie ferrée est donné dans le tableau 2.1. Sur une voie en exploitation, des paramètres tels que les différentes masses ainsi que les caractéristiques du rail sont connus mais d'autres paramètres sont à déterminer. C'est le cas des raideurs de la semelle sous-rail et du ballast, et de leurs facteurs de pertes. Il a été démontré dans la partie 2.2.1.3 que ces paramètres agissent fortement sur le comportement dynamique du rail et donc sur le rayonnement. En pratique, il n'est pas possible de les mesurer directement. Une approche indirecte est par conséquent utilisée en se basant sur la mesure du taux de décroissance des ondes dans le rail. Les paramètres de la semelle et du ballast sont déterminés suite à un ajustement entre le taux de décroissance mesuré et celui simulé à l'aide du modèle de poutre de Timoshenko (cf. partie 2.2.1.2). Le taux de décroissance ajusté par rapport à la mesure est illustré sur la Figure 4.2. Les paramètres mécaniques déterminés par ajustement sont listés dans le tableau 4.1. Le taux de décroissance simulé montre un bon accord par rapport à la mesure jusqu'à 2000 Hz avec un écart inférieur à 2 dB. Pour cette gamme fréquentielle, le bruit de roulement est dominé par la contribution du rail (cf. Figure 1.3). Pour les fréquences supérieures à 2000 Hz, une différence remarquable est présente entre la simulation et la mesure. Cette différence est discutée dans les parties suivantes.

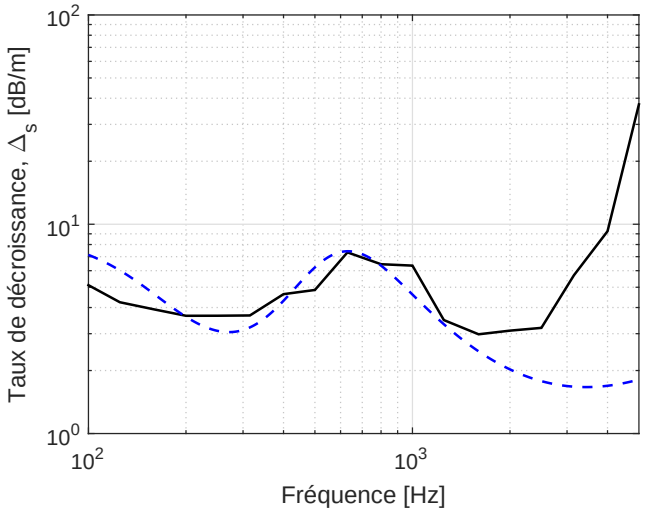


FIGURE 4.2: Ajustement du taux de décroissance simulé (– –) par rapport à la mesure (—).

Notons qu'un facteur de pertes égal à 1.35 est utilisé pour la semelle sous-rail (cf. tableau 4.1). Cette valeur semble très élevée par rapport aux valeurs données dans la littérature pour des voies ferrées classiques où ce facteur varie entre 0.1 et 0.5 [Squicciarini 2012]. D'autre part, le taux de décroissance mesuré paraît être sur-estimé en haute fréquence, avec des atténuations de l'ordre de 40 dB/m autour de 5000 Hz. Des mesures précédentes effectuées sur des voies conventionnelles montrent une atténuation entre 0.5 et 2 dB/m en haute fréquence [Jones 2003]. Les atténuations

Rail			
Masse par unité de longueur	M_r	50.9	[kg/m]
Module d'élasticité	E	2.1×10^{11}	[N/m^2]
Moment d'inertie	I	2.017×10^{-5}	[m^4]
Coefficient de Poisson	ν	0.3	
Module de cisaillement	$G = E/(2+2\nu)$	0.8×10^{11}	[N/m^2]
Masse volumique	ρ	7850	[kg/m^3]
Coefficient de pertes internes	η_r	0.02	
Coefficient de cisaillement	κ	2.4	
Support			
Masse d'une demi-traverse	m_t	36.4	[kg]
Distance inter-traverse	a_t	0.6	[m]
Raideur de la semelle	s_p	210×10^6	[N/m]
Facteur de pertes dans la semelle	η_p	**1.35**	
Raideur du ballast	s_b	25×10^6	[N/m]
Facteur de pertes dans le ballast	η_b	2	

TABLE 4.1: Paramètres mécaniques de la voie étudiée. Les paramètres de la semelle et du ballast sont obtenus à partir d'un ajustement du taux de décroissance dans le rail.

données par la mesure sont ainsi très prononcées pour ces fréquences. À cela s'ajoute la valeur très élevée du facteur de pertes dans la semelle utilisée pour se rapprocher de la mesure. Ces incohérences remettent en question la précision de la mesure du taux de décroissance et ainsi les paramètres mécaniques obtenus.

Face à cette incertitude concernant la mesure du taux de décroissance, deux jeux de paramètres sont considérés dans la suite pour la voie : les paramètres du tableau 4.1 identifiés à partir de la mesure du taux de décroissance et des paramètres trouvés dans la littérature pour une voie similaire. Cette seconde option est envisagée dans la mesure où le taux de décroissance mesuré s'est avéré trop différent des taux rencontrés habituellement sur ce type de voie. On reviendra en détails sur les valeurs choisies pour ce deuxième paramétrage lors de l'étude quantitative présentée dans la partie 4.3.

La rugosité des roues n'ayant pu être mesurée lors des essais, un spectre représentatif d'une roue freinée par disque est utilisé à partir de CNOSSOS-EU [CNOSSOS-EU 2015]. Les paramètres modaux des roues utilisés dans les simulations correspondent à la roue monobloc dont la réponse acoustique est étudiée dans la partie 3.4.2. Cette roue est similaire à celle de l'AGC utilisée pour les essais. Les effets de propagation liés à l'atténuation dans l'air et l'effet du sol sont pris en compte selon le modèle CNOSSOS-EU. Un bruit de fond a été enregistré sur le site de mesure, il viendra s'ajouter aux signaux simulés. Enfin, il faut souligner que la simulation considère un seul contact roue/rail par essieu. Ce contact est associé au roulement de la roue sur le rail le plus proche. Le bruit rayonné par le roulement sur le rail le plus loin est supposé atténué par la caisse du train et noyé dans le bruit engendré par le roulement sur le premier rail.

4.3 Validation quantitative

Dans un premier temps, le modèle d'auralisation est validé en termes de niveau de pression acoustique au passage. Ce paramètre constitue un facteur déterminant dans l'évaluation de la gêne occasionnée par le bruit ferroviaire. La Figure 4.3 représente une comparaison entre les niveaux de pression acoustique pondérés A, L_{AFeq}, calculés pour des fenêtres de longueur 125 ms, de la simulation et de la mesure à 7.5 m au passage du train à 80 km/h. La première partie de cette étude s'intéresse au niveau tracé en ligne bleue discontinue, simulé en utilisant les paramètres du tableau 4.1. Ces paramètres découlent de la mesure du taux de décroissance tel que détaillé dans la partie précédente. Le niveau de pression simulé au cours du temps

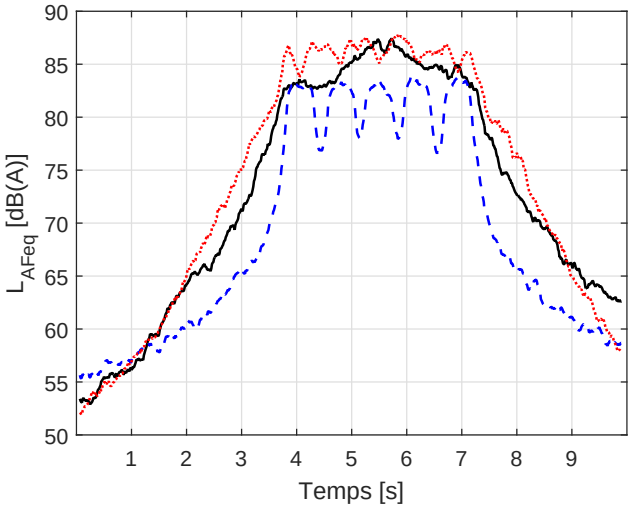


FIGURE 4.3: Évolution du niveau de pression, pondéré A, à 7.5 m au passage à 80 km/h : (—) mesure, $L_{Aeq} = 80.4$ dB(A) ; (−−) simulation en utilisant les paramètres du tableau 4.1, $L_{Aeq} = 77.9$ dB(A) ; (...) simulation en utilisant les paramètres d'une voie à support souple, $L_{Aeq} = 82.2$ dB(A). Ces simulations utilisent un modèle de points sources du rail défini par $\{L_\omega = 60/\Delta_s,\ \Delta x_\omega = \min(\lambda_{air}, \lambda_s)/5\}$ et un amortissement mesuré sur la roue à l'arrêt.

présente cinq fluctuations significatives qui correspondent au passage des cinq bogies du train. Cet aspect est cohérent avec le taux de décroissance élevé associé à ce jeu de paramètres pour la plupart des fréquences (cf. Figure 4.2). Il en résulte des ondes vibratoires fortement atténuées. Le rayonnement du rail est par conséquent localisé au voisinage des contacts avec les roues. Ceci entraîne une forte diminution du niveau de pression rayonné par le rail entre le passage des bogies. La mesure ne présente pas ce comportement ce qui tend à confirmer la surestimation du taux de décroissance mesuré. Dans ce cas, le niveau de pression équivalent, pondéré A, simulé au passage du train de la simulation est 2.5 dB en-dessous de la mesure.

Afin de se rapprocher de la mesure, un second jeu de paramètres est testé. Ce paramétrage est déterminé à partir des valeurs données dans [Squicciarini 2012]. Il correspond à un support souple et se caractérise par des paramètres de semelle et de ballast donnés respectivement par $s_p = 100 \times 10^6$ N/m, $\eta_p = 0.2$ et $s_b = 25 \times 10^6$ N/m, $\eta_b = 0.5$. Dans ce cas, l'atténuation des ondes vibratoires dans le rail est faible pour la plupart des fréquences. Le rail s'apparente à une source étendue et son rayonnement s'étale sur une grande distance pour une large plage fréquentielle.

Le niveau de pression associé à ce deuxième jeu de paramètre est tracé sur la Figure 4.3 en ligne rouge pointillée. Compte tenu du comportement étendu du rail dans ce cas, le niveau de pression rayonné décroît lentement en s'éloignant du point d'excitation. Les fluctuations liées au passage des bogies sont par conséquent moins prononcées et le niveau simulé montre un bon accord avec le niveau mesuré. La différence entre la simulation et la mesure quant au niveau de pression équivalent, pondéré A, au passage du train est inférieure à 2 dB.

4.4 Validation perceptive

L'objectif de la thèse est de développer des modèles qui rendent possible l'évaluation des environnements sonores aux abords des infrastructures ferroviaires. Dans ce contexte, il est indispensable d'évaluer perceptivement la représentativité du modèle d'auralisation proposé par rapport à la mesure. L'étude quantitative présentée dans la partie précédente est complétée par une étude perceptive détaillée dans cette partie. Pour ce faire, un test d'écoute est mis en place. L'objectif est de comparer le réalisme des échantillons sonores simulés avec ceux mesurés. Cette comparaison concerne le bruit au passage du train à 80 km/h à des distances de 7.5 m et 25 m de la voie et pour une hauteur de 1.2 m au-dessus du rail. Nous avons vu dans le Chapitre 3 que coller au modèle physique d'auralisation peut poser quelques problèmes liés à l'amortissement incertain pour la roue en mouvement et au nombre élevé de sources du modèle du rail. Au-delà de l'évaluation de la représentativité des sons simulés, ce test perceptif cherche aussi à déterminer le meilleur rapport complexité/réalisme. Plusieurs simulations sont générées et comparées par rapport à la mesure. Les simulations utilisent différentes configurations de modèles de la roue et du rail. Les deux jeux de paramètres introduits dans les parties précédentes sont également comparés. Le test d'écoute inclut aussi une synthèse réalisée à l'aide de VAMPPASS dont le principe est présenté dans la partie 1.9. Ce test est réalisé dans les locaux de la direction Innovation & Recherche de SNCF sous la direction de Guillaume Lemaitre.

4.4.1 Extraits sonores testés

Plusieurs configurations de modèles du rail et de la roue sont testées pour les deux distances : 7.5 m et 25 m de la voie. Les deux premières configurations du modèle du rail correspondent à deux distributions du modèle de points sources du rail définies par : $\{L_\omega = 60/\Delta_s$, $\Delta x_\omega = \min(\lambda_{air}, \lambda_s)/5\}$ et $\{L_\omega = 5/\Delta_s$, $\Delta x_\omega = \min(\lambda_{air}, \lambda_s)/2\}$, respectivement (cf. Eq. 2.8 et Eq. 2.9). Le choix de ces deux configurations doit permettre d'étudier l'impact de la simplification du modèle de points sources du rail sur le réalisme perçu. Une troisième configuration utilise le modèle à une source unique de directivité celle de CNOSSOS-EU introduite dans la partie 3.3.2. L'ensemble de ces trois configurations utilise le jeu de paramètres, donné dans le tableau 4.1, obtenus à partir de la mesure du taux de décroissance comme le décrit la partie 4.2. Une quatrième configuration du modèle du rail est introduite en utilisant le deuxième jeu de paramètres pour la voie et la distribution du modèle de points sources du rail donnée par $\{L_\omega = 60/\Delta_s$, $\Delta x_\omega = \min(\lambda_{air}, \lambda_s)/5\}$. L'utilisation de cette configuration vise à évaluer le réalisme associé à ce jeu de paramètres qui correspond à une voie à support souple tel qu'évoqué lors de l'étude quantitative. Les configurations du modèle de la roue sont définies par trois facteurs d'amortissement qui correspondent aux valeurs mesurées sur la roue monobloc fixe (cf. Figure 3.19) et ces mêmes valeurs multipliées par 10 et 20, respectivement. Ces configurations vont permettre l'étude de l'impact de l'amortissement de la roue sur le réalisme sonore. Enfin, le test inclut les séquences sonores générées par le modèle VAMPPASS au passage du

train pour les deux distances, à 7.5 m et 25 m de la voie. Un nombre total de 13 séquences simulées par distance est ainsi testé. Tous les échantillons sonores ont une durée de 10 secondes, échantillonnés à 44100 Hz avec une résolution de 32 bits et sont égalisés en niveau équivalent pondéré A par rapport à la mesure. Les échantillons sonores testés pour une distance de 7.5 m de la voie sont disponibles en Annexe C.

4.4.2 Dispositif expérimental et déroulement du test

L'interface expérimentale du test, illustrée sur la Figure 4.4, est développée sous Pure Data 0.49 fonctionnant sur un ordinateur portable Hewlett-Packard Elite Pro avec Windows 7. Les sons étaient joués en mono via un convertisseur et un amplificateur numérique-analogique Fiio E7 et écoutés sur un casque BeyerDynamic DT770 pro.

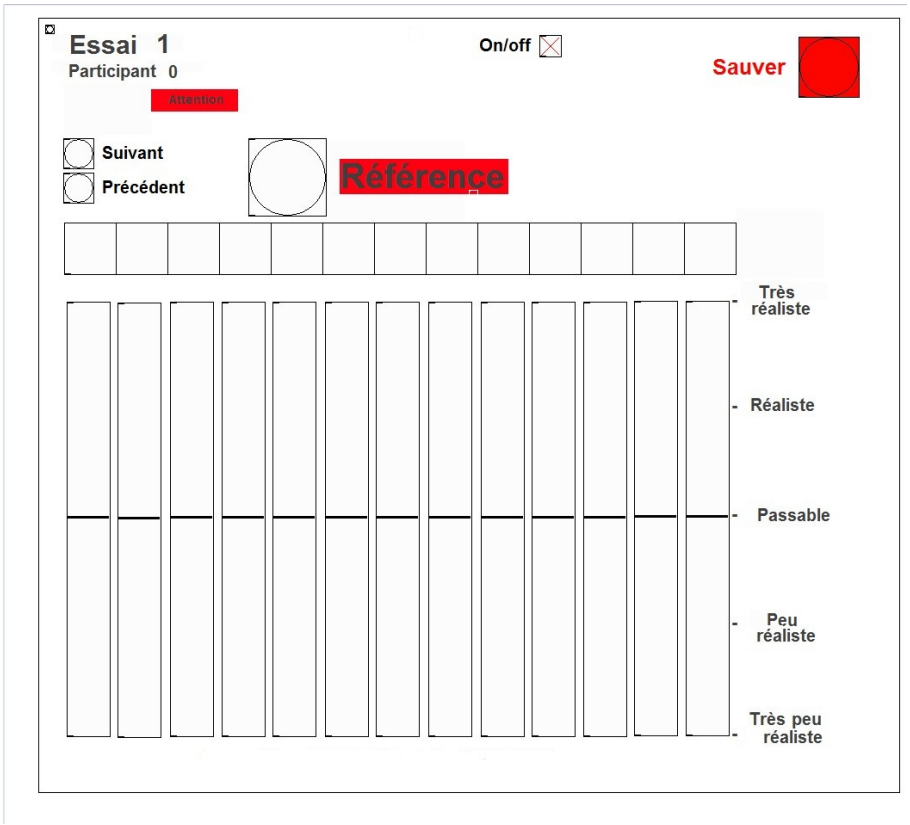


FIGURE 4.4: Interface du test d'écoute.

L'interface, représentée sur la Figure 4.4, correspond à l'évaluation des sons à une seule distance de la voie (7.5 m ou 25 m). Les participants sont invités à juger le réalisme des 13 simulations par rapport à l'enregistrement (cf. Son-00 en Annexe C pour une distance de 7.5 m). Ce dernier peut être joué en cliquant sur le bouton "Référence". Les stimuli (*i.e.* échantillons sonores testés) sont présentés dans un ordre aléatoire d'un participant à l'autre. Le participant sélectionne chacune des 13 séquences à évaluer via un sélecteur horizontal (cf. Figure 4.4). L'évaluation du réalisme se fait en déplaçant un curseur vertical le long d'une échelle continue présentant 5 descripteurs verbaux équidistants : "Très peu réaliste", "Peu réaliste", "Passable", "Réaliste" et "Très réaliste".

Il est important de noter que les participants peuvent passer d'un extrait sonore à l'autre

afin de faciliter la comparaison directe des différents stimuli. Les séquences sonores sont synchronisées. En passant d'une séquence à l'autre, cela se fait au même instant de passage du train. Les extraits sonores joués sont bouclés. Cette méthode est comparable à celle adoptée dans [Lemaitre 2015]. L'essai à une distance, composé d'un enregistrement et 13 stimuli, est répété deux fois ce qui donne un total de 52 évaluations par participant (13 stimuli × 2 distances × 2 répétitions). Le test complet dure environ 30 minutes. Enfin, notons que les niveaux sonores réels ont subi une diminution de quelques dB afin de ne pas fatiguer auditivement les participants.

4.4.3 Participants

Vingt participants (17 hommes et 3 femmes), âgés de 21 à 53 ans avec une moyenne de 32.7 ans, se sont portés volontaires. Tous les participants sont employés de la direction Innovation & Recherche de SNCF. Ils disposent par conséquent d'une certaine connaissance sur le bruit ferroviaire. Aucun des participants n'a signalé avoir des problèmes auditifs.

4.4.4 Résultats

Les scores moyens associés au réalisme des différentes configurations testées sont représentés sur la Figure 4.5. Les évaluations des participants sont analysées via une analyse de variance à mesures répétées (ANOVA). Cette analyse statistique permet d'étudier l'influence et la significativité des paramètres des modèles de la roue et du rail sur les résultats de réalisme.

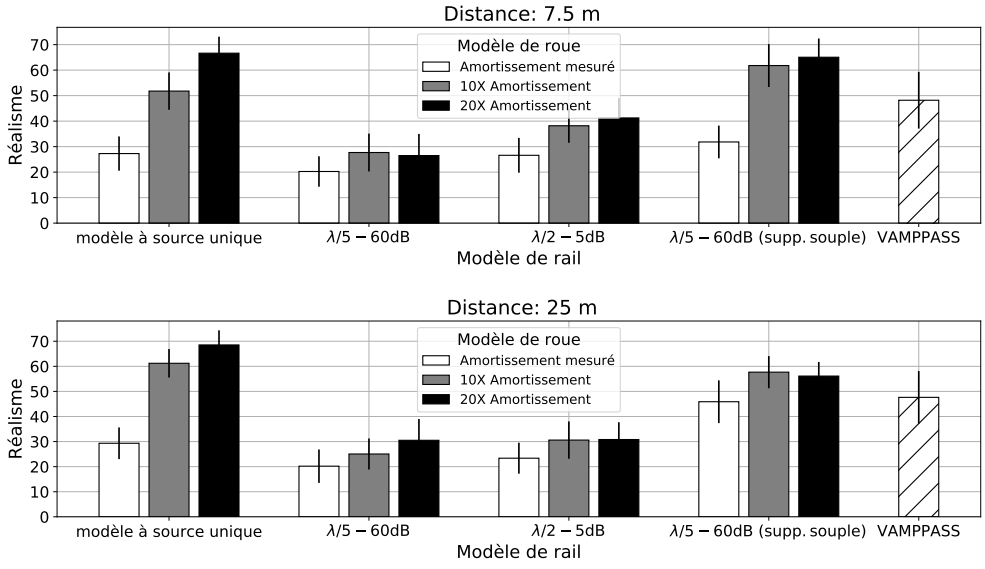


FIGURE 4.5: Résultats du test d'évaluation du réalisme sonore du bruit de roulement simulé à 7.5 m et 25 m de la voie au passage du train à 80 km/h. Les scores varient entre 0 ("Très peu réaliste") et 100 ("Très réaliste"). Ils sont moyennés sur tous les participants et les deux répétitions. Les barres verticales représentent l'intervalle de confiance à 95% de la valeur moyenne.

4.4.4.1 Analyse du modèle d'auralisation

Une analyse ANOVA est effectuée sur les scores des 12 configurations du modèle d'auralisation. Cette analyse utilise comme facteurs expérimentaux les deux distances (7.5 m et 25 m), les quatre configurations du modèle du rail, les trois configurations du modèle de la roue et les deux répétitions. L'analyse des résultats de réalisme via une analyse ANOVA permet d'étudier la significativité statistique de l'effet potentiel de ces différents facteurs sur les scores de réalisme. Les facteurs ayant des valeurs de probabilité p inférieures au seuil de signification, fixé à 0.01, ont un effet significatif sur les scores de réalisme. La grandeur F est donnée par le rapport entre la variabilité inter et intra-groupes. Elle permet d'examiner l'existence d'une différence significative entre les groupes.
L'effet lié aux deux répétitions n'est pas significatif ($F(1,19)=0.80$, $p=0.38$). Par conséquent, les scores attribués pour les deux répétitions ne sont pas significativement différents. L'effet lié à la distance n'est pas significatif non plus. Les données issues des deux répétitions et des deux distances sont alors regroupées dans l'analyse des réponses. Cette analyse permet de mettre en évidence les points suivants :

— Un impact statistiquement significatif du modèle de roue sur les scores de réalisme ($F(2,38) = 47.3$, $p<0.01$), le réalisme étant conditionné par le facteur d'amortissement du modèle de roue. En effet, un facteur d'amortissement supérieur à celui mesuré sur une roue fixe conduit à un réalisme plus important (cf. Figure 4.5). Des tests post-hoc dits de Tukey [Ott 2015] sont utilisés pour déterminer les différences significatives entre les différentes valeurs d'amortissement utilisées. Ces tests démontrent que le réalisme attribué à l'amortissement mesuré sur une roue fixe est significativement différent du réalisme des séquences sonores simulées avec des valeurs d'amortissement 10 fois et 20 fois supérieures à celles mesurées ($p<0.01$). Cependant, les scores associés aux valeurs d'amortissement 10 fois et 20 fois supérieures ne sont pas significativement différents entre eux ($p=0.02$). Les participants jugent que les extraits sonores sont plus réalistes lorsque les facteurs d'amortissement utilisés sont supérieurs à ceux mesurés. Cet effet est attendu étant donné que les facteurs d'amortissement mesurés sur la roue fixe sous estiment les valeurs réelles constatées sur une roue en mouvement. Le son synthétisé se caractérise par des composantes tonales très marquées que les participants jugent artificielles (cf. Figure 3.18). Des facteurs d'amortissement de 10 et 20 fois l'amortissement mesuré sur une roue fixe semblent correspondre à l'amortissement en situation de roulement, conduisant à une amélioration du réalisme.

— Un impact statistiquement significatif du modèle du rail sur les scores du réalisme ($F(3,57) = 55.0$, $p<0.01$). Des tests post-hoc démontrent que les scores attribués aux différentes configurations du modèle du rail sont significativement différents entre eux ($p<0.01$), à l'exception des deux modèles à une source unique et à support souple dont les scores attribués ne sont pas significativement différents ($p=0.54$). Les participants jugent ces deux configurations comme les plus réalistes (cf. Figure 4.5). On conclut que le réalisme est affecté par les fluctuations du niveau sonore associées aux configurations du modèle du rail dont les paramètres de la voie découlent de la mesure du taux de décroissance. Le modèle à une source unique, utilisant ces paramètres, améliore le réalisme dans la mesure où les fluctuations générées sont lissées par l'utilisation de la directivité du modèle CNOSSOS-EU. Le modèle multi-sources du rail offre également un réalisme élevé mais uniquement pour les paramètres de voie à support souple, pour lequel les fluctuations de niveau sonore sont moins importantes (cf. Figure 4.3).

Un autre point peut être identifié à partir des résultats illustrés sur la Figure 4.5. Il concerne la possibilité de simplifier le modèle de points sources monopolaires du rail sans impacter significativement le résultat de synthèse. Ceci est visible sur les scores attribués à 25 m pour les deux configurations du modèle du rail donnés par $\{L_\omega = 60/\Delta_s,\ \Delta x_\omega = \min(\lambda_{air}, \lambda_s)/5\}$ et $\{L_\omega = 5/\Delta_s,\ \Delta x_\omega = \min(\lambda_{air}, \lambda_s)/2\}$ en utilisant les paramètres du tableau 4.1. Le nombre de sources utilisées pour le modèle dégradé est égal à 1/30 de celui du modèle de référence illustré sur la Figure 2.15a. En très basse fréquence, le rail est ainsi représenté par un seul monopole. La possibilité de simplification du modèle du rail n'est pas prouvée statistiquement.

4.4.4.2 Comparaisons avec VAMPPASS

Les résultats de réalisme des 12 séquences simulées par le modèle d'auralisation sont maintenant comparés à la simulation VAMPPASS. Pour ce faire, une série de test-t de Student [Ott 2015] est réalisée pour comparer chacune des 12 simulations avec la simulation VAMPPASS. La correction de Bonferroni est adoptée pour ajuster la valeur du seuil de signification en tenant compte des 12 comparaisons à effectuer [Ott 2015]. Les seules configurations significativement différentes du modèle VAMPPASS (cf. Son-13 en Annexe C pour une distance de 7.5 m), évalué avec un score moyen de 47.9, sont :

— la configuration associée au modèle du rail $\{L_\omega = 5/\Delta_s,\ \Delta x_\omega = \min(\lambda_{air}, \lambda_s)/2\}$ en utilisant les paramètres du tableau 4.1 et un modèle de roue donné par l'amortissement mesuré (score moyen = 20.2) ;

— la configuration associée au modèle du rail $\{L_\omega = 60/\Delta_s,\ \Delta x_\omega = \min(\lambda_{air}, \lambda_s)/5\}$ en utilisant les paramètres du tableau 4.1 et un modèle de roue donné par l'amortissement mesuré (score moyen = 25.0) ;

— la configuration associée au modèle du rail à une source unique en utilisant les paramètres du tableau 4.1 et un modèle de roue donné par 20 fois l'amortissement mesuré (score moyen = 67.6).

La seule simulation qui se révèle nettement meilleure que la simulation VAMPPASS correspond donc au modèle du rail à une source unique en utilisant les paramètres du tableau 4.1 et un modèle de roue donné par 20 fois l'amortissement mesuré (cf. Son-03 en Annexe C pour une distance de 7.5 m). Le score moyen de réalisme attribué à cette simulation est de 67.6. Adoptant le même modèle à une source unique pour représenter la contribution du rail, la principale différence entre ces deux simulations réside dans le signal d'excitation. Ce résultat met l'accent sur l'amélioration du réalisme sonore grâce à l'utilisation du modèle d'excitation temporel décrit dans la partie 3.2. Contrairement à VAMPPASS, ce modèle prend en compte l'interaction entre le rail et la roue. Il est à noter qu'à 7.5 m de la voie, le réalisme induit par le modèle multi-sources du rail en utilisant un support souple et pour un amortissement 20 fois supérieur à celui mesuré (cf. Son-12 en Annexe C), est équivalent à la configuration dont le réalisme a été trouvé significativement meilleur que la simulation VAMPPASS (cf. Figure 4.5). Ceci met en avant un réalisme élevé engendré par le modèle multi-sources quand il s'agit d'utiliser des paramètres mécaniques conventionnels.

4.5 Conclusions

Le modèle d'auralisation du bruit de roulement proposé dans le cadre de cette thèse est évalué quantitativement et perceptivement. Les travaux présentés dans ce chapitre concernent une

comparaison de la simulation avec la mesure au passage d'un train à 80 km/h. Dans un premier temps, des paramètres mécaniques obtenus à partir d'une mesure du taux de décroissance des ondes vibratoires dans le rail sont utilisés pour simuler le bruit au passage. La différence entre le niveau de pression équivalent, pondéré A, simulé en utilisant ces paramètres et le niveau mesuré est d'environ 2.5 dB(A). Cependant, l'aspect temporel du niveau de pression associé au passage des bogies du train n'est pas bien estimé. L'utilisation d'un deuxième jeu de paramètres qui correspond à une voie à support souple permet une bonne adéquation entre les niveaux simulé et mesuré. L'écart entre les niveaux sonores équivalents, pondérés A, est inférieur à 2 dB(A). Des tests d'écoute sont aussi menés pour évaluer la fidélité perçue des sons simulés par rapport à la mesure. Les résultats montrent que le réalisme sonore de la simulation est influencé par les configurations des modèles de synthèse de la roue et du rail. D'une part, le facteur d'amortissement de la roue joue un rôle important : l'augmentation de l'amortissement mesuré sur une roue fixe affaiblit les composantes tonales ce qui contribue à l'amélioration du réalisme. D'autre part, l'étude perceptive révèle une dépendance entre le modèle du rail et le réalisme perçu. La représentation du rail par une source ponctuelle directive engendre un réalisme élevé. Statistiquement, le réalisme obtenu est nettement meilleur qu'une simulation à l'aide du modèle VAMPPASS. De plus, il est montré que le réalisme attribué au modèle multi-sources est amélioré par l'utilisation des paramètres d'une voie à support souple. Les paramètres mécaniques de la voie sont ainsi déterminants dans les propriétés du son généré. Cela met en avant l'intérêt d'un modèle physique pour auraliser le bruit de roulement ferroviaire.
Les résultats de cette validation ne permettent pas de tirer des conclusions pertinentes sur la possibilité de simplifier le modèle de points sources du rail sans impacter la qualité du rendu sonore. Les configurations proposées pour étudier cet effet utilisent des paramètres mécaniques de voie qui découlent de la mesure du taux de décroissance. Le taux mesuré n'étant pas fiable, l'utilisation de ces paramètres engendrent des fluctuations au passage des bogies du train. Le réalisme sonore est affecté par la présence de ces fluctuations et les scores attribués sont faibles. Une autre étude devra être menée sur le sujet à partir de nouvelles mesures du taux de décroissance.

Chapitre 5

Auralisation du bruit des équipements

Sommaire

5.1 Sources de bruit sur le train en essai . . . 88
5.2 Caractérisation acoustique des équipements . . . 91
5.3 Configurations mesurées . . . 92
5.4 Analyse des signaux mesurés . . . 93
5.4.1 Analyse quantitative des sources . . . 93
5.4.2 Analyse fréquentielle des sources . . . 95
5.4.2.1 Powerpack . . . 95
5.4.2.2 Sources de bruit en traction électrique . . . 96
5.4.3 Analyse avancée des signaux . . . 100
5.5 Synthèse granulaire synchrone . . . 101
5.5.1 Principe de la synthèse granulaire synchrone . . . 102
5.5.2 Suivi de la fréquence fondamentale . . . 103
5.5.3 Extraction des grains . . . 104
5.5.3.1 Marqueurs d'extraction . . . 104
5.5.3.2 Fenêtrage des grains et extraction . . . 105
5.5.4 Sélection et concaténation des grains . . . 106
5.6 Synthèse sonore des équipements du train . . . 107
5.6.1 Application de l'algorithme original . . . 107
5.6.2 Prise en compte des non-stationnarités . . . 109
5.6.2.1 Linéarisation de la fréquence fondamentale . . . 109
5.6.2.2 Nombre aléatoire de périodes par grain . . . 110
5.6.2.3 Extraction d'un grain unique et pré-concaténation . . . 110
5.7 Conclusions . . . 113

En milieu urbain, l'émission sonore ferroviaire provient du contact roue/rail et des équipements du train. En effet, les contributions liées aux équipements sont importantes pour des faibles vitesses de circulation, inférieures à 50 km/h. Après avoir présenté le modèle d'auralisation du bruit de roulement dans le Chapitre 3, ce chapitre concerne l'auralisation du bruit des équipements. Les mécanismes à l'origine des bruits des équipements d'un train sont multiples et complexes. L'auralisation de ces sources est faite à partir des mesures acoustiques réalisées sur un train de type AGC. Les parties suivantes sont consacrées à rappeler les différentes sources de bruit associées aux équipements du train en essai. Les mesures acoustiques dédiées à la caractérisation des équipements sont décrites. Ce chapitre introduit par la suite la méthode de synthèse employée pour l'auralisation du bruit des équipements. Les résultats de synthèse et des comparaisons avec la mesure sont enfin présentés.

5.1 Sources de bruit sur le train en essai

Dans le cadre de cette thèse, une deuxième campagne de mesures a été réalisée en août 2018 par l'Agence d'Essai Ferroviaire (AEF) de SNCF Mobilités. Cette campagne s'est basée sur un cahier des charges proposé dans le cadre de la thèse afin de permettre la caractérisation acoustique des différents équipements du matériel ferroviaire. Les mesures ont concerné les équipements d'un train TER de type AGC. Il s'agit du même matériel ferroviaire utilisé pendant la mesure au passage, détaillée dans le Chapitre 4. Ce matériel, représenté sur la Figure 5.1, est composé de quatre voitures et cinq bogies, les deux aux extrémité étant moteurs. Il peut fonctionner selon deux modes de traction, diesel ou électrique. Les données issues de cette campagne sont utilisées pour l'auralisation du bruit des équipements.

FIGURE 5.1: Photographie du train en essai.

Pour pouvoir spécifier les émissions acoustiques des équipements, un premier travail a été consacré à l'identification de l'ensemble des équipements présents sur le train étudié. La Figure 5.2 recense les différents équipements et schématise leur répartition sur le train. Sur cette Figure, toutes les cotes sont données en mètres. On observe que le train intègre plusieurs équipements répartis sur ses voitures d'une manière redondante. Les sources de bruit associées

dépendent du mode de traction du train. Lors d'une traction en mode électrique, les sources de bruit sont :

— le moteur électrique de traction et son ventilateur de refroidissement ;

— le groupe de climatisation composé d'un condenseur, un compresseur et un évaporateur ;

— le compresseur d'air et sa purge.

En mode de traction diesel, le Powerpack s'ajoute à l'ensemble des sources mentionnées auparavant pour une traction électrique. Il permet d'alimenter en courant continu la chaîne de traction. Le Powerpack se compose du moteur diesel et son échappement ainsi que la génératrice électrique qui est reliée au moteur électrique de traction. Le moteur diesel dispose de son propre groupe de refroidissement. Hormis le moteur électrique de traction et le moteur diesel qui sont placés au niveau des bogies moteurs, tous les équipements y compris le groupe de refroidissement du moteur diesel sont disposés en toiture du train.

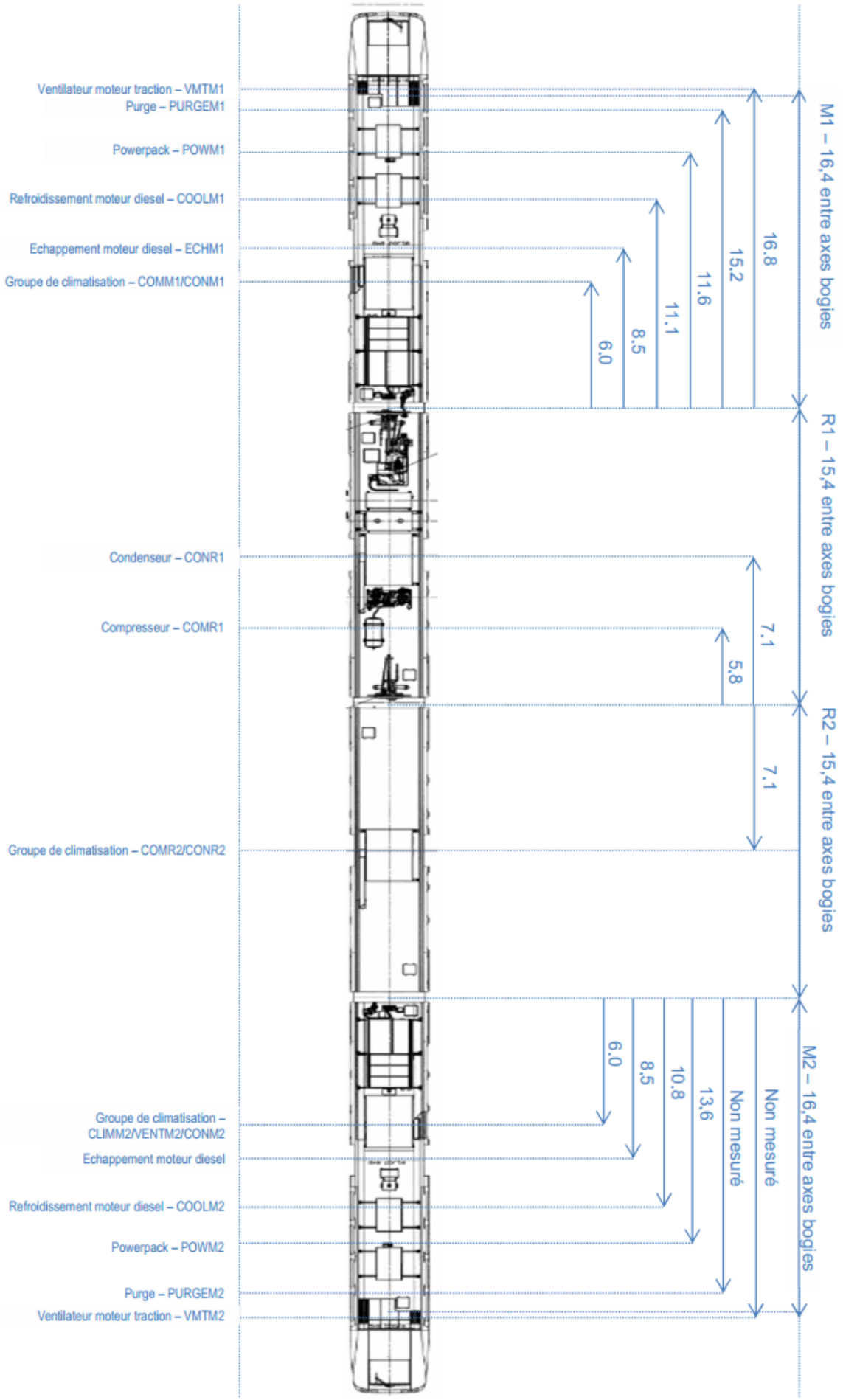


FIGURE 5.2: Schéma de l'emplacement des équipements sur le train étudié.

5.2 Caractérisation acoustique des équipements

Les équipements présents sur un train sont nombreux et chacun dispose de plusieurs régimes de fonctionnement qui sont généralement par paliers. Ces équipements adaptent leurs régimes de fonctionnement en fonction de :

— la vitesse du train ;

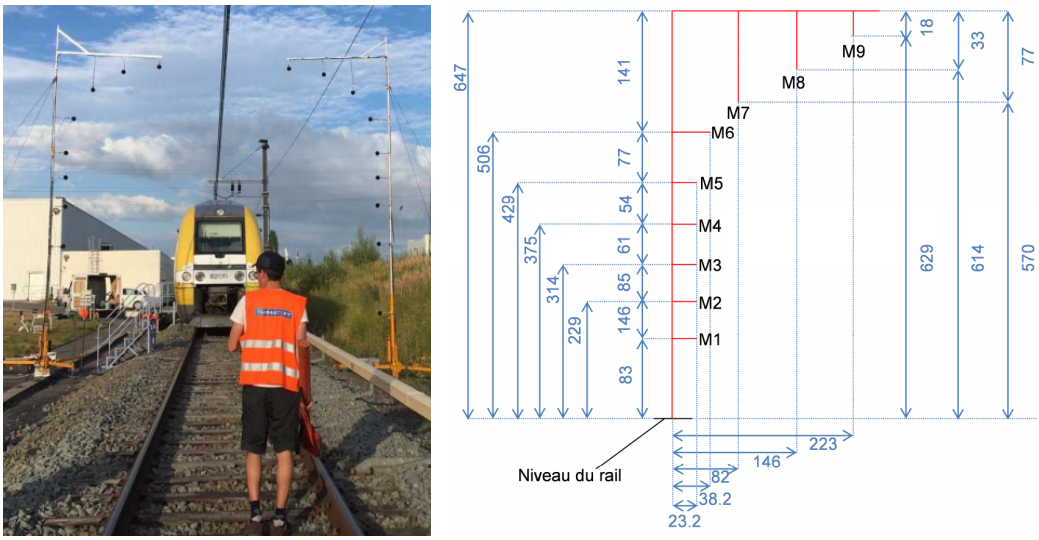
— la température extérieure (pour les groupes de climatisation et de refroidissement) ;

— le mode de traction (électrique ou diesel) ;

— la condition d'exploitation du train (démarrage, freinage, etc.).

Les caractéristiques du bruit engendré par ces sources dépendent ainsi de plusieurs paramètres. Sur un train en exploitation, il est difficile de contrôler les régimes de fonctionnement des équipements. D'autre part, il apparaît compliqué de remonter à une caractérisation précise d'un équipement donné à partir d'une mesure globale réalisée sur toutes les sources. Dans cette étude, on propose de caractériser individuellement les différents équipements pour l'ensemble des régimes. Il s'agit de forcer le fonctionnement de chaque équipement selon les régimes possibles et réaliser plusieurs mesures de manière à balayer les différents régimes. Le forçage des équipements et les mesures sont réalisés train à l'arrêt (*i.e.* à poste fixe).

Le dispositif de mesure, visible sur la Figure 5.3a, consiste en deux portiques symétriques dont chacun est équipé de 9 microphones. La Figure 5.3b présente la répartition géométrique des microphones sur le portique.



(a) (b)

FIGURE 5.3: Caractérisation acoustique des équipements du train : (a) Dispositif de mesure ; (b) Schéma et cotes en centimètres d'un portique de mesure équipé de 9 microphones de M1 à M9.

Les points de mesure sont placés à environ 2 m autour de la caisse du train pour permettre une caractérisation en champ proche des équipements. Ils sont au nombre de 18 et numérotés de M1 à M18. Le train d'essai est déplacé à plusieurs reprises de manière à centrer chaque équipement à la verticale des deux portiques pour sa caractérisation. Pour chaque configuration,

la signature temporelle de l'équipement étudié est enregistrée pendant 30 secondes avec une fréquence d'échantillonnage fixée à 65536 Hz. Les signaux sonores obtenus seront utilisés pour caractériser et synthétiser les émissions acoustiques des équipements.

5.3 Configurations mesurées

Les différentes configurations mesurées ont été définies suite à une étude sur le fonctionnement de l'ensemble des équipements. Cette étude a permis d'identifier les régimes de fonctionnement de chaque équipement. Les mesures étant réalisées à l'arrêt, le moteur électrique de traction n'a pas pu être caractérisé. Ce moteur entraîne la rotation des roues des bogies moteurs. Sa caractérisation n'est donc possible qu'en condition de roulement de train. Cependant, une étude précédente a montré que le bruit du moteur de traction n'est pas considéré comme une source dominante dans le bruit global émis par l'ensemble des équipements du train [Bongini 2008a].

Les différentes configurations mesurées sont listées dans le tableau 5.1 en fonction du mode de traction du train. Le moteur diesel du Powerpack étudié peut fonctionner selon 4 régimes : 950, 1300, 1650 et 2100 tours/min. Étant donné l'importance de la contribution liée au Powerpack, les autres équipements ne sont caractérisés qu'en mode électrique. Les groupes de refroidissement et de climatisation montés sur le train se composent d'un ou plusieurs ventilateurs. Les régimes de fonctionnement de ces groupes sont définis par la vitesse de rotation de leurs ventilateurs. Ces ventilateurs tournent généralement selon deux régimes : petite vitesse (PV) ou grande vitesse (GV).

Equipement en essai	Mode	Régimes	Nom des configurations	Equipement en essai	Mode	Régimes	Nom des configurations
Powerpack Motrice 1	Diesel	950 1300 1650 2100	POWM1_950 POWM1_1300 POWM1_1650 POWM1_2100	Ventilateur du moteur de traction Motrice 2	Electrique	A PV GV	VMTM2_A VMTM2_PV VMTM2_GV
Cooling Refroidissement moteur Motrice 1	Diesel	950 1300 1650 2100	COOLM1_950 COOLM1_1300 COOLM1_1650 COOLM1_2100	HVAC Motrice 2	Electrique		CLIMM2
				Ventilation HVAC Motrice 2	Electrique		VENTM2
Echappement Motrice 1	Diesel	950 1300 1650 2100	ECHM1_950 ECHM1_1300 ECHM1_1650 ECHM1_2100	Condenseur Motrice 2	Electrique	PV GV	CONM2_PV CONM2_GV
				Compresseur Remorque 2	Electrique		COMR2
Echappement Motrice 2	Diesel	950 1300 1650 2100	ECHM2_950 ECHM2_1300 ECHM2_1650 ECHM2_2100	Condenseur Remorque 2	Electrique	PV GV	CONR2_PV CONR2_GV
				Compresseur Remorque 1	Electrique		COMR1
Cooling Refroidissement moteur Motrice 2	Diesel	950 1300 1650 2100	COOLM2_950 COOLM2_1300 COOLM2_1650 COOLM2_2100	Condenseur Remorque 1	Electrique	PV GV	CONR1_PV CONR1_GV
				Compresseur Motrice 1	Electrique		COMM1
Powerpack Motrice 2	Diesel	950 1300 1650 2100	POWM2_950 POWM2_1300 POWM2_1650 POWM2_2100	Condenseur Motrice 1	Electrique	GV	CONM1
				Ventilateur moteur de traction Motrice 1	Electrique	PV GV	VMTM1_PV VMTM1_GV
Purge compresseur Motrice 2	Electrique		PURGEM2	Purge compresseur Motrice 1	Electrique		PURGEM1

TABLE 5.1: Tableau récapitulant l'ensemble des configurations mesurées pour chaque équipement. Les noms présentés sont ceux utilisés pour nommer les configurations étudiées.

Les travaux présentés dans le suite de ce chapitre ont été menés, sous notre encadrement, par Théo Mariotte, ingénieur apprenti au sein de la division acoustique au CSTB de Grenoble. Ces travaux ont d'abord pour but d'analyser le niveau de pression moyen de chaque équipement afin d'évaluer sa prépondérance dans le bruit global. Le contenu fréquentiel des signaux est également étudié afin de les caractériser en termes d'harmonicité et de stationnarité, deux paramètres importants pour la synthèse sonore. L'effet lié à la caisse du train sur le contenu spectral est aussi étudié. L'analyse des signaux enregistrés par les différents microphones des portiques doit permettre de choisir les plus représentatifs à utiliser dans la phase de la synthèse. Enfin, la technique de synthèse sonore choisie, la synthèse granulaire synchrone, ainsi que l'évaluation des résultats obtenus et leur amélioration sont présentés.

5.4 Analyse des signaux mesurés

5.4.1 Analyse quantitative des sources

Chaque équipement ayant été enregistré indépendamment, une étude sur le niveau moyen de chacun d'entre eux est réalisée en fonction de son régime de fonctionnement. Les microphones utilisés lors de la mesure ont été calibrés au préalable. Les signaux obtenus sont alors les variations de pression efficace (en Pascal) et ne nécessitent pas de calibration en post-traitement. Le niveau de pression équivalent pondéré A et mesuré par le microphone d'indice k, $L_{Aeq,T}(k)$, calculé sur une fenêtre temporelle T s'écrit :

$$L_{Aeq,T}(k) = 10\log_{10}\left(\frac{1}{T}\int_0^T \frac{p_A^2(t)}{p_0^2}\,\mathrm{d}t\right) \tag{5.1}$$

avec $p_0 = 2.10^{-5}$ Pa la pression acoustique de référence et $p_A(t)$ la pression efficace, pondérée A, mesurée par le capteur k.
Pour étudier quantitativement la contribution relative à chaque équipement, les niveaux de pression moyennés sur les 18 microphones sont calculés pour chaque configuration mesurée. Le niveau de pression moyen pondéré A, $L_{Aeq,T}^{moy}$, est donné par :

$$L_{Aeq,T}^{moy} = \frac{1}{18}\sum_{k=1}^{18} L_{Aeq,T}(k) \tag{5.2}$$

avec $L_{Aeq,T}(k)$ le niveau de pression équivalent pondéré A du micro d'indice k calculé par l'Eq. (5.1) pour une durée $T = 30$ s.

La Figure 5.4 présente les niveaux moyens de l'ensemble des configurations mesurées résumées dans le tableau 5.1. On constate que la purge du compresseur d'air est la source de bruit prédominante. L'émission sonore engendrée est de nature pneumatique et correspond au dégazage du flux d'air présent dans le compresseur. Dans des conditions réelles d'exploitation du train, le dégazage du flux d'air n'est déclenché que rarement dans des situations particulières telles que lors du stationnement ou du démarrage. Ce bruit ne peut pas être considéré dans un contexte de roulement. Par ailleurs, les contributions relatives au Powerpack sont importantes et émergent par rapport aux autres équipements. Le niveau de bruit émis augmente avec la vitesse de rotation du moteur diesel. Dans un contexte de roulement, cette contribution est considérée comme la principale source du bruit des équipements. Enfin, les émissions sonores liées aux groupes de refroidissement et de climatisation sont importantes pour une traction en mode électrique.

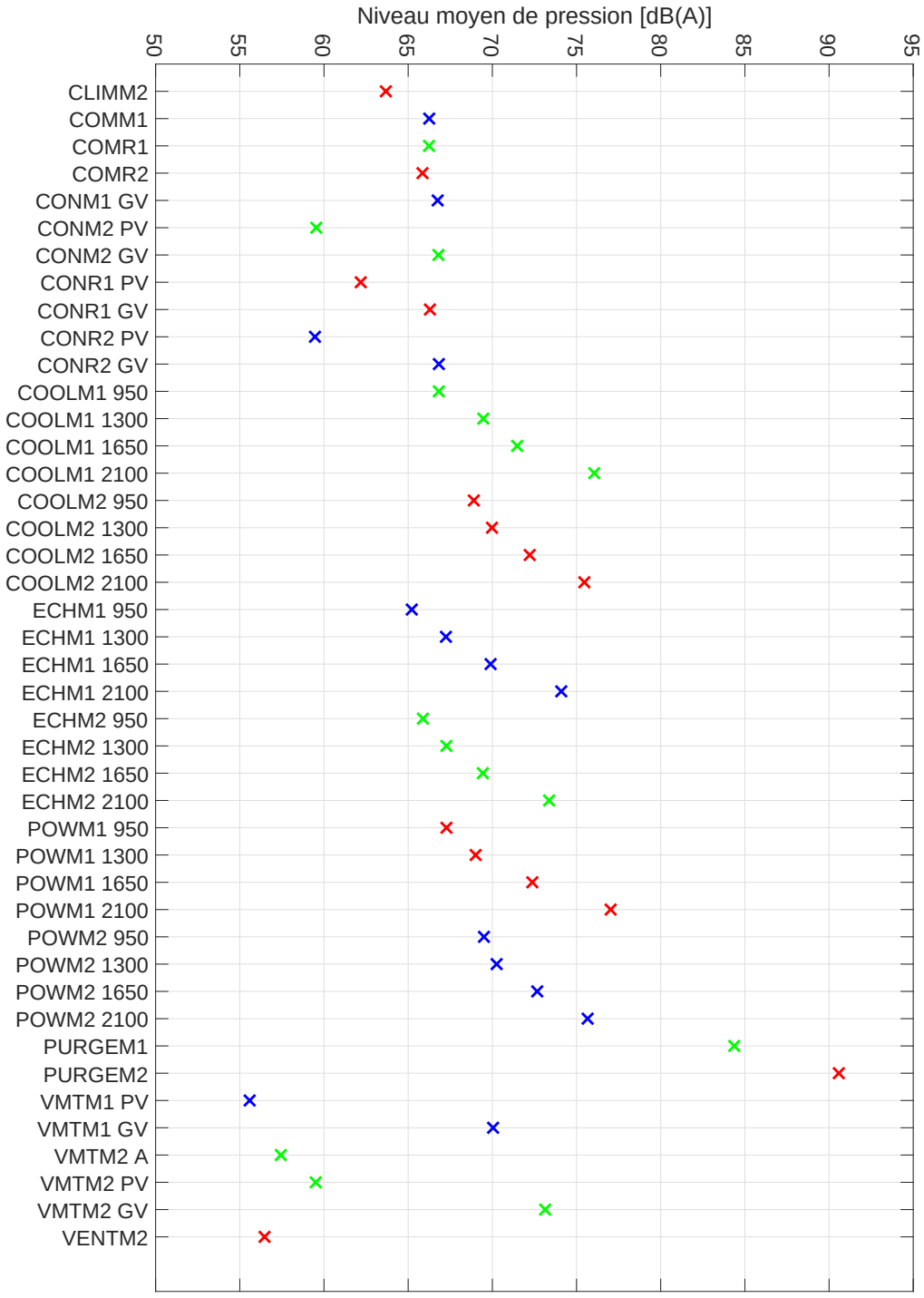


FIGURE 5.4: Niveaux de pression pondérés A moyennés sur 18 microphones pour chacun des équipements et leurs régimes associés. Plusieurs points consécutifs avec la même couleur illustrent les niveaux sonores engendrés par les différents régimes de fonctionnement d'un même équipement.

5.4.2 Analyse fréquentielle des sources

On mentionne que les spectrogrammes tracés dans ce chapitre s'appuient sur le calcul du module carré de la transformée de Fourier sur 1024 points. Une fenêtre de Hann avec un recouvrement de 50% est utilisée. Les signaux analysés sont tous échantillonnés à 48000 Hz. La contribution des équipements se situe principalement en basse fréquence [Bongini 2008c]. Pour des raisons de clarté, les spectrogrammes sont représentés entre 0 et 700 Hz.

5.4.2.1 Powerpack

Le bruit émis par le Powerpack a été caractérisé pour les quatre régimes de son moteur diesel : 950, 1300, 1650 et 2100 tours/min. Comme il a été mentionné précédemment, le Powerpack intègre aussi l'échappement du moteur diesel ainsi que son groupe de refroidissement. On rappelle aussi que le moteur diesel se trouve au niveau des bogies moteurs et que son échappement ainsi que son groupe de refroidissement sont placés en toiture. La Figure 5.5 montre les plans temps-fréquence du bruit émis par le Powerpack pour une vitesse de rotation du moteur diesel égale à 1650 tr/min. Les effets observés pour les autres régimes de fonctionnement sont

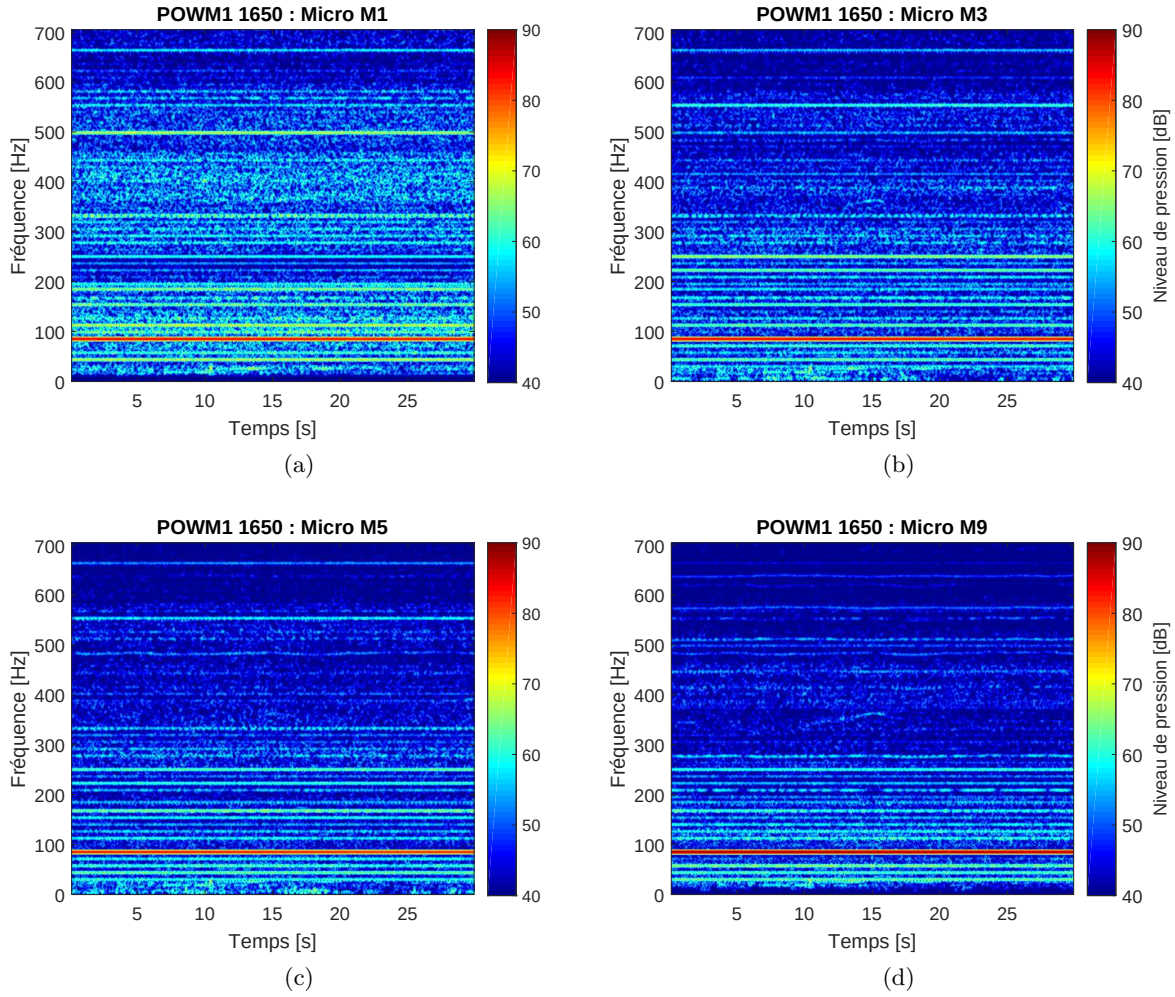


FIGURE 5.5: Spectrogrammes des signaux du Powerpack à 1650 tr/min enregistrés par les microphones M1, M3, M5 et M9 sur la motrice 1.

similaires. Les deux motrices étant identiques, l'étude ne concerne que les données récoltées lors de la caractérisation de la motrice 1. L'analyse est réalisée à partir des signaux enregistrés en 4 points de mesure : M1, M3, M5 et M9 (cf. Figure 5.3a). Malgré l'utilisation de différents points de mesure répartis autour du train, les résultats montrent les mêmes tendances notamment liées à l'harmonicité du bruit analysé. Cela signifie que les sources individuelles du Powerpack (moteur diesel, échappement et groupe de refroidissement) ne peuvent pas être caractérisées séparément. Le bruit du Powerpack sera donc analysé dans sa globalité comme étant la somme des contributions engendrées par le moteur diesel, son échappement et le groupe de refroidissement.

Les spectrogrammes tracés sur la Figure 5.5 mettent en avant un caractère harmonique du bruit analysé. Ce caractère est principalement lié au fonctionnement du moteur diesel faisant apparaître des composantes prédominantes dans le spectre. Ces composantes correspondent à la fréquence d'explosion dans les cylindres du moteur et ses harmoniques [Zhekova 2010], la fréquence d'explosion étant elle-même une harmonique de la fréquence fondamentale liée au régime moteur.

Les spectrogrammes présentés sur la Figure 5.5 sont tracés à partir des signaux des microphones M1, M3, M5 et M9 (cf. Figure 5.3a). Étant enregistrés à différentes positions par rapport au train, ces signaux permettent d'étudier l'effet de la position du point de mesure sur le bruit rayonné. La Figure 5.5 montre que l'énergie en haute fréquence décroît entre le microphone M1 et le microphone M9. Le moteur diesel étant situé au niveau du bogie, les microphones M1 et M2 permettent de capturer le bruit rayonné en face de cette source.

L'évolution du contenu en haute fréquence entre les différents microphones s'explique par l'effet induit par la caisse du train sur le bruit émis par la source. En effet, la caisse du train agit sur le signal source émis par l'équipement en diffractant et absorbant les longueurs d'ondes du même ordre ou plus petites que ses dimensions. Le contenu en basse fréquence est ainsi conservé tandis que celui en haute fréquence est affecté comme on le voit sur les mesures prises par les microphones supérieurs M5 et M9.

Par ailleurs, une baisse d'énergie autour de 250 Hz est observable sur le spectrogramme du signal issu du microphone M1. Cette baisse d'énergie peut être due à l'effet de sol. Les capteurs utilisés étant omnidirectionnels et le premier microphone étant situé à 83 cm au dessus du sol et à 2 m du train, une coupure peut apparaître autour de 250 Hz dans le cas d'un sol réfléchissant. Sur le site de mesure, le sol était en béton. Le chemin acoustique réfléchi est susceptible d'interférer avec le chemin direct et engendrer des interférences destructives autour de 250 Hz.

Enfin, le spectrogramme du signal issu du microphone M1, contient plus d'énergie en haute fréquence que ceux issus des microphones supérieurs (cf. Figure 5.5). Cela est dû à la présence d'une bouche d'admission d'air, placée devant le microphone M1 lors des enregistrements du Powerpack, pouvant générer un bruit aérodynamique supplémentaire en haute fréquence.

5.4.2.2 Sources de bruit en traction électrique

En mode de traction électrique et en absence de bruit du Powerpack, le bruit des équipements est engendré essentiellement par les groupes de climatisation et le système de refroidissement du moteur électrique (cf. Figure 5.4). Ces sources sont placées en toiture du train. Compte tenu de leur fonctionnement à base de machines tournantes, des émissions acoustiques de nature harmonique sont attendues.

Groupe de climatisation

Le groupe de climatisation ou HVAC (pour *Heating, Ventilation and Air-Conditioning*) assure les fonctions de climatisation et de chauffage dans le train. Le bruit extérieur est principalement généré par le compresseur, le condenseur et le ventilateur de l'évaporateur (cf. Figure 5.4). Le compresseur sert à produire et transférer le gaz comprimé vers le condenseur où ce gaz commence à refroidir. Le condenseur dispose d'un ventilateur qui aide à refroidir le gaz comprimé provenant du compresseur. Le ventilateur du condenseur peut fonctionner en petite vitesse ou en grande vitesse selon la température extérieure et la vitesse du train. Enfin, l'évaporateur a pour rôle de diffuser l'air froid à l'intérieur du train.

La Figure 5.6 présente les spectrogrammes des signaux issus des enregistrements du compresseur et du condenseur du groupe de climatisation de la motrice 1. L'harmonicité des bruits

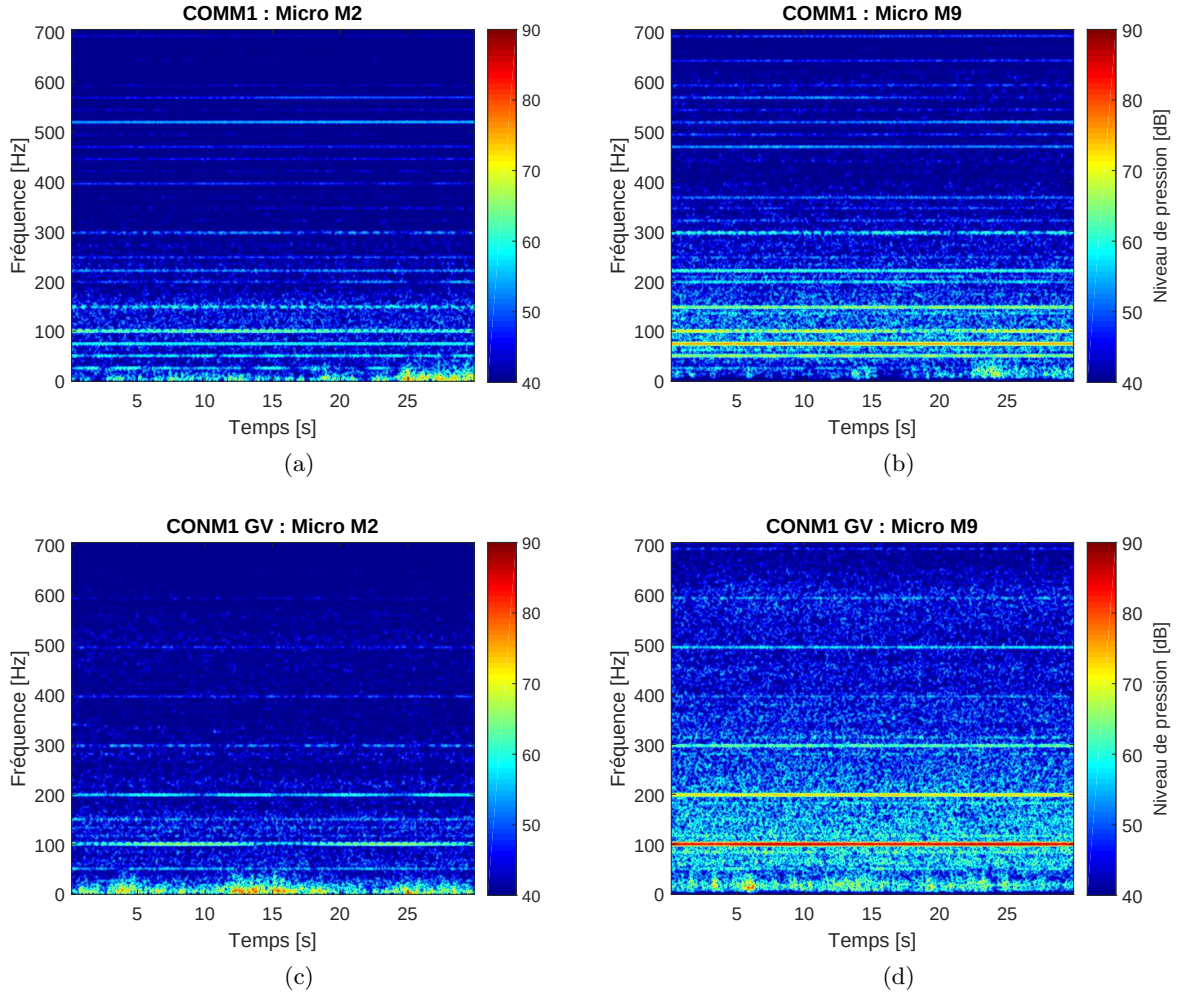


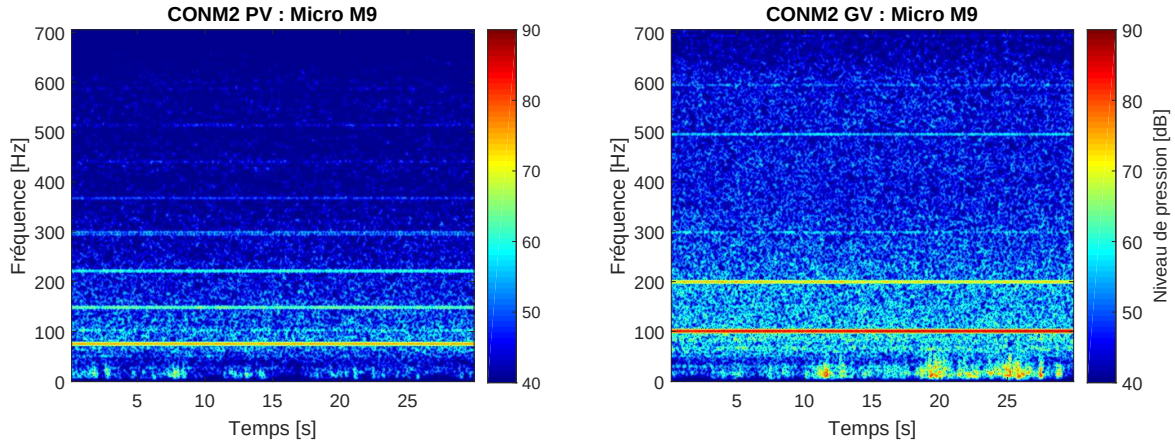
FIGURE 5.6: Spectrogrammes des signaux enregistrés par les microphones M2 et M9 du compresseur ((a) et (b)) et du condenseur en régime Grande Vitesse (GV) ((c) et (d)) du groupe de climatisation de la motrice 1.

analysés est bien visible sur les spectrogrammes. L'harmonicité du bruit du compresseur est induite par le moteur électrique qui l'entraîne. Dans le cas du condenseur, cette harmonicité est engendrée par la fréquence de passage des pâles du ventilateur du condenseur et ses harmo-

niques. On rappelle que le groupe de climatisation est placé en toiture du train. Cela explique la présence d'un contenu fréquentiel plus riche au niveau du microphone M9 qu'au microphone M2, le bruit généré étant filtré par la caisse du train entre ces deux capteurs.

Les spectrogrammes de la Figure 5.6 montrent également que les signaux enregistrés par le microphone M2 présentent des variations d'amplitude sur leurs harmoniques. L'origine de ces battements est difficile à déterminer. Les équipements sont censés être enregistrés lorsqu'ils fonctionnaient seuls. Cependant, cet effet peut se traduire par des phénomènes d'interférences avec d'autres sources de bruit sur le train qui n'ont pas pu être maîtrisées telles que les sources d'origine électrique.

Comme il a été mentionné précédemment, le condenseur du groupe de climatisation dispose de deux régimes de fonctionnement. Ces régimes sont régis par la vitesse de rotation de son ventilateur qui peut tourner en petite vitesse (PV) ou en grande vitesse (GV). La Figure 5.7 montre les plans temps-fréquence pour chaque régime. On observe que le passage de petite à



(a) (b)

FIGURE 5.7: Spectrogrammes des signaux issus du condenseur du groupe de refroidissement de la motrice 2 en régimes petite vitesse (a) et grande vitesse (b) enregistrés par le microphone M9.

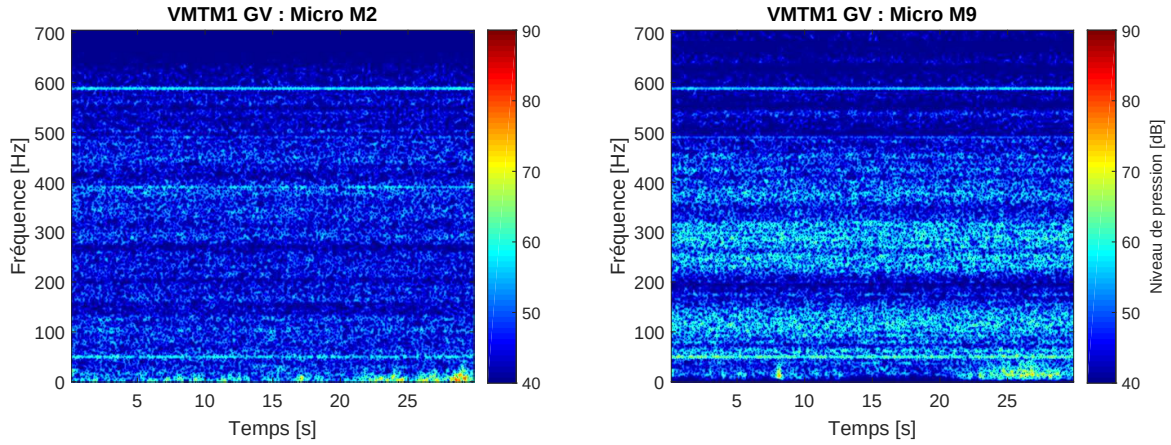
grande vitesse engendre une augmentation de la fréquence dominante associée à la première harmonique. Cela s'explique par la vitesse de rotation du ventilateur qui devient plus grande ce qui entraîne une hausse de la fréquence de passage des pâles et du niveau de bruit rayonné.

Notons que le groupe de climatisation dispose d'un évaporateur qui sert à distribuer l'air à l'intérieur de l'habitacle par le biais d'un ventilateur. Toutefois, la mesure de caractérisation du bruit généré par cette ventilation montre un niveau faible, environ 10 dB en dessous des contributions relatives aux compresseur et condenseur (cf. configuration VENTM2 sur la Figure 5.4). L'émission sonore engendrée sera noyée dans le bruit global et ainsi considérée comme négligeable.

Ventilateur du moteur électrique

Le refroidissement du moteur de traction électrique est assuré par un ventilateur situé en toiture de la motrice. Ce ventilateur peut fonctionner en petite vitesse (PV) ou en grande vitesse (GV). Le bruit émis en régime PV étant faible en le comparant aux autres équipements

(cf. Figure 5.4), cette étude considère le régime GV. La Figure 5.8 montre les spectrogrammes associés. Le bruit étudié est à caractère harmonique du fait qu'il est généré par la rotation des



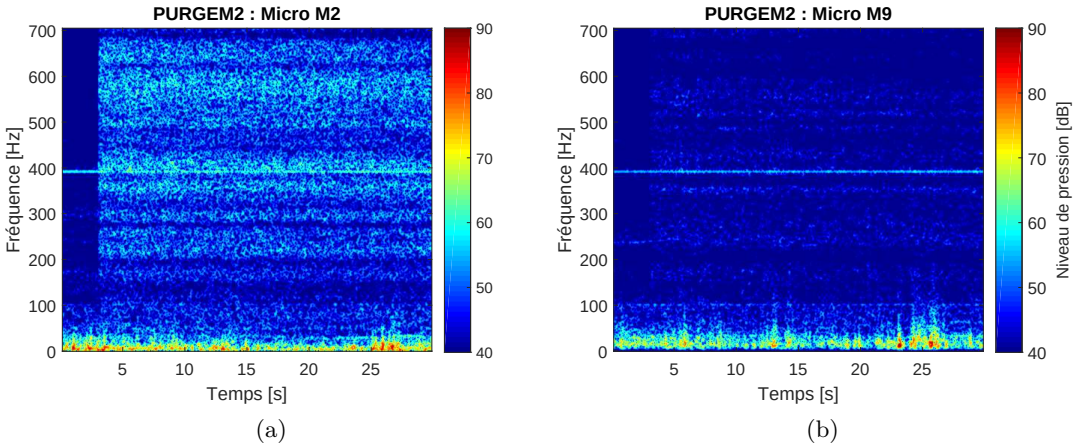
(a) (b)

FIGURE 5.8: Spectrogrammes des signaux issus de la ventilation de la motrice 1 enregistrés par les microphones M2 (a) et M9 (b).

pâles du ventilateur en question. Toutefois, les niveaux de bruit rayonnés restent faibles même pour le régime GV. Ce bruit est considéré comme négligeable en présence des autres types de bruit sur le train.

Bruit de purge du compresseur

L'étude quantitative présentée dans la partie 5.4.1 a montré la prépondérance de la contribution liée à la purge du compresseur d'air. Il s'agit du bruit de vidage des réservoirs d'air comprimé présent dans le compresseur. Ce bruit ne se produit que rarement lors du stationnement du train par exemple. Les spectrogrammes associés à cette source de bruit sont présentés sur la Figure 5.9. Dans ce cas, la source ne génère pas de bruit harmonique mais un bruit



(a) (b)

FIGURE 5.9: Spectrogrammes des signaux enregistrés par les microphones M2 (a) et M9 (b) de la purge du compresseur de la motrice 2.

large bande. À cela s'ajoute une composante statique autour de 400 Hz qui doit être d'origine électrique.

Résumé sur l'analyse des signaux mesurés

L'étude menée dans cette partie sur les contributions individuelles des équipements du train montre la prédominance de la contribution relative au Powerpack. L'analyse fréquentielle sur cette source met en évidence un bruit de nature harmonique. Cette harmonicité est principalement liée au moteur diesel. L'étude révèle également un contenu fréquentiel qui varie en fonction de la position du point de mesure par rapport à la source. La caisse du train agit comme un filtre passe-bas en absorbant et diffractant les longueurs d'ondes équivalentes ou inférieures à ses dimensions. Cet effet justifie le fait qu'une caractérisation précise des équipements nécessite la réalisation des mesures sur train. Cependant, une caractérisation individuelle et isolée de chaque équipement au laboratoire ne permet pas de prendre en compte les phénomènes liés à la géométrie du train. L'analyse a aussi montré que la contribution liée à la bouche d'admission d'air n'est capturée que par les microphones à faibles hauteurs dont les points de mesure sont proches de cette source (*i.e.* M1 et M2). Compte tenu des effets du sol qui sont visibles sur le microphone M1, l'enregistrement issu du microphone M2 sera utilisé comme signal source lors de la synthèse du bruit du Powerpack.
L'analyse des sources de bruit en mode de traction électrique montre que la majorité des équipements génère des bruits harmoniques à l'exception de la purge du compresseur. Des variations d'amplitude sont observées sur certaines harmoniques. Comme dans le cas du Powerpack, le microphone M2 sera utilisé pour alimenter la synthèse de ces sources. Ce choix permet de prendre en compte les effets du train sur le contenu fréquentiel des signaux tout en évitant la coloration due à la réflexion sur le sol, nettement présente sur les enregistrements du microphone M1.

5.4.3 Analyse avancée des signaux

Hormis la purge du compresseur, les bruits analysés dans la partie précédente sont à caractère harmonique. À ce stade, l'objectif est d'étudier l'évolution du contenu fréquentiel en fonction du temps. Cette étude doit permettre de conclure par rapport à la stationnarité des signaux. L'analyse de la stationnarité est faite à l'aide du logiciel AStrion [Li 2015]. Ce logiciel, développé par GIPSA-lab [1] et l'IRIT [2], permet une analyse spectrale automatique intégrant du traitement du signal avancé avec une résolution maximale et une analyse multi-fenêtre [3]. Le tableau 5.2 liste les indicateurs de non-stationnarité, les rapports signal sur bruit (SNR [4]) ainsi que les fréquences fondamentales calculés par AStrion à partir des enregistrements issus du microphone M2 (cf. Figure 5.3b).

L'analyse montre que le bruit rayonné par le Powerpack est stationnaire, soit l'indicateur de non-stationnarité égal à 0 % pour les différents régimes de fonctionnement. Cet indicateur renseigne sur le pourcentage des non-stationnarités fréquentielles présentes sur la bande du signal étudié à la résolution du spectrogramme près. Un signal est considéré comme stationnaire si

1. Grenoble Images Parole Signal Automatique
2. Institut de recherche en informatique de Toulouse
3. http://www.gipsa-lab.fr/valorisation/logiciels.php?id_valorisation=141(consulté le 19/07/2019)
4. Signal-to-noise ratio

Équipement	Régime	Configuration	Indicateur de non-stationnarité [%]	SNR [dB]	f_0 [Hz]
Powerpack	950 tr/min	POWM1_950	0	8.9	15.8
	1300 tr/min	POWM1_1300	0	7.9	21.7
	1650 tr/min	POWM1_1650	0	11.3	27.5
	2100 tr/min	POWM1_2100	0	7.8	35
Condenseur	Grande Vitesse	CONM1_GV	21	-1.6	49.3
Compresseur	-	COMM1	15	-1.2	24.6

TABLE 5.2: Indicateurs de non-stationnarité, rapports signal sur bruit et fréquences fondamentales calculés par AStrion en utilisant les enregistrements du microphone M2.

son indicateur de non-stationnarité est inférieur à 1% [Martin 2009]. Un bon rapport signal sur bruit (SNR) est également estimé pour chaque régime de fonctionnement du Powerpack. Ce résultat s'explique par le fait que les signaux analysés sont issus des enregistrements pris par le microphone M2 situé en face du Powerpack. En revanche, les signaux provenant du groupe de climatisation, composé du condenseur et du compresseur, ne sont pas stationnaires. Les indicateurs de non-stationnarité du condenseur et du compresseur sont de 21% et 15%, respectivement. Ces non-stationnarités peuvent être engendrées par un fonctionnement non-stationnaire de ces sources. Ces équipements étant situés en toiture du train, il est possible que le microphone M2 capte aussi des contributions provenant d'autres sources non-stationnaires présentes sur le train. Cet effet peut être justifié par les faibles rapports signal sur bruit, présentés dans le tableau 5.2, ainsi que par des indicateurs de non-stationnarité plus faibles en utilisant les enregistrements issus des microphones supérieurs. De plus, les niveaux de bruit rayonné par ces deux équipements sont équivalents avec des niveaux moyens compris entre 65 et 70 dB(A) (cf. Figure 5.4). Leurs émissions sonores sont susceptibles d'interférer entre elles compte tenu de la faible distance qui sépare les deux sources. Les fréquences fondamentales étant proches (cf. tableau 5.2), les interférences générées engendrent un phénomène de battement visible sur les spectrogrammes des enregistrements du microphone M2, présentés sur la Figure 5.6.

Notons que l'analyse AStrion permet également de valider le caractère harmonique des émissions sonores des équipements, mis en avant dans les parties précédentes. La fréquence fondamentale, f_0, associée aux harmoniques de chaque équipement est déterminée (cf. tableau 5.2). Cette information est indispensable lors de la synthèse sonore.

5.5 Synthèse granulaire synchrone

Plusieurs méthodes de synthèse sonore sont applicables pour synthétiser une source acoustique. Le principe d'un large panel de ces méthodes a été rappelé dans le Chapitre 1 (cf. partie 1.6). Dans le cas des équipements du train, une synthèse physique paraît difficile à mettre en œuvre compte tenu des mécanismes multiples et complexes mis en jeu dans la génération des bruits. Une synthèse par modèles de signaux à partir de la mesure semble plus adaptée dans ce contexte. La technique de synthèse additive est considérée comme la plus intuitive, capable de synthétiser tout signal complexe à partir de signaux élémentaires. Cependant, le coût de calcul important rend cette approche moins adaptée pour la synthèse simultanée de nombreuses sources liées aux différentes contributions des équipements. La synthèse granulaire apparaît

comme un choix approprié pour la synthèse de ces équipements. Cette méthode de synthèse trouve son origine dans le formalisme de Gabor où tout signal sonore peut être généré suite à une sommation de sons élémentaires appelés grains sonores [Gabor 1946]. Le premier avantage d'une synthèse granulaire réside dans la simplicité de la phase de synthèse qui ne demande que la sélection des grains sonores et leur superposition. Récemment, cette approche a été utilisée dans l'auralisation du bruit de trafic routier [Jagla 2012]. Des tests perceptifs réalisés sur les sons synthétisés ont montré un réalisme sonore notable [Maillard 2016]. Ces résultats positifs nous ont incités à adapter cette technique de synthèse au bruit des équipements afin d'aboutir à une restitution fidèle des sources étudiées.

La technique de synthèse granulaire existe sous deux formes, la synthèse granulaire synchrone et la synthèse granulaire asynchrone, qui s'appliquent respectivement à la synthèse de sons harmoniques et stochastiques. L'analyse fréquentielle des sources du bruit des équipements exposée dans la partie 5.4.2 montre que les signaux sont majoritairement harmoniques. Une synthèse granulaire synchrone est par conséquent utilisée. Elle permet de préserver la continuité de la phase des harmoniques du signal source et ainsi garantir la représentativité du signal synthétisé.

5.5.1 Principe de la synthèse granulaire synchrone

Le principe général de l'algorithme d'analyse-synthèse utilisé pour les équipements est inspiré des travaux de Jan Jagla sur le bruit de trafic routier. Ce principe est illustré sur la Figure 5.10.

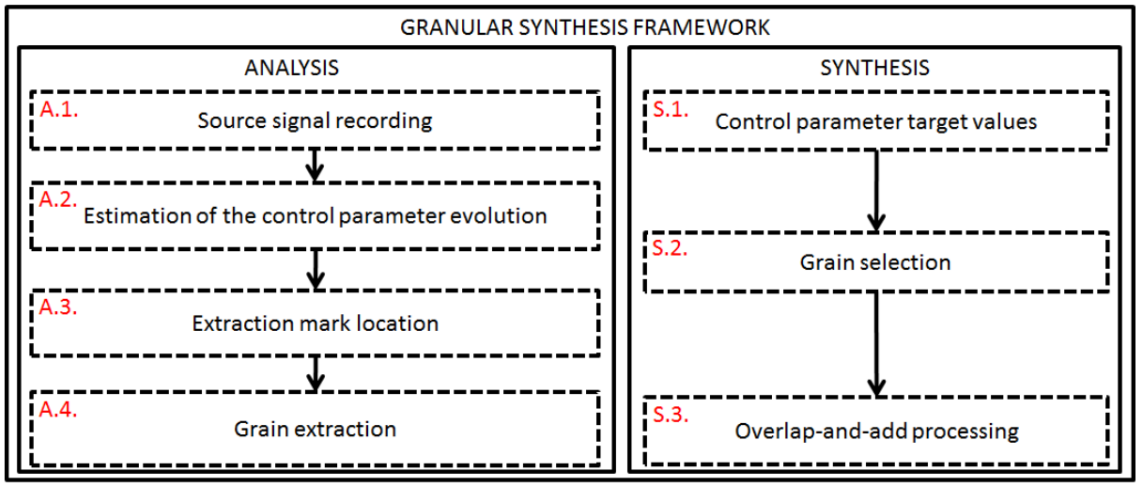


FIGURE 5.10: Principe de la méthode d'analyse-synthèse du bruit des équipements [Jagla 2013].

La phase d'analyse a pour objectif la création des bases de données de grains. Ces grains servent à décrire l'émission sonore de l'équipement considéré pour un régime donné. Les équipements du train pouvant fonctionner à différents régimes, des bases de grains associées à chaque régime de fonctionnement doivent être générées. La phase de synthèse consiste à recréer le bruit à travers une concaténation des grains sonores.

Pour l'extraction des grains à la phase d'analyse, le signal original utilisé est donné par les enregistrements des bruits des équipements présentés dans la partie 5.3. Pour chaque équipement, l'extraction des grains spécifiques à un régime de fonctionnement donné fait l'objet d'un traitement particulier. Il s'agit de déterminer avec précision la fréquence fondamentale des harmoniques. Cette fréquence conditionne la phase d'analyse et servira comme paramètre de

contrôle dans la phase de synthèse. En effet, la durée de chaque grain et la position dans le signal synthétisé sont directement reliées à la fréquence fondamentale. L'algorithme d'estimation de la fondamentale utilisé dans la suite est issu de [Jagla 2013] qui, à son tour, se base sur la méthode YAAPT proposée dans [Zahorian 2008].

5.5.2 Suivi de la fréquence fondamentale

Pour estimer la fréquence fondamentale, le signal enregistré est sectionné en blocs se recouvrant à 90%. La transformée de Fourier discrète (TFD) est calculée pour chaque bloc de signal. La fréquence à l'instant t_i est estimée à l'aide d'une fonction appelée SHC (Spectral Harmonics Correlation) [Zahorian 2008] :

$$SHC[t_i, f] = \sum_{f'=-W/2}^{W/2} \prod_{r=1}^{N_H+1} S\left[t_i, rf + f'\right] \tag{5.3}$$

où $S\left[t_i, rf + f'\right]$ est l'amplitude du spectre à l'instant t_i à la fréquence f, N_H est le nombre d'harmoniques considérées pour l'analyse et W désigne la largeur de l'intervalle fréquentiel en Hz utilisée pendant l'analyse.

La fonction SHC se base sur les harmoniques successives du spectre pour estimer la fréquence fondamentale. L'abscisse du maximum de cette fonction correspond à la fréquence fondamentale à l'instant t_i. Les différentes étapes pour déterminer la fréquence fondamentale du signal à un instant t_i sont présentées en Figure 5.11.

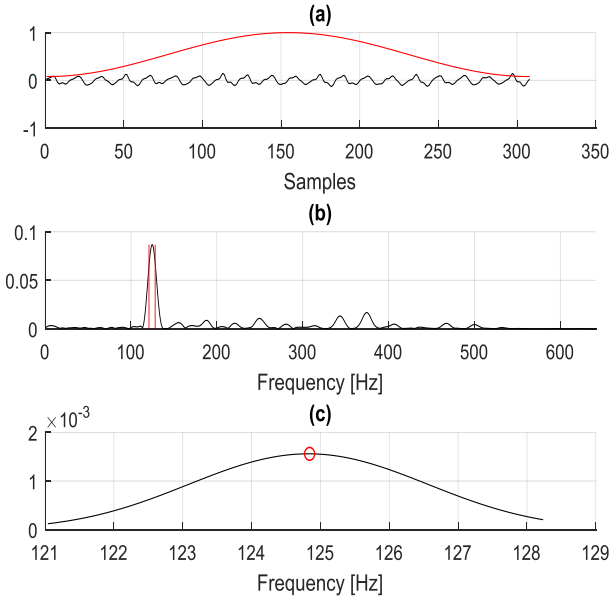


FIGURE 5.11: Présentation des étapes d'estimation de la fréquence fondamentale à un instant donné. **(a)** Un bloc du signal sonore est extrait et pondéré par une fenêtre de Hann. **(b)** La TFD est calculée pour ce bloc de signal. **(c)** Le SHC est calculé à partir du spectre calculé précédemment. Le cercle rouge représente le maximum de cette fonction, dont l'abscisse est la fréquence fondamentale du signal à l'instant considéré.

5.5.3 Extraction des grains

Une fois la fréquence fondamentale du signal estimée, l'étape suivante de la phase d'analyse consiste à extraire les grains du signal. Afin de garantir la continuité du signal synthétisé, les grains doivent être extraits avec une phase nulle à l'origine et de durée égale à un nombre entier de périodes de la fréquence fondamentale. Ainsi, lorsque les grains seront concaténés, la phase sera nulle au point de concaténation, n'engendrant pas de discontinuité. La connaissance des variations de la fréquence fondamentale du signal en fonction du temps permet de calculer, pour chaque grain, la longueur exacte (en échantillons) d'une période.

5.5.3.1 Marqueurs d'extraction

Les marqueurs d'extraction sont les positions temporelles indiquant l'instant du signal où un grain doit être extrait. Pour les déterminer, le signal source est filtré par un filtre passe-bande de Butterworth dont la fréquence centrale varie en fonction du temps. La réponse en fréquence de ce filtre à un instant t_i est représentée en Figure 5.12. Les coefficients du filtre sont calculés afin que la bande passante du filtre à un instant donné soit centrée sur la fréquence fondamentale du signal à cet instant. Le filtre de Butterworth n'induisant pas de retard de phase, le signal de sortie est un sinus modulé en fréquence par les variations du fondamental, en phase avec le signal source.

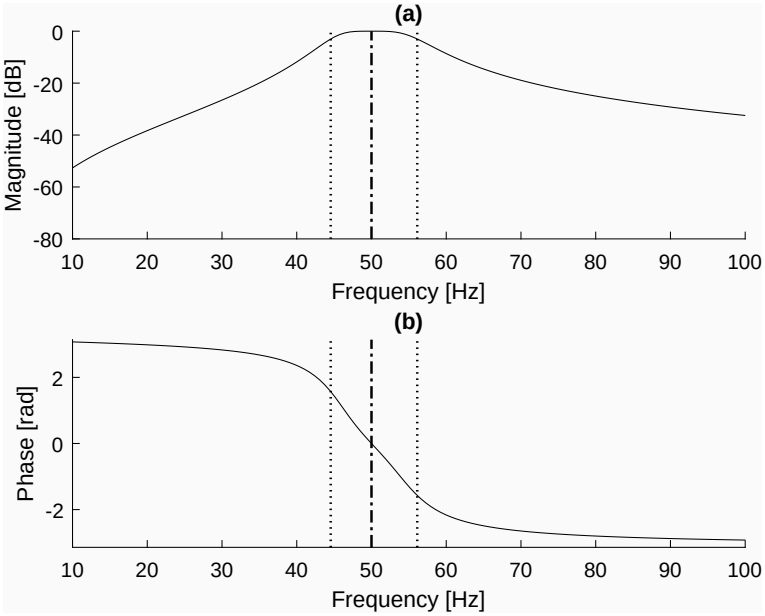


FIGURE 5.12: Exemple de fonction de transfert d'un filtre passe-bande de Butterworth de fréquence centrale $f_0 = 50$ Hz : **(a)** réponse en fréquence du filtre. **(b)** phase du filtre en fonction de la fréquence. La ligne en trait mixte représente la fréquence centrale. Les lignes pointillées représentent les fréquences de coupure inférieure et supérieure.

En appliquant un algorithme de détection de passages par zéro, il est possible de connaître la position de tous les points du signal où la phase est nulle. Les marqueurs d'extraction sont définis là où la phase est nulle, sur un front montant. Cela permettra par la suite de déterminer le nombre d'échantillons à sélectionner de part et d'autre du marqueur d'extraction afin d'obtenir un grain d'une période de la fréquence fondamentale. Chaque marqueur d'extraction est ensuite

associé à la valeur de fréquence fondamentale correspondant à l'instant où il est localisé. Cette fréquence instantanée servira également lors du calcul de la longueur du grain de telle sorte qu'il ne contienne qu'une période du fondamental. La Figure 5.13 présente un signal filtré et les passages par zéro retenus comme des marqueurs d'extraction.

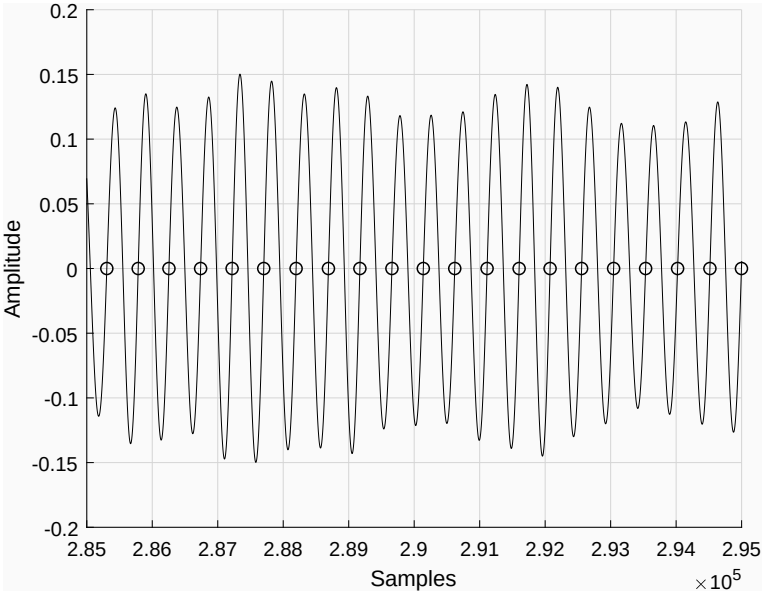


FIGURE 5.13: Exemple d'une partie de signal temporel filtré après détection des passages par zéro.

5.5.3.2 Fenêtrage des grains et extraction

Pour réaliser l'extraction d'un grain, une fenêtre d'apodisation centrée sur le marqueur d'extraction est utilisée. La fenêtre de Tuckey $w[n]$ est utilisée dont l'expression est donnée par :

$$w[n] = \begin{cases} \frac{1}{2}\left[1+\cos\left(\pi\left(\frac{n}{K}-1\right)\right)\right] & 0 \leq n \leq K \\ 1 & K \leq n \leq (N-1)-K \\ \frac{1}{2}\left[1+\cos\left(\pi\left(\frac{n-(N-1-K)}{K}\right)\right)\right] & (N-1)-K \leq n \leq N-1 \end{cases} \tag{5.4}$$

avec N la longueur totale de la fenêtre et K le nombre d'échantillons de recouvrement. Le recouvrement permet de limiter les erreurs de concaténation. Sans cette précaution, des sauts de phase peuvent apparaître lors de la phase de concaténation et dégrader la qualité de la synthèse [Jagla 2013]. La Figure 5.14 illustre un exemple d'extraction d'un grain sonore.

Chaque grain est alors extrait pour chaque marqueur d'extraction à partir de la fréquence instantanée du signal à cet instant. Les grains sont ensuite organisés dans une base de données par fréquences croissantes où un indice et une valeur de fréquence instantanée sont attribués. Le tableau 5.3 présente son organisation. C'est cette même base de données qui sera utilisée dans la phase de synthèse. Pour limiter la taille des bases de données, un paramètre, nommé densité de grain par Hertz, est introduit. Il permet de fixer un nombre maximum de grains pouvant être extraits.

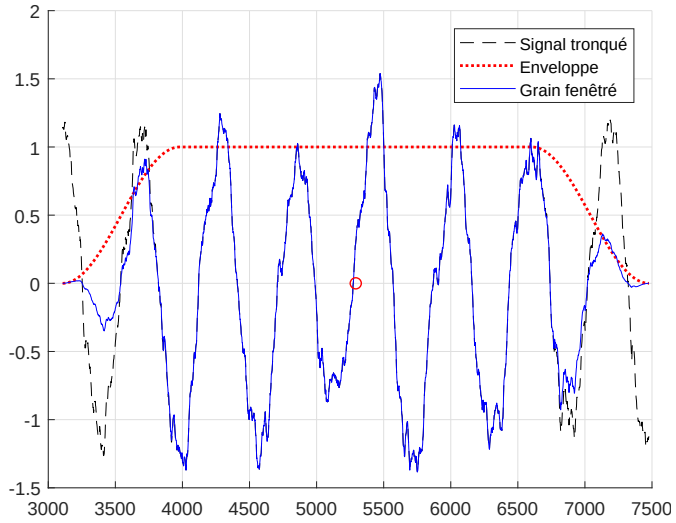


FIGURE 5.14: Exemple d'enveloppe de grain utilisant 128 échantillons de recouvrement. Le cercle rouge représente le marqueur d'extraction situé au centre. Dans ce cas, la fréquence dominante du signal est l'harmonique d'ordre 6. Le grain est alors constitué de 6 périodes de cette fréquence afin de contenir une période de la fréquence fondamentale.

Indice	Fondamental	Grain	Recouvrement
1	$f_0(1)$	Grain associé à $f_0(1)$	K
2	$f_0(2)$	Grain associé à $f_0(2)$	K
⋮	⋮	⋮	⋮
n	$f_0(n)$	Grain associé à $f_0(n)$	K

TABLE 5.3: Tableau présentant l'organisation de la base de données. $f_0(i)$ représente la valeur de la fréquence fondamentale à l'instant i. K représente le nombre d'échantillons de recouvrement pour chaque grain.

5.5.4 Sélection et concaténation des grains

L'étape de sélection et de concaténation des grains permet de créer un signal sonore synthétisé. Pour cela, deux éléments sont nécessaires :

— une base de données de grains ;

— une consigne de variations de la fréquence fondamentale.

Pour une valeur de la consigne à un instant donné, le grain dont la fréquence fondamentale est la plus proche de cette valeur est recherché. Une fois trouvé, il est sauvegardé pour être concaténé. À l'instant suivant, la valeur de la consigne est différente, le grain sélectionné le sera aussi. Ce nouveau grain est alors concaténé avec le précédent. Ce processus est répété pour chaque valeur de la consigne afin de reconstituer le signal complet. Le diagramme de la Figure 5.15 schématise le principe de sélection des grains. L'étape de concaténation est représentée sur la Figure 5.16. Pour limiter les effets de répétitions pouvant apparaître lorsqu'un même grain est utilisé sur plusieurs itérations successives, un paramètre d'écart-type sur la sélection des grains est introduit. Il permet de choisir un grain au hasard autour de la valeur de consigne. Plus ce paramètre est grand, plus des grains distants de la fréquence de consigne seront susceptibles d'être sélectionnés.

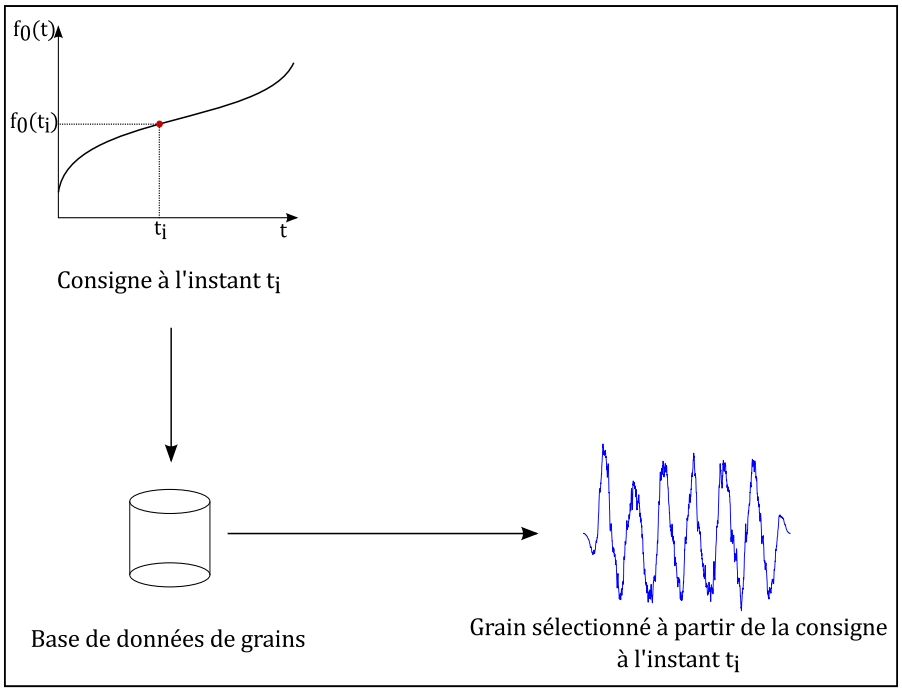


FIGURE 5.15: Diagramme présentant les étapes de sélection d'un grain dans la base de données. Le grain est choisi à partir de la valeur de la consigne à un instant donné.

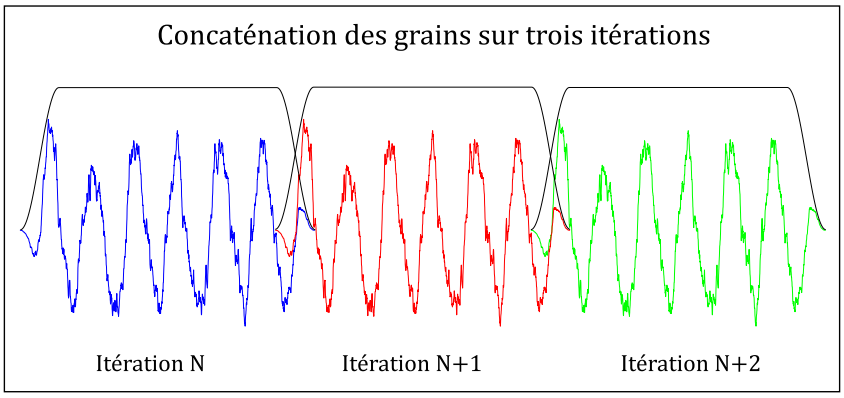


FIGURE 5.16: Schéma représentant le principe de concaténation. En noir sont représentées les fenêtres de Tuckey qui se recouvrent. Les grains successifs sont présentés en couleur.

5.6 Synthèse sonore des équipements du train

5.6.1 Application de l'algorithme original

Cette partie s'intéresse à l'application de l'algorithme de synthèse granulaire synchrone, présenté dans la partie 5.5, pour synthétiser le bruit des équipements. Les Figures 5.17 et 5.18 présentent respectivement les spectrogrammes du signal enregistré et du signal synthétisé pour le Powerpack de la motrice 1 au régime 1650 tr/min et pour le condenseur de la motrice 1 en régime grande vitesse (GV). Sur la Figure 5.17, une bonne conformité est observée entre le

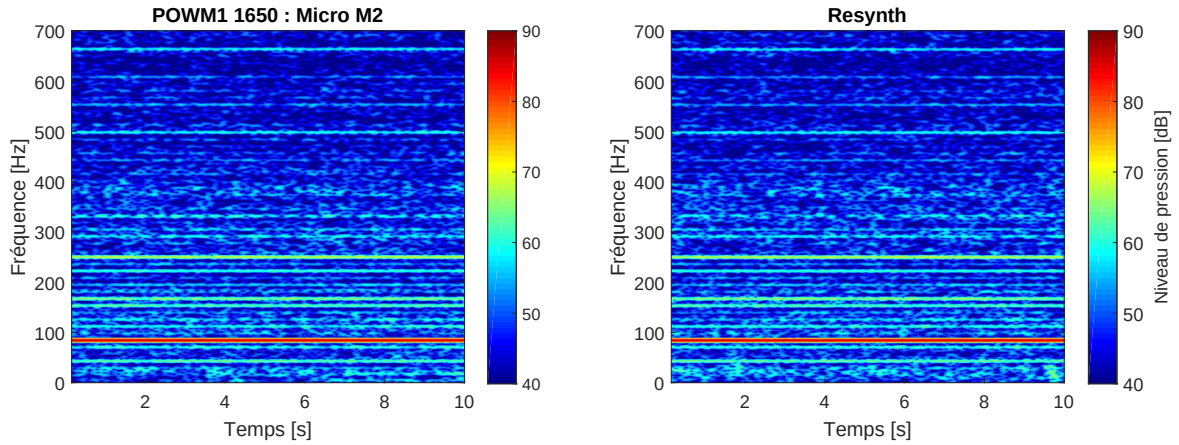


FIGURE 5.17: Spectrogrammes des signaux enregistré (a) et synthétisé (b) à partir des variations de la fondamentale du signal enregistré du bruit généré du Powerpack de la motrice 1 au régime 1650 tr/min.

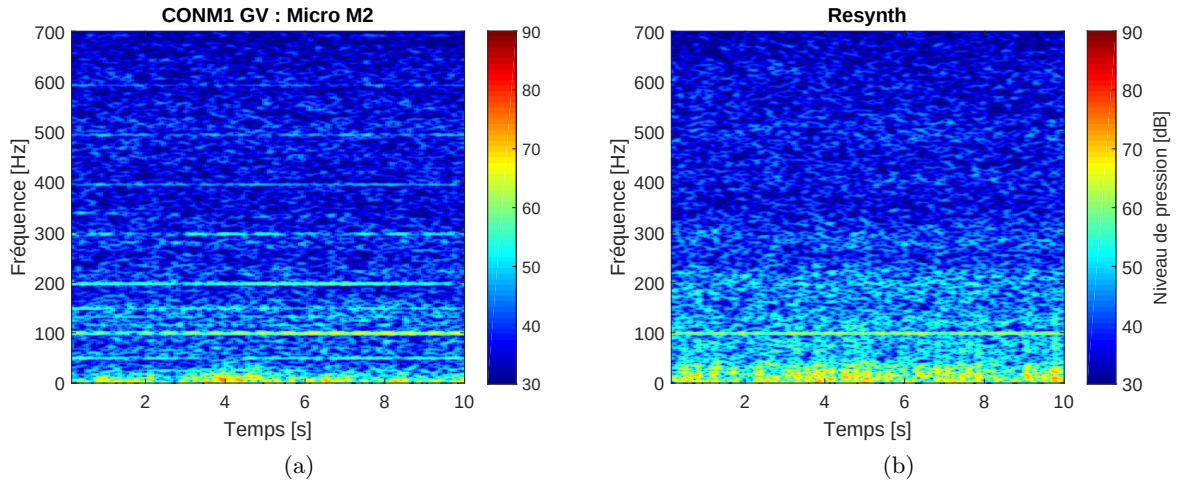


FIGURE 5.18: Spectrogrammes des signaux enregistré (a) et synthétisé (b) à partir des variations de la fondamentale du signal enregistré du bruit généré par le condenseur de la motrice 1 au régime GV.

bruit synthétisé du Powerpack et le signal enregistré. Ce résultat se traduit par la capacité de l'algorithme de synthèse granulaire à recréer les harmoniques présentes dans le signal enregistré. En revanche, les composantes harmoniques ne sont pas bien recréées dans le cas du bruit du condenseur dont le résultat est présenté sur la Figure 5.18. En effet, la majorité des harmoniques du signal d'origine a disparu et un fort bruit de fond est observable en basse fréquence. Ces artéfacts au niveau de la synthèse sont dus aux non-stationnarités présentes dans le signal original (cf. tableau 5.2). Ces non-stationnarités génèrent une variation aléatoire de la fréquence fondamentale en fonction du temps, la consigne est ainsi aléatoire. De ce fait, les grains ne sont pas ordonnés temporellement par rapport à leur emplacement d'origine dans le signal enregistré. Le grain sélectionné à un instant t_i ne correspond pas nécessairement aux valeurs du signal

original à ce même instant t_i. Le bruit de fond provient donc des erreurs de concaténation dues à une répartition temporelle aléatoire des grains. À fréquence égale, si deux grains sont éloignés temporellement, la phase de leurs harmoniques n'est pas la même. La concaténation de ces deux grains engendre une discontinuité des phases et l'apparition d'un bruit de fond.

L'application de l'algorithme de synthèse sonore brut a fait émerger un problème quant aux signaux harmoniques non-stationnaires. Ce problème concerne l'ordonnancement des grains dans la base de données. Les grains sont ordonnés par ordre croissant de la fréquence fondamentale (cf. tableau 5.3). Si le signal source est le bruit d'une montée en régime d'un moteur, l'évolution de la fréquence fondamentale sera croissante et strictement monotone. Dans ce cas, ordonner les grains en fréquence revient à les ordonner temporellement. Dans le cas des bruits non-stationnaires, comme ceux générés par le condenseur, la fréquence fondamentale varie aléatoirement. Les grains sont alors ordonnés par ordre croissant de fréquence mais se retrouvent désordonnés temporellement. La condition $f_0(i) < f_0(i+1)$ valable dans le cas des régimes strictement monotones n'est plus vérifiée. L'ordonnancement temporel des grains, assurée par cette condition, n'est plus valable dans la base de données (cf. tableau 5.3). Cela peut créer des erreurs de phase lors de la synthèse et générer un bruit de fond. Une solution doit permettre d'ordonner les grains temporellement.

5.6.2 Prise en compte des non-stationnarités

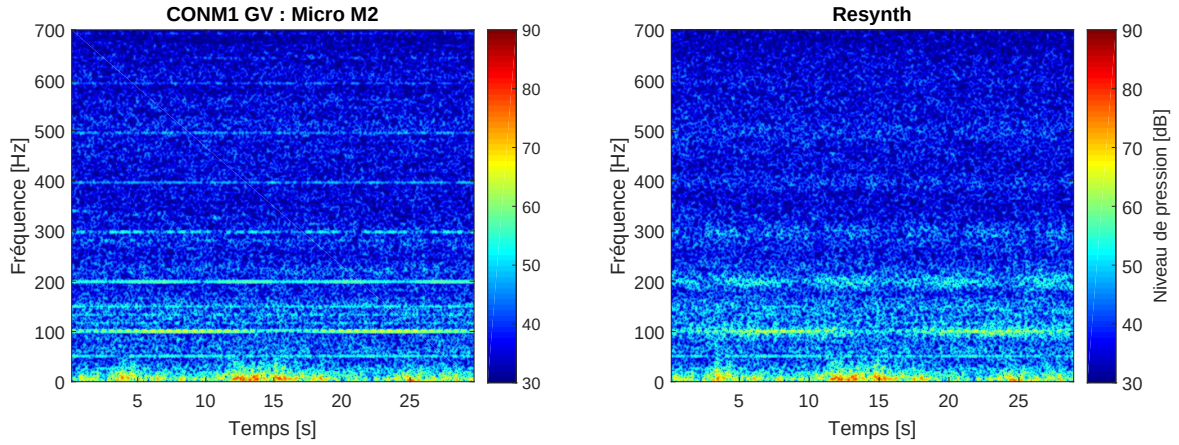
Pour permettre d'ordonner les grains temporellement et d'améliorer la qualité de la synthèse sonore des bruits non-stationnaires, quelques modifications doivent être apportées aux algorithmes d'extraction des grains. La première modification se base sur les faibles variations de la fréquence fondamentale. Les grains sont extraits du signal selon le même procédé que celui présenté dans la partie 5.5.3. Cependant, sa fréquence fondamentale varie peu d'un instant à l'autre. Il est alors possible d'assigner à un grain extrait la fréquence d'un autre instant du signal. Ainsi, peu d'erreurs seront commises lors de la phase de synthèse. Ce qui autorise la possibilité de régir les variations aléatoires de la fréquence fondamentale par une régression linéaire.

5.6.2.1 Linéarisation de la fréquence fondamentale

Pour pallier le problème d'ordonnancement des grains rencontrés lors de l'application de l'algorithme de base pour des sons non-stationnaires, une idée consiste à linéariser la fréquence fondamentale. Il s'agit de construire une droite entre la fréquence minimale et la fréquence maximale. Lors du stockage des grains, cette droite est utilisée pour ordonner temporellement les grains en créant une variation virtuelle de la fréquence fondamentale dans l'ordre croissant. La reconstruction du signal se fait en utilisant comme consigne cette même droite. Les gains utilisés pour la synthèse sont ainsi sélectionnés dans le même ordre que celui de l'extraction. Cela permet d'éviter la concaténation de deux grains éloignés temporellement. Par conséquent, les sauts de phase observés précédemment et le bruit de fond généré seront affaiblis.

La Figure 5.19 présente le résultat obtenu pour le condenseur au régime Grande Vitesse (GV). Le spectrogramme du signal synthétisé montre que l'ordonnancement temporel des grains permet de mieux reconstituer les harmoniques du signal par rapport à l'application brute de l'algorithme (cf. Figure 5.18). Les variations d'amplitude sur chaque harmonique apparaissent également. Cependant, certains artéfacts persistent notamment dus à la répétition d'un même grain. Cette répétition résulte de la valeur du paramètre d'écart-type utilisé pour le choix des

grains autour de l'index cible, fixée à 1. Ce choix est afin d'assurer une sélection précise des grains. La partie suivante propose l'ajout d'un paramètre rendant aléatoire le nombre de périodes par grain extrait.



(a) (b)

FIGURE 5.19: (a) Spectrogramme du signal enregistré du condenseur de la motrice 1 au régime GV. (b) Spectrogramme du même signal synthétisé en appliquant la linéarisation de la fréquence fondamentale.

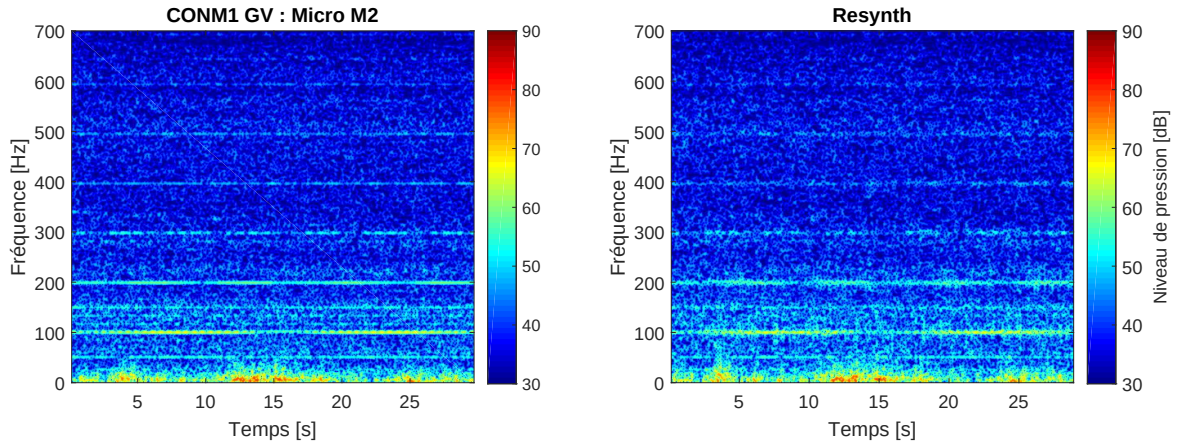
5.6.2.2 Nombre aléatoire de périodes par grain

La partie précédente permet de reconstruire un signal plus proche de celui d'origine. Dans le cas du condenseur, on se retrouve avec une faible fréquence fondamentale qui est autour de 50 Hz, les grains extraits ont une durée d'environ 20 ms. Le passage d'un grain à l'autre peut être audible, entraînant une perte de réalisme. Dans l'algorithme actuel, la longueur des grains est calculée pour ne contenir qu'une seule période de la fréquence fondamentale du signal. Les grains d'une base de données, pour un signal harmonique avec de faibles variations de la fréquence fondamentale, contiennent un nombre d'échantillons proche. Pour limiter ces effets de répétition audible lors de la synthèse, un nouveau paramètre rendant aléatoire le nombre de période par grain est introduit. Ce paramètre, noté σ_T, donne l'amplitude de variations du nombre de périodes par grain. Chaque grain est extrait avec un nombre de périodes différent et aléatoire.

Les Figure 5.20 présentent les spectrogrammes des signaux enregistré et synthétisé en appliquant cette hypothèse ainsi que la linéarisation de la fondamentale présentée dans la partie précédente. Le signal synthétisé est plus réaliste que ceux obtenus en Figures 5.18 et 5.19 du fait que les harmoniques et les variations d'amplitude sont mieux reconstruites. Cependant, de petits artéfacts persistent pouvant être audibles.

5.6.2.3 Extraction d'un grain unique et pré-concaténation

Une autre approche peut être abordée pour améliorer la qualité de la synthèse granulaire synchrone des signaux non-stationnaires. Celle-ci consiste en l'extraction d'un grain unique, contenant un maximum de périodes de la fréquence fondamentale, et pré-concaténé avant d'être stocké dans la base de données. Le grain extrait étant unique, il sera nécessairement concaténé



(a) (b)

FIGURE 5.20: (a) Spectrogramme du signal enregistré du condenseur de la motrice 1 au régime GV. (b) Spectrogramme du même signal synthétisé en utilisant une consigne linéarisée et un nombre aléatoire de période par grain. Un écart-type sur le nombre de période par grain $\sigma_T = 15$ a été utilisé pour obtenir ce résultat.

sur lui-même lors de la phase de synthèse. Or, le recouvrement des grains lors de la concaténation augmente le coût de calcul, nécessitant de sommer des parties de signaux entre elles. L'objectif de la pré-concaténation est de réaliser cette opération avant d'enregistrer le grain dans la base de données. Ainsi, le grain unique sera bouclé sur lui-même durant la synthèse sans nécessiter de recouvrement. Il s'agit de forcer la longueur de recouvrement associé au grain à zéro (cf. tableau 5.3). La Figure 5.21 présente les différentes opérations réalisées avant l'enregistrement du grain unique.

Cette méthode de synthèse, basée sur le bouclage de l'enregistrement, permet d'obtenir un signal synthétique de grande qualité. Les artéfacts dus aux passages d'un grain à l'autre observés avec la méthode précédente n'apparaissent plus ou ne sont plus perceptibles à l'écoute. De plus, le coût de calcul est réduit lors de la synthèse, le recouvrement entre les grains étant nul. C'est donc cette méthode qui sera appliquée pour la synthèse granulaire synchrone des bruits des équipements.

La Figure 5.22 présente les spectrogrammes des signaux enregistré et synthétisé du bruit généré par le condenseur de la motrice 1 à haut régime de fonctionnement (GV). Le grain unique utilisé pour ces synthèses est d'une durée proche de celle du signal d'origine (30 secondes). Reconstruire un signal de la même durée que l'original ne permet donc pas d'évaluer la qualité de la synthèse. C'est pourquoi les signaux présentés ici sont d'une durée de 120 secondes. Cela permet d'évaluer la qualité des concaténations du grain unique. Les signaux synthétisés ne présentent pas d'artéfact aux instants des concaténations (multiples de 30 secondes) et les effets de répétition audibles dans le cas de grains plus courts se recouvrant n'apparaissent plus.

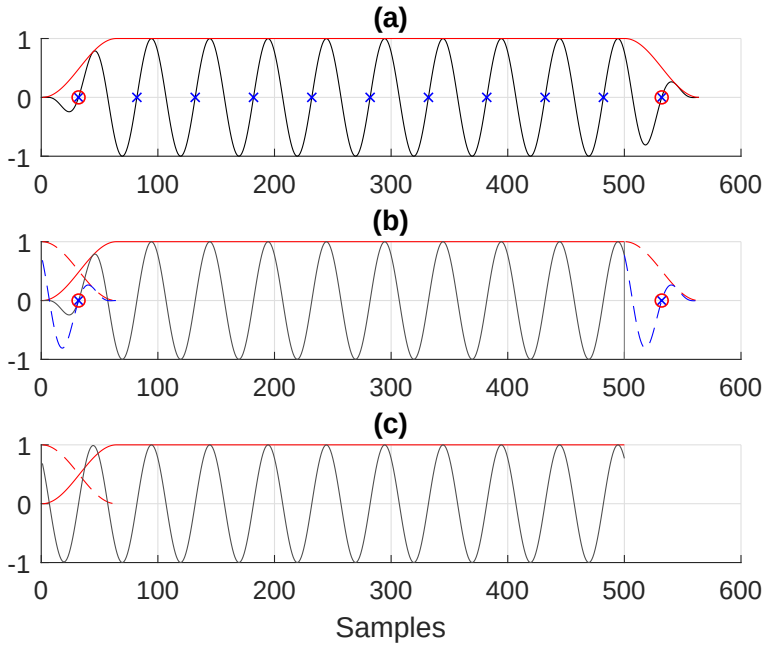
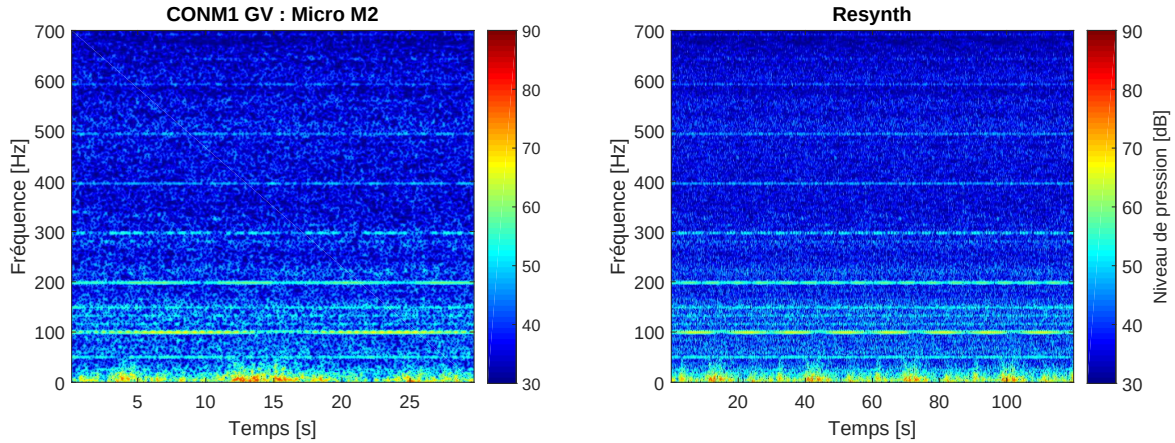


FIGURE 5.21: Présentation des opérations réalisées lors de la pré-concaténation. **(a)** Un grain est extrait à partir des passages par zéro, comme pour la synthèse classique. Ce grain est le seul extrait et contient le maximum de périodes de la fréquence fondamentale possible. Les points de phase nulle sont représentés par les croix bleues. Les centres des parties montantes et descendante de la fenêtre de Tuckey sont représentés par des cercles rouges. **(b)** La partie descendante de la fenêtre de Tuckey est tronquée pour être concaténée à la partie montante de cette même fenêtre. Les parties en pointillés représentent les tronçons de signal et de fenêtre étant concaténés. **(c)** Le signal pré-concaténé est construit en sommant la partie en pointillés bleus et le signal. Ce dernier, appelé grain unique, peut être bouclé sur lui-même sans créer d'erreur de phase.



(a) (b)

FIGURE 5.22: Spectrogrammes des signaux original (a) et synthétisé (b) à partir du grain unique pré-concaténé pour le bruit du condenseur de la motrice 1 au régime GV. La synthèse est réalisée sur une durée de 120 secondes.

5.7 Conclusions

Ce chapitre est consacré à l'auralisation du bruit des équipements du train. Pour ce faire, des essais acoustiques ont été réalisés. Ces essais ont permis de caractériser les émissions sonores engendrées par chaque équipement pour l'ensemble de ses régimes de fonctionnement. Une analyse des contenus fréquentiels montre que les sources sont majoritairement harmoniques. Cela vient du fait que les bruits étudiés sont générés essentiellement par des machines tournantes. Pour synthétiser ces sources de bruit, une synthèse granulaire synchrone est employée. Initialement conçu pour le bruit de trafic routier, l'algorithme de synthèse montre un bon résultat dans le cas du Powperpack. La stationnarité du bruit rayonné par cet équipement est vérifiée par le logiciel AStrion. En revanche, la synthèse des signaux non-stationnaires ne semble pas satisfaisante en utilisant cet algorithme tel qu'il est. Pour améliorer la qualité de synthèse, l'algorithme a subi plusieurs modifications afin de pouvoir tenir compte de l'aspect non-stationnaire. Ces non-stationnarités introduisent des variations au niveau de la fréquence fondamentale du signal. Dans un premier temps, l'ordonnancement des grains extraits dans la base de données est modifié afin de garder une cohérence temporelle entre eux. Cette précaution évite la concaténation de deux grains éloignés temporellement lors de la phase de synthèse, pouvant être source d'artéfacts. La longueur des grains est également rendue aléatoire pour ajouter de la variété et rendre les signaux sonores modélisés plus réalistes. Ces deux modifications ont permis d'améliorer le résultat de synthèse. Certains artéfacts persistent cependant. Pour une synthèse meilleure, une autre approche est abordée en choisissant d'extraire un grain unique sur le signal source et de le pré-concaténer. Cette approche permet d'obtenir des résultats de très bonne qualité.

Conclusions et perspectives

Le secteur des transports ferroviaires connaît une croissance importante notamment à travers la densification du trafic et le développement du réseau à grande vitesse. Sans mettre de côté ses nombreux avantages, ce dynamisme ferroviaire impacte l'environnement sonore urbain et peut engendrer un inconfort pour la population riveraine. Pour réduire les nuisances perçues, le bruit ferroviaire est aujourd'hui encadré par plusieurs réglementations. Des actions doivent être menées à la fois par le constructeur et l'exploitant du matériel ferroviaire afin de réduire les émissions acoustiques. La question acoustique se présente ainsi comme un vrai défi au bon développement du réseau ferré dans les années à venir. Pour pouvoir agir d'une manière efficace sur l'émission acoustique ferroviaire, il est important de disposer d'outils de simulation permettant aussi bien de prédire et maîtriser les niveaux émis que d'informer et dialoguer avec les riverains des infrastructures. Cette thèse contribue à ce double enjeu par le développement de techniques d'auralisation adaptées au bruit ferroviaire. L'auralisation, qui vise à simuler auditivement l'environnement sonore, permet de qualifier l'impact des sources de bruit de manière quantitative et perceptive. Les travaux menés sur le sujet de l'auralisation des bruits environnementaux se sont focalisés sur le trafic routier. Plus particulièrement, les travaux réalisés au CSTB ont abouti à des techniques d'auralisation adaptées aux spécificités des bruits de trafic routier. Au contraire, les recherches sur l'auralisation du bruit ferroviaire sont relativement peu nombreuses. L'objectif principal de cette thèse est de proposer et valider des techniques d'auralisation du bruit ferroviaire en milieu urbain. Ce type de bruit est par nature plus complexe que le bruit des véhicules motorisés. Pour des vitesses de circulation urbaine, il résulte du roulement de la roue sur le rail et du bruit des équipements sur le train (ventilateurs, compresseurs, moteurs, etc.). Les travaux réalisés dans le cadre de cette thèse sont articulés autour du développement de méthodes de synthèse sonore des émissions acoustiques de ces sources.

Le Chapitre 1 est consacré à un état de l'art sur la prévision et l'auralisation du bruit ferroviaire. Il est montré que les niveaux du bruit ferroviaire sont bien estimés à l'aide des modèles théoriques et empiriques proposés dans la littérature. Plus particulièrement, le modèle TWINS offre une prévision précise du bruit ferroviaire qui constitue la source principale pour des vitesses de train comprises entre 50 et 300 km/h. En revanche, le sujet de l'auralisation du bruit ferroviaire a été peu abordé lors de travaux antérieurs. Étant basées sur des modèles de signaux, les techniques d'auralisation développées ne considèrent pas la complexité de la source ferroviaire liée notamment à la physique du système roue/voie. Dans le Chapitre 2, la caractérisation du bruit de roulement est présentée. Cette étude, issue de travaux antérieurs, permet de comprendre les phénomènes mis en jeu dans la génération de ce bruit. Les contributions individuelles qui le composent sont analysées à travers une étude de leurs comportements vibroacoustiques. Dans un premier temps, l'étude met en évidence des propriétés du rayonnement du rail qui dépendent fortement de la fréquence. Ces propriétés sont régies par l'atténuation des ondes vibratoires se propageant dans rail. Ces ondes sont fortement atténuées en basse fréquence et il en résulte un rayonnement localisé au voisinage du point d'excitation. En haute fréquence, l'atténuation des ondes dans le rail s'affaiblit et le rayonnement s'étend sur une grande distance. Pour ces fréquences, le rayonnement du rail se caractérise par un angle de directivité, fonction du rapport de la longueur d'onde dans le rail et de la longueur d'onde dans l'air. L'étude révèle que les paramètres mécaniques de la voie tels que la raideur de la semelle, la raideur du ballast ainsi que

le type de traverse influencent les propriétés du champ acoustique rayonné. Le comportement de la roue est analysé dans un second temps et un comportement modal est mis en avant. Le travail de caractérisation présenté dans le Chapitre 2 concerne aussi une étude sur l'excitation du système roue/rail en situation de roulement. Cette étude montre que les efforts générés au point de contact roue/rail sont conditionnés par la rugosité combinée ainsi que la dynamique de la roue et du rail.

La caractérisation menée dans le Chapitre 2 identifie les différentes caractéristiques physiques du système roue/voie. Le modèle d'auralisation proposé dans le Chapitre 3 doit être capable de restituer ces propriétés et par conséquent se base sur une approche physique. Les modèles physiques roue/voie existants sont formulés dans le domaine fréquentiel. Dans un premier temps, une transposition du modèle d'interaction roue/rail dans le domaine temporel permet de générer le signal de force de contact roue/rail. Ce signal d'excitation constitue l'entrée des modules de synthèse sonore de la roue et du rail. Ces deux modules représentent respectivement la réponse acoustique du rail et de la roue pour une excitation de force unitaire. Le module de synthèse du rail consiste en une ligne de monopoles cohérents entre eux de manière à prendre en compte l'étendue spatiale du champ de pression rayonné par le rail. Le support spatial et la distribution de monopoles dépendent de la fréquence. La contribution individuelle de chaque monopole est proportionnelle à la réponse vibratoire du rail. Une comparaison avec un modèle de source ponctuelle reflète l'intérêt du modèle multi-sources utilisé et sa capacité à restituer les propriétés spatiales du champ acoustique du rail par rapport au modèle simplifié. Cependant, la complexité réside dans le nombre élevé de monopoles utilisés pour représenter le rail. Ce nombre peut être réduit en tirant partie de considérations perceptives. D'autre part, l'émission acoustique de la roue est générée en filtrant le signal de force de contact par des filtres résonants conçus pour modéliser les modes de résonance de la roue. Cette approche permet de conserver le caractère modal du champ acoustique rayonné par la roue. Une incertitude est cependant présente sur les facteurs d'amortissement des modes de la roue en mouvement. Ces paramètres peuvent être obtenus à partir de mesures ou ajustés à travers des tests perceptifs. Enfin, la contribution individuelle de la traverse est synthétisée à partir des niveaux sonores calculés à l'aide du modèle TWINS.

L'application du modèle d'auralisation du bruit de roulement nécessite la connaissance de certaines données telles que les paramètres mécaniques de la voie et la rugosité roue/rail. Une campagne d'essais, présentée dans le Chapitre 4, a été réalisée pour permettre le paramétrage du modèle. Cette campagne permet de déterminer les paramètres mécaniques de la voie à partir d'une mesure du taux de décroissance des ondes dans le rail. La rugosité du rail a été mesurée et est donnée en entrée du modèle. D'autre part, des mesures acoustiques ont été réalisées au passage d'un train AGC. Elles sont utilisées pour valider le modèle d'auralisation proposé. Dans un premier temps, le bruit simulé est évalué en termes de niveaux sonores par rapport à la mesure au passage du train. La comparaison montre un bon accord entre le niveau sonore équivalent simulé et le niveau mesuré avec une différence inférieure à 2 dB(A). Dans un second temps, un test d'écoute est mis en place en vue d'une évaluation perceptive de la représentativité des sons simulés par rapport à la mesure. L'objectif est aussi d'ajuster perceptivement les facteurs d'amortissement de la roue et de traiter la possibilité d'une simplification du modèle de points sources du rail. Les résultats montrent que le réalisme sonore est conditionné par le facteur d'amortissement de la roue. La qualité sonore est nettement améliorée par l'utilisation de valeurs d'amortissement supérieures à celles mesurées sur une roue à l'arrêt. Le test montre

également que les paramètres mécaniques de la voie jouent un rôle fondamental dans la qualité sonore perçue. Une attention particulière doit donc être portée lors de la détermination de ces paramètres. D'autre part, le modèle de source ponctuelle directive conduit à un réalisme élevé qui est nettement supérieur au bruit simulé par VAMPPASS, bien que ce modèle à une source ne recrée pas les propriétés spatiales du champ acoustique rayonné par le rail. Un réalisme équivalent est atteint en utilisant le modèle multi-sources pour des paramètres de voie souple. L'interprétation de ces résultats reste difficile du fait que les deux configurations testées (modèle de source directive et modèles multi-sources) n'utilisent pas le même jeu de paramètres pour la voie. On ne peut pas non plus tirer des conclusions sur une éventuelle simplification du modèle de points sources du rail. L'effet lié à cette simplification est étudié en utilisant des paramètres mécaniques déterminés à partir du taux de décroissance mesuré. L'incohérence présentée par ce taux mesuré se traduit par un réalisme sonore faible dû aux fluctuations du niveau sonore. Une étude pertinente doit se baser sur une mesure correcte du taux de décroissance.

Dans le cadre de cette thèse, une nouvelle approche basée sur un modèle physique est proposée pour l'auralisation du bruit de roulement ferroviaire. Les avantages de ce modèle résident principalement dans sa capacité à reproduire les propriétés du champ acoustique rayonné par la roue et le rail. De plus, il offre la possibilité d'évaluer différents types de systèmes roue/rail compte tenu de l'approche physique sur laquelle il repose. Le modèle d'auralisation du bruit de roulement peut ainsi être utilisé comme outil d'évaluation de l'influence des paramètres mécaniques de la voie sur le bruit rayonné. Une perspective intéressante est l'application du modèle d'auralisation du bruit de roulement aux bruits d'impact qui représentent une source très gênante en milieu urbain du fait des nombreux appareils de voies. Ce bruit est aussi engendré par la présence de défauts de surface importants sur les surfaces de roulement de la roue et/ou du rail. Un premier test réalisé montre la possibilité d'adapter ce modèle pour tenir compte d'un impact en introduisant des impulsions dans le signal de force de contact roue/rail. À ce stade, il est nécessaire de continuer le travail afin de modéliser avec précision l'excitation associée à un impact.

L'auralisation du bruit des équipements est traitée dans le Chapitre 5. Étant donné les mécanismes complexes mis en jeu dans la génération du bruit des équipements, il est décidé de synthétiser ces sources à partir de mesures. Une campagne d'essais acoustiques a été effectuée permettant de caractériser les émissions acoustiques des différents équipements du train pour l'ensemble de leurs régimes de fonctionnement. L'analyse de la mesure met en évidence des bruits harmoniques étant donné le fonctionnement à base de machines tournantes de la plupart des équipements. Pour restituer cette harmonicité, une synthèse granulaire synchrone est employée. L'algorithme, initialement développé pour la synthèse du bruit de trafic routier, est modifié pour tenir compte des spécificités du bruit des équipements ferroviaires. Les comparaisons des sons synthétisés avec la mesure montrent l'intérêt de l'approche proposée. L'implémentation de cette technique au sein d'un outil d'auralisation du bruit ferroviaire nécessite la caractérisation de la directivité des équipements. Les mesures réalisées permettent de déterminer la directivité verticale. Cependant, d'autres mesures devront être réalisées afin de caractériser la directivité horizontale, cette directivité étant un facteur déterminant dans l'auralisation du bruit des équipements au passage du matériel ferroviaire.

Annexe A

Réponse vibratoire du rail sur support continu

La formulation théorique et les calculs présentés dans cette annexe sont tirés des travaux de Hamet [Hamet 1999], énoncés dans [Faure 2011, Faure 2015].

A.1 Mise en équation

Soit $u(x,\omega)$ l'amplitude complexe du mouvement en flexion du rail au point d'abscisse x le long de son axe. L'équation différentielle du mouvement de la poutre s'écrit :

$$\left[\left\{\frac{d^2}{dx^2}+k_c^2\right\}\left\{\frac{d^2}{dx^2}+k_t^{*2}\right\}-k_B^4\right]u(x,\omega)=\frac{F_{ext}(\omega)}{B}\left[1-\frac{B}{K}\left\{\frac{d^2}{dx^2}+k_c^2\right\}\right] \tag{A.1}$$

avec :
$k_c=\omega\sqrt{\frac{\rho}{E}}$: le nombre d'onde des ondes de compression
$k_t^*=\omega\sqrt{\frac{\rho}{G^*}}$: le nombre d'onde des ondes de cisaillement où $G^*=\frac{G}{\kappa}$
$K=G^*M_r/\rho$: la rigidité de cisaillement
$F_{ext}(\omega)$: le champ spatial des forces extérieures exprimé en N/m. Ce champ est composé de la force d'excitation $F(\omega)$ appliquée en x_e ainsi que des forces de réaction du support du rail, $F_s=s'(\omega)u(x,\omega)$. Le champ des forces extérieures s'écrit alors :

$$F_{ext}(\omega)=F(\omega)\delta(x-x_e)-s'(\omega)u(x,\omega) \tag{A.2}$$

où $s'(\omega)=s(\omega)/a_t$ est la raideur équivalente par unité de longueur du support (cf. Eq. (2.3)) avec a_t la distance inter-traverse.

A.2 Constantes de propagation

On considère le déplacement vertical $u(x,\omega)$ s'écrivant sous la forme $e^{\pm\gamma(\omega)x}$ où $\gamma(\omega)$ est une grandeur complexe appelée constante de propagation. Les valeurs possibles de la constante de propagation $\gamma(\omega)$ sont déterminées en substituant l'expression du déplacement, $u(x,\omega)=e^{\pm\gamma(\omega)x}$, dans l'Eq. (A.1) sans second membre ($F(\omega)=0$). On obtient alors la relation de dispersion suivante :

$$\gamma(\omega)^4+\left(k_c^2+k_t^{*2}-\frac{s'(\omega)}{K}\right)\gamma(\omega)^2-\left(k_B^4-k_c^2k_t^{*2}-\frac{s'(\omega)}{B}\left[1-\frac{B}{K}k_c^2\right]\right)=0 \tag{A.3}$$

L'Eq. (A.3) possède quatre solutions données par $\pm\gamma_c(\omega)$ et $\pm\gamma_p(\omega)$ qui s'écrivent :

$$\gamma_c(\omega) = \frac{1}{\sqrt{2}}\left[\left[\left(k_c^2 + k_t^{*2} - \frac{s'(\omega)}{K}\right)^2 + 4\left(k_B^4 - k_c^2 k_t^{*2} - \frac{s'(\omega)}{B}\left[1 - \frac{B}{K}k_c^2\right]\right)\right]^{\frac{1}{2}} - \left(k_c^2 + k_t^{*2} - \frac{s'(\omega)}{K}\right)\right]^{\frac{1}{2}} \tag{A.4}$$

$$\gamma_p(\omega) = \frac{1}{\sqrt{2}}\left[\left[\left(k_c^2 + k_t^{*2} - \frac{s'(\omega)}{K}\right)^2 + 4\left(k_B^4 - k_c^2 k_t^{*2} - \frac{s'(\omega)}{B}\left[1 - \frac{B}{K}k_c^2\right]\right)\right]^{\frac{1}{2}} + \left(k_c^2 + k_t^{*2} - \frac{s'(\omega)}{K}\right)\right]^{\frac{1}{2}} \tag{A.5}$$

avec $k_B^4 = M_r\omega^2/B$ le nombre d'onde de flexion d'une poutre mince.
La solution générale de l'Eq. (A.1) est donnée par la combinaison linéaire des différentes formes d'onde :

$$u(x,\omega) = a_1 e^{\gamma_c(\omega)x} + a_2 e^{\gamma_p(\omega)x} + b_1 e^{-\gamma_c(\omega)x} + b_2 e^{-\gamma_p(\omega)x} \tag{A.6}$$

A.3 Fonction de Green

La fonction de Green $G_\omega(x, x_e)$ est définie par la réponse spatiale du rail soumis à une force ponctuelle unitaire en x_e, c'est à dire $F(\omega) = 1$. Ce qui revient à la solution de l'équation suivante :

$$\left[\frac{d^4}{dx^4} + \left(k_c^2 + k_t^{*2} - \frac{s'(\omega)}{K}\right)\frac{d^2}{dx^2} - k_B^4 + k_c^2 k_t^{*2} - \frac{s'(\omega)}{B}\left(1 - \frac{B}{K}k_c^2\right)\right] G_\omega(x, x_e) = \left[\frac{1}{B}\left(1 - \frac{B}{K}k_c^2\right) - \frac{1}{K}\frac{d^2}{dx^2}\right]\delta(x - x_e) \tag{A.7}$$

Pour déterminer l'expression de $G_\omega(x, x_e)$, on suit le même raisonnement que [Faure 2011] :

a. En tout point $x \neq x_e$, aucune force extérieure autre que la réaction du support est appliquée, on a donc :

$$\forall x \neq x_e, \quad \left[\frac{d^4}{dx^4} + \left(k_c^2 + k_t^{*2} - \frac{s'(\omega)}{K}\right)\frac{d^2}{dx^2} - k_B^4 + k_c^2 k_t^{*2} - \frac{s'(\omega)}{B}\left(1 - \frac{B}{K}k_c^2\right)\right] \times G_\omega(x, x_e) = 0 \tag{A.8}$$

b. Au point d'excitation $x = x_e$, la fonction de Green $G_\omega(x, x_e)$ est continue. La dérivée d'ordre 2 présente dans le second membre de l'Eq. (A.1) introduit des discontinuités dès la dérivée d'ordre 1. l'intégration de l'Eq. (A.8) de part et d'autre de x_e donne :

$$G_\omega(x, x_e) = \begin{cases} \frac{d^3 G_\omega(x,x_e)}{dx^3}\Big|_{x_e^-}^{x_e^+} + \left(k_c^2 + k_t^{*2} - \frac{s'(\omega)}{K}\right)\frac{dG_\omega(x,x_e)}{dx} = \frac{1}{B}\left[1 - \frac{B}{K}k_c^2\right] \\ \frac{d^2 G_\omega(x,x_e)}{dx^2}\Big|_{x_e^-}^{x_e^+} = 0 \\ \frac{dG_\omega(x,x_e)}{dx}\Big|_{x_e^-}^{x_e^+} = -\frac{1}{K} \\ G_\omega(x, x_e)\Big|_{x_e^-}^{x_e^+} = 0 \end{cases} \tag{A.9}$$

c. En $\pm\infty$, $G_\omega(x, x_e)$ est bornée.
Étant donné que toute solution de l'Eq. (A.1) s'écrit de la forme donnée par l'Eq. (A.6), les conditions aux limites imposées en $\pm\infty$ permettent d'écrire la fonction de Green sous la forme :

$$G_\omega(x,x_e) = \begin{cases} a_1 e^{\gamma_c(\omega)(x-x_e)} + a_2 e^{\gamma_p(\omega)(x-x_e)} & \text{si} \quad x - x_e < 0 \\ b_1 e^{-\gamma_c(\omega)(x-x_e)} + b_2 e^{-\gamma_p(\omega)(x-x_e)} & \text{si} \quad x - x_e > 0 \end{cases} \tag{A.10}$$

Ainsi, les coefficients a_1, a_2, b_1 et b_2 sont déterminés à partir des conditions **a** et **b**. On aboutit au système d'équations :

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & -1 & -1 \\ -\gamma_c & -\gamma_p(\omega) & -\gamma_c(\omega) & -\gamma_p(\omega) \\ \gamma_c^2(\omega) & \gamma_p^2(\omega) & -\gamma_c^2(\omega) & -\gamma_p^2(\omega) \\ -\gamma_c^3(\omega) & -\gamma_p^3(\omega) & -\gamma_c^3(\omega) & -\gamma_p^3(\omega) \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ a_1 \\ a_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{K} \\ 0 \\ \frac{1}{B} - \frac{1}{K}\left[k_t^{*2} - \frac{s'(\omega)}{K}\right] \end{bmatrix} \tag{A.11}$$

La fonction de Green s'écrit :

$$G_\omega(x,x_e) = A_c(\omega) e^{-\gamma_c(\omega)|x-x_e|} + iA_p(\omega) e^{-\gamma_p(\omega)|x-x_e|} \tag{A.12}$$

avec

$$A_c(\omega) = \frac{-1}{B} \frac{1 - \frac{B}{K}\left(\gamma_p^2(\omega) + k_c^2\right)}{2\gamma_p(\omega)\left(\gamma_c^2(\omega) - \gamma_p^2(\omega)\right)} \qquad A_p(\omega) = \frac{-i}{B} \frac{1 - \frac{B}{K}\left(\gamma_p^2(\omega) + k_c^2\right)}{2\gamma_p(\omega)\left(\gamma_c^2(\omega) - \gamma_p^2(\omega)\right)} \tag{A.13}$$

Annexe B

Puissance acoustique rayonnée par la roue

La puissance acoustique rayonnée par la roue, modélisée par une plaque plane annulaire, s'écrit comme l'intégrale de l'intensité normale sur la surface vibrante [Fahy 2007] :

$$W(\omega) = \frac{1}{2}\int_{S_0} \Re\left\{p(\mathbf{x},\omega)^* v_w(\mathbf{x},\omega)\right\}\, d\mathbf{x} \tag{B.1}$$

où S_0 désigne la surface de la plaque, $\Re(.)$ indique la partie réelle, $(.)^*$ est le conjugué, $p(\mathbf{x},\omega)$ et $v_w(\mathbf{x},\omega)$ sont respectivement la pression acoustique et la vitesse vibratoire au point $\mathbf{x} = (x, y, 0)$ de la surface de la plaque.
La pression acoustique rayonnée est exprimée à l'aide de l'intégrale de Rayleigh :

$$p(\mathbf{x},\omega) = \frac{\imath\omega\rho_0}{2\pi}\int_{S_0} \frac{e^{-\imath kh}}{h} v_w(\mathbf{x'},\omega)\, d\mathbf{x'} \tag{B.2}$$

où k est le nombre d'onde, ρ_0 est la densité de l'air et h indique la distance euclidienne entre le point d'observation $\mathbf{x}$ et le point source $\mathbf{x'} = (x', y', 0)$:

$$h = |\mathbf{x} - \mathbf{x'}| = \sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2} \tag{B.3}$$

La substitution de l'Eq. B.2 dans l'Eq. B.1 permet d'écrire :

$$W(\omega) = \frac{1}{2}\Re\left\{\frac{-i\omega\rho_0}{2\pi}\int_{S_0}\int_{S_0} \frac{e^{\imath kh}}{h} v_w(\mathbf{x'},\omega)^*\, v_w(\mathbf{x},\omega)\, d\mathbf{x'}\, d\mathbf{x}\right\} \tag{B.4}$$

L'Eq. B.4 se simplifie :

$$W(\omega) = \frac{\omega\rho_0}{4\pi}\int_{S_0}\int_{S_0} \frac{\sin kh}{h} v_w(\mathbf{x'},\omega)^*\, v_w(\mathbf{x},\omega)\, d\mathbf{x'}\, d\mathbf{x} \tag{B.5}$$

Le champ vibratoire $v_w(\mathbf{x},\omega)$ en tout point $\mathbf{x}$ de la surface de la plaque peut être décomposé sur la base de N premiers modes propres :

$$v_w(\mathbf{x},\omega) = \sum_{n=1}^{N} \frac{A_n}{\omega_n^2 - \omega^2 + 2i\zeta_n\omega\omega_n}\psi_n(\mathbf{x}) \tag{B.6}$$

avec $f_n = \omega_n/2\pi$ la fréquence de résonance, A_n l'amplitude modale, ζ_n le facteur d'amortissement et $\psi_n(\mathbf{x})$ la déformée modale.

En utilisant l'Eq. B.6, l'Eq. B.5 peut s'écrire :

$$W(\omega) = \frac{\omega\rho_0}{4\pi}\int_{S_0}\int_{S_0} \frac{\sin kh}{h} \sum_{n=1}^{N} \frac{A_n^*}{(\omega_n^2 - \omega^2 + 2i\zeta_n\omega\omega_n)^*}\psi_n^*(\mathbf{x'}) \times \sum_{m=1}^{N} \frac{A_m}{\omega_m^2 - \omega^2 + 2i\zeta_m\omega\omega_m}\psi_m(\mathbf{x})\, d\mathbf{x'}\, d\mathbf{x} \tag{B.7}$$

On a alors :

$$W(\omega) = \frac{\omega\rho_0}{4\pi} \sum_{n=1}^{N}\sum_{m=1}^{N} \frac{A_n^* A_m}{\left(\omega_n^2 - \omega^2 + 2i\zeta_n\omega\omega_n\right)^* \left(\omega_m^2 - \omega^2 + 2i\zeta_m\omega\omega_m\right)} \times \int_{S_0}\int_{S_0} \frac{\sin kh}{h}\, \psi_n^*(\mathbf{x'})\, \psi_m(\mathbf{x})\, d\mathbf{x'}\, d\mathbf{x} \quad \text{(B.8)}$$

En basse fréquence, on a $kh \ll 1$, un développement limité d'ordre 1 permet d'écrire $\frac{\sin kh}{h} \approx k = \omega/c$ avec c la célérité des ondes dans l'air.
La puissance acoustique s'écrit alors :

$$W(\omega) = \frac{\omega^2\rho_0}{4\pi c} \sum_{n=1}^{N}\sum_{m=1}^{N} \frac{A_n^* A_m}{\left(\omega_n^2 - \omega^2 + 2i\zeta_n\omega\omega_n\right)^* \left(\omega_m^2 - \omega^2 + 2i\zeta_m\omega\omega_m\right)} \times \int_{S_0}\int_{S_0} \psi_n^*(\mathbf{x'})\, \psi_m(\mathbf{x})\, d\mathbf{x'}\, d\mathbf{x} \quad \text{(B.9)}$$

Si on a la relation d'orthogonalité :

$$\int_{S_0}\int_{S_0} \psi_n^*(\mathbf{x'})\, \psi_m(\mathbf{x})\, d\mathbf{x'}\, d\mathbf{x} = \delta_{nm} = \begin{cases} 1 & \text{si } n = m \\ 0 & \text{si } n \neq m \end{cases} \quad \text{(B.10)}$$

On obtient l'expression de la puissance rayonnée sous la forme :

$$W(\omega) = \frac{\rho_0\, \omega^2}{4\pi c} \sum_{n=1}^{N} \frac{|A_n|^2}{\left|\omega_n^2 - \omega^2 + 2i\zeta_n\omega\omega_n\right|^2} \quad \text{(B.11)}$$

Annexe C

Échantillons sonores

Les échantillons sonores fournis avec le manuscrit correspondent aux stimuli utilisés pendant le test d'écoute présenté dans le Chapitre 4. Ils concernent l'enregistrement et les simulations à une distance de 7.5 m de la voie. Les noms des fichiers correspondent aux configurations suivantes :

— Son-00 : signal enregistré ;

— Son-01 : simulation associée au modèle du rail à une source unique en utilisant l'amortissement mesuré sur la roue fixe et les paramètres mécaniques du tableau 4.1 ;

— Son-02 : simulation associée au modèle du rail à une source unique en utilisant 10 fois l'amortissement mesuré sur la roue fixe et les paramètres mécaniques du tableau 4.1 ;

— Son-03 : simulation associée au modèle du rail à une source unique en utilisant 20 fois l'amortissement mesuré sur la roue fixe et les paramètres mécaniques du tableau 4.1 ;

— Son-04 : simulation associée au modèle multi-sources du rail donné par $\{L_\omega = 60/\Delta_s$, $\Delta x_\omega = \min(\lambda_{air}, \lambda_s)/5\}$ en utilisant l'amortissement mesuré sur la roue fixe et les paramètres mécaniques du tableau 4.1 ;

— Son-05 : simulation associée au modèle multi-sources du rail donné par $\{L_\omega = 60/\Delta_s$, $\Delta x_\omega = \min(\lambda_{air}, \lambda_s)/5\}$ en utilisant 10 fois l'amortissement mesuré sur la roue fixe et les paramètres mécaniques du tableau 4.1 ;

— Son-06 : simulation associée au modèle multi-sources du rail donné par $\{L_\omega = 60/\Delta_s$, $\Delta x_\omega = \min(\lambda_{air}, \lambda_s)/5\}$ en utilisant 20 fois l'amortissement mesuré sur la roue fixe et les paramètres mécaniques du tableau 4.1 pour la voie ;

— Son-07 : simulation associée au modèle multi-sources du rail donné par $\{L_\omega = 5/\Delta_s$, $\Delta x_\omega = \min(\lambda_{air}, \lambda_s)/2\}$ en utilisant l'amortissement mesuré sur la roue fixe et les paramètres mécaniques du tableau 4.1 ;

— Son-08 : simulation associée au modèle multi-sources du rail donné par $\{L_\omega = 5/\Delta_s$, $\Delta x_\omega = \min(\lambda_{air}, \lambda_s)/2\}$ en utilisant 10 fois l'amortissement mesuré sur la roue fixe et les paramètres mécaniques du tableau 4.1 ;

— Son-09 : simulation associée au modèle multi-sources du rail donné par $\{L_\omega = 5/\Delta_s$, $\Delta x_\omega = \min(\lambda_{air}, \lambda_s)/2\}$ en utilisant 20 fois l'amortissement mesuré sur la roue fixe et les paramètres mécaniques du tableau 4.1 pour la voie ;

— Son-10 : simulation associée au modèle multi-sources du rail donné par $\{L_\omega = 60/\Delta_s$, $\Delta x_\omega = \min(\lambda_{air}, \lambda_s)/5\}$ en utilisant l'amortissement mesuré sur la roue fixe et un support du rail souple ;

— Son-11 : simulation associée au modèle multi-sources du rail donné par $\{L_\omega = 60/\Delta_s$, $\Delta x_\omega = \min(\lambda_{air}, \lambda_s)/5\}$ en utilisant 10 fois l'amortissement mesuré sur la roue fixe et un support du rail souple ;

— Son-12 : simulation associée au modèle multi-sources du rail donné par $\{L_\omega = 60/\Delta_s$, $\Delta x_\omega = \min(\lambda_{air}, \lambda_s)/5\}$ en utilisant 20 fois l'amortissement mesuré sur la roue fixe et un support du rail souple ;

— Son-13 : simulation VAMPPASS.

Bibliographie

[Adrien 1991] Jean-Marie Adrien. *The missing link : Modal synthesis*. In Representations of musical signals, pages 269–298. MIT Press, 1991. (Cité en page 14.)

[Alayrac 2010] M Alayrac, C Marquis-Favre, S Viollon, J Morel et G Le Nost. *Annoyance from industrial noise : indicators for a wide variety of industrial sources*. The Journal of the Acoustical Society of America, vol. 128, no. 3, pages 1128–1139, 2010. (Cité en page 1.)

[Blauert 1997] Jens Blauert. Spatial hearing : the psychophysics of human sound localization. MIT press, 1997. (Cité en page 17.)

[Bongini 2008a] E. Bongini. *Modèle acoustique global et synthèse sonore du bruit d'un véhicule : application aux véhicules ferroviaires*. PhD thesis, Université de Provence-Aix-Marseille I, 2008. (Cité en page 92.)

[Bongini 2008b] E. Bongini, S. Molla, C. Herviou, D. Habault et F. Poisson. *Prediction and audio synthesis of vehicle pass-by noise*. In Acoustics, 2008. (Cité en page 19.)

[Bongini 2008c] Estelle Bongini, Stéphane Molla, Pierre-Etienne Gautier, Dominique Habault, Pierre-Olivier Mattéi et F Poisson. *Synthesis of noise of operating vehicles : development within SILENCE of a tool with listening features*. In Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems, pages 320–326. Springer, 2008. (Cité en pages 6 et 95.)

[Brian 2002] Hemsworth Brian. *Strategies and Tools to Assess and Implement Noise Reducing Measures for Railway Systems. Final technical report.*, 2002. (Cité en page 10.)

[Bronkhorst 1995] Adelbert W Bronkhorst. *Localization of real and virtual sound sources*. The Journal of the Acoustical Society of America, vol. 98, no. 5, pages 2542–2553, 1995. (Cité en page 17.)

[Cadoz 1979] Claude Cadoz. *Synthese sonore par simulation de mécanismes vibratoires. Applications aux sons musicaux*. PhD thesis, Institut national polytechnique de Grenoble, 1979. (Cité en page 14.)

[Chartrain 2013] Pierre-Emile Chartrain. *Lecture acoustique de la voie ferrée*. PhD thesis, Aix Marseille Université, 2013. (Cité en pages 42, 43, 44, 45, 55, 63 et 64.)

[Cigada 2008] Alfredo Cigada, Stefano Manzoni et Marcello Vanali. *Vibro-acoustic characterization of railway wheels*. Applied acoustics, vol. 69, no. 6, pages 530–545, 2008. (Cité en page 42.)

[Cléon 2010] Louis-Marie Cléon et Franck Poisson. *Acoustique des transports ferroviaires*. 2010. (Cité en pages 25 et 26.)

[CNOSSOS-EU 2015] CNOSSOS-EU. *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*, 2015. (Cité en pages 7, 10, 11, 19, 27, 54, 58, 67 et 78.)

[Cook 2002] Perry R Cook. Real sound synthesis for interactive applications. AK Peters/CRC Press, 2002. (Cité en page 12.)

[Daniel 2000] Jérôme Daniel. *Représentation de champs acoustiques, application à la transmission et à la reproduction de scènes sonores complexes dans un contexte multimédia*. 2000. (Cité en page 18.)

[Davis 2007] Philip J Davis et Philip Rabinowitz. Methods of numerical integration. Courier Corporation, 2007. (Cité en page 68.)

[De Poli 1991] Giovanni De Poli, Aldo Piccialli et Curtis Roads. Representations of musical signals. MIT press, 1991. (Cité en page 12.)

[Delavaud 2011] Virginie Delavaud. *Modélisation temporelle de l'interaction roue/rail pour une application au bruit de roulement ferroviaire*. PhD thesis, ENSTA ParisTech, 2011. (Cité en page 26.)

[Dutilleux 2008] Guillaume Dutilleux, Jerome Defrance, Benoit Gauvreau, Francis Besnard *et al.* *The revision of the French method for road traffic noise prediction*. Journal of the Acoustical Society of America, vol. 123, no. 5, pages 3150–3150, 2008. (Cité en page 16.)

[EN-15461 2008] EN-15461. *Railway applications - Noise emission - Characterisation of the dynamic properties of track sections for pass by noise measurements*. International Organization of Standardization, 2008. (Cité en page 77.)

[EN-15610 2009] EN-15610. *Railway applications - Noise emission - Rail roughness measurement related to rolling noise generation*. European Committee for Standardization, 2009. (Cité en pages 25, 26 et 76.)

[Ewins 1984] David J Ewins. Modal testing : theory and practice, volume 15. Research studies press Letchworth, 1984. (Cité en page 44.)

[Fahy 2007] Frank J Fahy et Paolo Gardonio. Sound and structural vibration : radiation, transmission and response. Elsevier, 2007. (Cité en pages 39, 45, 65, 66 et 123.)

[Faure 2011] Baldrik Faure. *Caractérisation du rayonnement acoustique d'un rail à l'aide d'un réseau de microphones*. PhD thesis, Université de Grenoble, 2011. (Cité en pages 39, 119 et 120.)

[Faure 2015] Baldrik Faure, Olivier Chiello, Marie-Agnès Pallas et Christine Serviere. *Characterisation of the acoustic field radiated by a rail with a microphone array : The SWEAM method*. Journal of Sound and Vibration, vol. 346, pages 165–190, 2015. (Cité en pages 29, 37, 38 et 119.)

[Forssén 2009] Jens Forssén, Tomasz Kaczmarek, Jesper Alvarsson, Peter Lundén et Mats E Nilsson. *Auralization of traffic noise within the LISTEN project—Preliminary results for passenger car pass-by*. Euronoise 2009, 2009. (Cité en page 18.)

[Forssén 2018] Jens Forssén, Alice Hoffmann et Wolfgang Kropp. *Auralization model for the perceptual evaluation of tyre–road noise*. Applied Acoustics, vol. 132, pages 232–240, 2018. (Cité en page 16.)

[Gabor 1946] Dennis Gabor. *Theory of communication. Part 1 : The analysis of information*. Journal of the Institution of Electrical Engineers-Part III : Radio and Communication Engineering, vol. 93, no. 26, pages 429–441, 1946. (Cité en page 102.)

[Gabor 1947] Dennis Gabor. *Acoustical quanta and the theory of hearing*, 1947. (Cité en page 15.)

[Griefahn 2006] Barbara Griefahn, Anke Marks et Sibylle Robens. *Noise emitted from road, rail and air traffic and their effects on sleep*. Journal of sound and vibration, vol. 295, no. 1-2, pages 129–140, 2006. (Cité en page 1.)

[Hamet 1999] Jean-François Hamet. *Railway noise : use of the Timoshenko model in rail vibration studies*. Acta Acustica united with Acustica, vol. 85, no. 1, pages 54–62, 1999. (Cité en pages 27, 31 et 119.)

[Hiller 1971] Lejaren Hiller et Pierre Ruiz. *Synthesizing musical sounds by solving the wave equation for vibrating objects : Part 1.* Journal of the Audio Engineering Society, vol. 19, no. 6, pages 462–470, 1971. (Cité en page 14.)

[Hirschman 1991] S Hirschman, PR Cook et JO Smith. *Digital waveguide modelling of reed woodwinds : An interactive development environment on the NeXT computer.* In Proceedings of the 1991 International Computer Music Conference, Montreal, pages 300–303, 1991. (Cité en page 13.)

[Hufschmitt 2000] Aline Hufschmitt. *La synthèse par modèles physiques.* Mémoire de maîtrise, Université Paris Sorbonne (Paris IV), disponible à l'adresse alinehuf3. free. fr, 2000. (Cité en page 14.)

[Irretier 1983] H Irretier. *The natural and forced vibrations of a wheel disc.* Journal of Sound and Vibration, vol. 87, no. 2, pages 161–177, 1983. (Cité en page 43.)

[ISO-3095 2013] ISO-3095. *Acoustics, Railway applications, Measurement of noise emitted by railbound vehicles.* International Organization of Standardization, 2013. (Cité en page 76.)

[Jagla 2012] Jan Jagla, Julien Maillard et Nadine Martin. *Sample-based engine noise synthesis using an enhanced pitch-synchronous overlap-and-add method.* The Journal of the Acoustical Society of America, vol. 132, no. 5, pages 3098–3108, 2012. (Cité en pages 2, 16, 18 et 102.)

[Jagla 2013] Jan Jagla. *Dynamic simulation of urban traffic noise.* PhD thesis, Université de Grenoble, 2013. Pages 35-60. (Cité en pages 102, 103 et 105.)

[Jones 2003] CJC Jones et DJ Thompson. *Extended validation of a theoretical model for railway rolling noise using novel wheel and track designs.* Journal of Sound and Vibration, vol. 267, no. 3, pages 509–522, 2003. (Cité en pages 9, 10 et 77.)

[Karplus 1983] Kevin Karplus et Alex Strong. *Digital synthesis of plucked-string and drum timbres.* Computer Music Journal, vol. 7, no. 2, pages 43–55, 1983. (Cité en page 13.)

[Kephalopoulos 2010] S. Kephalopoulos et F. Anfosso-Lédée. Common noise assessment methods in eu. Draft JRC Reference Report, 2010. (Cité en page 7.)

[Klein 2015] Achim Klein, Catherine Marquis-Favre, Rheinard Weber et Arnaud Trollé. *Spectral and modulation indices for annoyance-relevant features of urban road single-vehicle pass-by noises.* The Journal of the Acoustical Society of America, vol. 137, no. 3, pages 1238–1250, 2015. (Cité en page 1.)

[Kleiner 1993] Mendel Kleiner, Bengt-Inge Dalenbäck et Peter Svensson. *Auralization-an overview.* Journal of the Audio Engineering Society, vol. 41, no. 11, pages 861–875, 1993. (Cité en pages 1 et 2.)

[Knothe 1993] KL Knothe et SL Grassie. *Modelling of railway track and vehicle/track interaction at high frequencies.* Vehicle system dynamics, vol. 22, no. 3-4, pages 209–262, 1993. (Cité en page 27.)

[Krylov 2001] Victor V Krylov. Noise and vibration from high-speed trains. Thomas Telford, 2001. (Cité en page 42.)

[Lemaitre 2015] Guillaume Lemaitre, Christian Vartanian, Christophe Lambourg et Patrick Boussard. *A psychoacoustical study of wind buffeting noise.* Applied acoustics, vol. 95, pages 1–12, 2015. (Cité en page 82.)

[Li 2015] Zhong-Yang Li, Timothée Gerber, Marcin Firla, Pascal Bellemain, Nadine Martin et Corinne Mailhes. *AStrion strategy : from acquisition to diagnosis. Application to wind turbine monitoring.* Insight-Non-Destructive Testing and Condition Monitoring, vol. 57, no. 8, pages 442–447, 2015. (Cité en page 100.)

[Maillard 2009] Julien Maillard. *Prediction and auralization of construction site noise.* Edinburgh, Scotland, EURONOISE 2009, October 26, vol. 28, 2009. (Cité en pages 16 et 73.)

[Maillard 2012] Julien Maillard et Jan Jagla. *Auralization of non-stationary traffic noise using sample based synthesis-Comparison with pass-by recordings.* In INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, volume 2012, pages 5978–5989. Institute of Noise Control Engineering, 2012. (Cité en page 18.)

[Maillard 2013] Julien Maillard et Jan Jagla. *Real time auralization of non-stationary traffic noise-quantitative and perceptual validation in an urban street.* Proc. of AIA-DAGA, 2013. (Cité en page 2.)

[Maillard 2016] Julien Maillard et Abbes Kacem. *Auralization applied to the evaluation of pedestrian and bike paths in urban environments.* In INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, volume 253, pages 2699–2708. Institute of Noise Control Engineering, 2016. (Cité en pages 2 et 102.)

[Martin 2009] Nadine Martin et Corinne Mailhes. *A non-stationary index resulting from time and frequency domains.* In Sixth International Conference on Condition Monitoring and Machinery Failure Prevention Technologies. CM 2009 and MFPT 2009, 2009. (Cité en page 101.)

[Mathews 1980] Max V Mathews et John R Pierce. *Harmony and nonharmonic partials.* The Journal of the Acoustical Society of America, vol. 68, no. 5, pages 1252–1257, 1980. (Cité en page 15.)

[Mellet 2006] Cyril Mellet, Fabien Létourneaux, Frank Poisson et Corinne Talotte. *High speed train noise emission : Latest investigation of the aerodynamic/rolling noise contribution.* Journal of sound and vibration, vol. 293, no. 3-5, pages 535–546, 2006. (Cité en pages 6, 24 et 76.)

[Nugent 2014] C Nugent, N Blanes, J Fons, M Sáinz de la Maza, M Ramos, F Domingues, A van Beek et D Houthuijs. *Noise in europe 2014.* European Enviroment Agency, vol. 10, page 2014, 2014. (Cité en pages 1 et 18.)

[O'Brien 2002] James F O'Brien, Chen Shen et Christine M Gatchalian. *Synthesizing sounds from rigid-body simulations.* In Proceedings of the 2002 ACM SIGGRAPH/Eurographics symposium on Computer animation, pages 175–181. ACM, 2002. (Cité en page 14.)

[Oppenheim 1999] Alan V Oppenheim. Discrete-time signal processing. Pearson Education India, 1999. (Cité en page 68.)

[Ott 2015] R Lyman Ott et Micheal T Longnecker. An introduction to statistical methods and data analysis. Nelson Education, 2015. (Cité en pages 83 et 84.)

[Pachet 2004] François Pachet et Jean-Pierre Briot. Informatique musicale : du signal au signe musical. Hermès Lavoisier, 2004. (Cité en page 12.)

[Périard 1998] Frédéric Jacques Périard. *Wheel-rail noise generation : curve squealing by trams.* PhD thesis, Delft University of Technology, 1998. (Cité en page 7.)

[Pieren 2014] Reto Pieren, Kurt Heutschi, Menno Müller, Madeleine Manyoky et Kurt Eggenschwiler. *Auralization of wind turbine noise : Emission synthesis.* Acta Acustica united with Acustica, vol. 100, no. 1, pages 25–33, 2014. (Cité en page 16.)

[Pieren 2016] Reto Pieren, Thomas Bütler et Kurt Heutschi. *Auralization of accelerating passenger cars using spectral modeling synthesis.* Applied Sciences, vol. 6, no. 5, pages 1–27, 2016. (Cité en page 18.)

[Pieren 2017] Reto Pieren, Kurt Heutschi, Jean Marc Wunderli, Mirjam Snellen et Dick G Simons. *Auralization of railway noise : Emission synthesis of rolling and impact noise.* Applied Acoustics, vol. 127, pages 34–45, 2017. (Cité en pages 19, 20 et 53.)

[Poisson 2008] F. Poisson et P. E. Gautier. *The railway noise reductions achieved in the Silence project.* Journal of the Acoustical Society of America, vol. 123, no. 5, page 3265, 2008. (Cité en page 18.)

[Rayleigh 1907] Lord Rayleigh. *XII. On our perception of sound direction.* The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science, vol. 13, no. 74, pages 214–232, 1907. (Cité en page 17.)

[Remington 1976a] Paul J Remington. *Wheel/rail noise—Part I : Characterization of the wheel/rail dynamic system.* Journal of Sound and Vibration, vol. 46, no. 3, pages 359–379, 1976. (Cité en page 8.)

[Remington 1976b] Paul J Remington. *Wheel/rail noise—Part IV : Rolling noise.* Journal of Sound and Vibration, vol. 46, no. 3, pages 419–436, 1976. (Cité en pages 8 et 26.)

[Remington 1987a] Paul J Remington. *Wheel/rail rolling noise, I : Theoretical analysis.* The journal of the Acoustical Society of America, vol. 81, no. 6, pages 1805–1823, 1987. (Cité en page 43.)

[Remington 1987b] Paul J Remington. *Wheel/rail rolling noise, II : Validation of the theory.* The Journal of the Acoustical society of America, vol. 81, no. 6, pages 1824–1832, 1987. (Cité en page 54.)

[Roads 1978] Curtis Roads. *Automated Granular Synthesis of Sound.* Computer Music Journal, vol. 2(2), pages 61–62, 1978. (Cité en page 16.)

[Roads 1991] Curtis Roads. *Asynchronous granular synthesis.* In Representations of musical signals, pages 143–186. MIT Press, 1991. (Cité en page 16.)

[Roads 1996] Curtis Roads et John Strawn. The computer music tutorial. MIT press, 1996. (Cité en page 12.)

[Roads 2002] Curtis Roads. *Microsound. Book and audio compact disc*, 2002. (Cité en page 16.)

[Roads 2016] Curtis Roads et Jean de Reydellet. L'audionumérique-3e éd. : Musique et informatique. Dunod, 2016. (Cité en pages 13 et 15.)

[Sheng 2005] X Sheng, CJC Jones et DJ Thompson. *Responses of infinite periodic structures to moving or stationary harmonic loads.* Journal of Sound and Vibration, vol. 282, no. 1-2, pages 125–149, 2005. (Cité en page 29.)

[Sheng 2016] Xiaozhen Sheng, Yuxia Liu et Xin Zhou. *The response of a high-speed train wheel to a harmonic wheel-rail force.* In Journal of Physics : Conference Series, volume 744, page 012145. IOP Publishing, 2016. (Cité en page 43.)

[Smith 1991] Julius O Smith. *Digital signal processing using waveguide networks*, Janvier 8 1991. US Patent 4,984,276. (Cité en page 13.)

[Squicciarini 2012] G. Squicciarini et D. Thompson. Stardamp project - task 2.2 description of the stardamp tool. 2012. (Cité en pages 29, 30, 33, 77 et 79.)

[Thompson 1993a] DJ Thompson. *Wheel-rail noise generation, part I : introduction and interaction model.* Journal of sound and vibration, vol. 161, no. 3, pages 387–400, 1993. (Cité en pages 8, 47 et 63.)

[Thompson 1993b] DJ Thompson. *Wheel-rail noise generation, part II : wheel vibration.* Journal of sound and vibration, vol. 161, no. 3, pages 401–419, 1993. (Cité en pages 8 et 43.)

[Thompson 1993c] DJ Thompson. *Wheel-rail noise generation, part III : rail vibration.* Journal of sound and vibration, vol. 161, no. 3, pages 421–446, 1993. (Cité en page 8.)

[Thompson 1993d] DJ Thompson. *Wheel-rail noise generation, part IV : contact zone and results.* Journal of sound and vibration, vol. 161, no. 3, pages 447–466, 1993. (Cité en pages 8, 49 et 55.)

[Thompson 1993e] DJ Thompson. *Wheel-rail noise generation, part V : inclusion of wheel rotation.* Journal of sound and vibration, vol. 161, no. 3, pages 467–482, 1993. (Cité en page 8.)

[Thompson 1995] DJ Thompson et N Vincent. *Track dynamic behaviour at high frequencies. Part 1 : theoretical models and laboratory measurements.* volume 24. Routledge, 1995. (Cité en page 27.)

[Thompson 1996a] DJ Thompson, P Fodiman et H Mahé. *Experimental validation of the TWINS prediction program for rolling noise, part 2 : results.* Journal of sound and vibration, vol. 193, no. 1, pages 137–147, 1996. (Cité en page 9.)

[Thompson 1996b] DJ Thompson, B Hemsworth et N Vincent. *Experimental validation of the TWINS prediction program for rolling noise, part 1 : description of the model and method.* Journal of sound and vibration, vol. 193, no. 1, pages 123–135, 1996. (Cité en page 36.)

[Thompson 1999] DJ Thompson, N Vincent et PE Gautier. *Validation of a model for railway rolling noise using field measurement with sinusoidally profiled wheels.* Journal of sound and vibration, vol. 223, no. 4, pages 587–609, 1999. (Cité en page 44.)

[Thompson 2000] DJ Thompson et CJC Jones. *A review of the modelling of wheel/rail noise generation.* Journal of sound and vibration, vol. 231, no. 3, pages 519–536, 2000. (Cité en page 24.)

[Thompson 2002] DJ Thompson et CJC Jones. *Sound radiation from a vibrating railway wheel.* Journal of Sound and Vibration, vol. 253, no. 2, pages 401–419, 2002. (Cité en pages 43 et 46.)

[Thompson 2003] DJ Thompson, CJC Jones et N Turner. *Investigation into the validity of two-dimensional models for sound radiation from waves in rails.* The Journal of the Acoustical Society of America, vol. 113, no. 4, pages 1965–1974, 2003. (Cité en pages 36 et 37.)

[Thompson 2009] David Thompson. Railway noise and vibration : mechanisms, modelling and means of control. Elsevier, 2009. (Cité en pages 6, 8, 24, 25, 27, 28, 40, 41, 43, 44, 47, 48, 49, 54, 63, 69 et 70.)

[Truax 1988] B. Truax. *Real Time Granular Synthesis using a Digital Signal Processor.* Computer Music Journal, vol. 12(2), pages 14–26, 1988. (Cité en page 16.)

[Vallin 2018] P-A Vallin, C Marquis-Favre, Jules Bleuse et L-A Gille. *Railway noise annoyance modeling : Accounting for noise sensitivity and different acoustical features.* The Journal

of the Acoustical Society of America, vol. 144, no. 6, pages 3381–3390, 2018. (Cité en page 1.)

[Van Den Doel 2001] Kees Van Den Doel, Paul G Kry et Dinesh K Pai. *FoleyAutomatic : physically-based sound effects for interactive simulation and animation.* In Proceedings of the 28th annual conference on Computer graphics and interactive techniques, pages 537–544. ACM, 2001. (Cité en page 14.)

[Van Den Doel 2003] Kees Van Den Doel et Dinesh K Pai. *Modal synthesis for vibrating objects.* Audio Anectodes. AK Peter, Natick, MA, pages 1–8, 2003. (Cité en page 14.)

[Vincent 1995] Nicolas Vincent et David DJ Thompson. *Track dynamic behaviour at high frequencies. Part 2 : experimental results and comparisons with theory.* Vehicle System Dynamics, vol. 24, no. sup1, pages 100–114, 1995. (Cité en pages 27 et 28.)

[Vorländer 2008] Michael Vorländer. Auralization : fundamentals of acoustics, modelling, simulation, algorithms and acoustic virtual reality. Springer Science, 2008. (Cité en pages 1 et 2.)

[Wallach 1940] Hans Wallach. *The role of head movements and vestibular and visual cues in sound localization.* Journal of Experimental Psychology, vol. 27, no. 4, page 339, 1940. (Cité en page 17.)

[Wirnsberger 1999] M Wirnsberger, MG Dittrich, J Lub, G Pollone, M Kalivoda, Pv Buchem, W Hanreich et P Fodiman. *The METARAIL project-final report for publication.* Methodologies and Actions for Rail Noise and Vibration Control, page 105, 1999. (Cité en page 10.)

[Wu 1999] TX Wu et DJ Thompson. *A double Timoshenko beam model for vertical vibration analysis of railway track at high frequencies.* Journal of Sound and Vibration, vol. 224, no. 2, pages 329–348, 1999. (Cité en page 28.)

[Xennakis 1971] I. Xennakis. Formalized music. Indiana University Press, 1971. (Cité en page 15.)

[Yang 2018] Zhen Yang, Anthonie Boogaard, Rong Chen, Rolf Dollevoet et Zili Li. *Numerical and experimental study of wheel-rail impact vibration and noise generated at an insulated rail joint.* International Journal of Impact Engineering, vol. 113, pages 29–39, 2018. (Cité en page 7.)

[Zahorian 2008] Stephen A Zahorian et Hongbing Hu. *A spectral/temporal method for robust fundamental frequency tracking.* The Journal of the Acoustical Society of America, vol. 123, no. 6, pages 4559–4571, 2008. (Cité en page 103.)

[Zhekova 2010] Irina Zhekova. *Analyse temps-fréquence et synthèse granulaire des bruits moteur diesel au ralenti : Application pour étude perceptive dans le contexte des scènes auditives.* PhD thesis, Université de la Méditerranée-Aix-Marseille II, 2010. (Cité en page 96.)

[Zhong 2018] Tingsheng Zhong, Gong Chen, Xiaozhen Sheng, Xueyan Zhan, Liqun Zhou et Jian Kai. *Vibration and sound radiation of a rotating train wheel subject to a vertical harmonic wheel–rail force.* Journal of Modern Transportation, pages 1–15, 2018. (Cité en pages 44, 46, 47 et 63.)