



HAL
open science

Etude de réseaux de résonateurs acoustiques pour la réduction du bruit de contact pneumatique chaussée

Denis Duhamel, Bin Wang

► **To cite this version:**

Denis Duhamel, Bin Wang. Etude de réseaux de résonateurs acoustiques pour la réduction du bruit de contact pneumatique chaussée. CFA/VISHNO, Apr 2016, Le Mans, France. hal-01696141

HAL Id: hal-01696141

<https://hal.science/hal-01696141>

Submitted on 9 Feb 2018

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.

Etude de réseaux de résonateurs acoustiques pour la réduction du bruit de contact pneumatique chaussée

Denis Duhamel et Bin Wang
Université Paris-Est, Laboratoire Navier, ENPC/IFSTTAR/CNRS
6 et 8 Avenue Blaise Pascal
Cité Descartes, Champs sur Marne
77455 Marne la Vallée, cedex 2, France

Le bruit généré dans la zone de contact entre un pneumatique et une route peut être amplifié par des dièdres constitués des surfaces du pneumatique et de la route. Les bandes de roulement et les textures de la route peuvent être considérées comme deux réseaux dans la zone de contact dont les surfaces du pneumatique et de la route peuvent être considérées comme des baffles. Un modèle de réseau à baffle est constitué pour le système pneumatique / chaussée, et des procédés de couplage multi-domaines sont développés pour le calcul des champs acoustiques autour de ces réseaux à baffles. Avec ce modèle, la réduction des amplifications de l'effet dièdre par les réseaux peut être estimée. Étant donné que les réductions sont autour des fréquences de résonance de l'air à l'intérieur des réseaux, des méthodes numériques simples pour estimer les fréquences de résonance sont développées. Afin de concevoir des réseaux pour obtenir les fréquences de résonance recherchées, une méthode d'optimisation sur la base des algorithmes génétiques est proposée. Les méthodes d'estimation des fréquences de résonance sont validées avec des mesures ainsi que les méthodes d'optimisation et le modèle des réseaux bafflés. Une structure avec un cylindre en bois et une feuille de contreplaqué est construite pour les validations. Un vrai pneumatique sur une feuille de contreplaqué est également mesuré et calculé avec les méthodes proposées. Plusieurs réductions des amplifications de l'effet dièdre peuvent être observées expérimentalement et se comparent favorablement avec les estimations obtenues par les méthodes de couplage multi-domaines.

1 Introduction

Le bruit généré par le trafic automobile est responsable d'une grande partie de la pollution de l'environnement sonore. Ces dernières décennies, le bruit des moteurs de voiture et d'autres pièces mécaniques a été considérablement réduit. Par conséquent, le bruit des pneumatiques en interaction avec la route est de plus en plus perceptible. Les phénomènes physiques responsables de sa génération et du rayonnement sont bien connus, et sont essentiellement les vibrations de pneumatiques, le pompage d'air, l'effet dièdre et les résonances d'air. L'amplification due à l'effet dièdre peut être calculée par l'équation (1).

$$A = 20 \log_{10} \left(\frac{P}{P_{ref}} \right) \quad (1)$$

P est calculé dans le cas où un pneumatique est sur la route, et P_{ref} est obtenu dans le cas où le pneumatique est seul sans la route.

L'objectif de cette étude est concentré sur la réduction de l'effet dièdre par la résonance de l'air à l'intérieur des conduits entre le pneumatique et la route. L'effet dièdre représenté sur la figure 1 est essentiellement un mécanisme d'amplification du bruit. Les surfaces du pneumatique et de la route constituent des dièdres devant et derrière la zone de contact. Le bruit généré dans la zone de contact est amplifié par les multiples réflexions entre la surface du pneumatique et la surface de la route qui sont acoustiquement des surfaces réfléchissantes. L'amplification de l'effet dièdre peut atteindre de 10 à 20dB dans les résultats des études précédentes, où la route et le pneumatique sont modélisés avec des surfaces lisses. Dans ce travail, nous prenons en compte les bandes de roulement et les textures de la route dans cet effet dièdre.

Une première tentative de description analytique

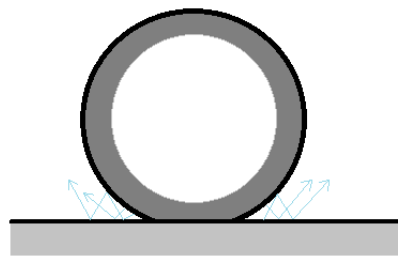


FIGURE 1 – Effet dièdre : réflexions multiples du son dans la structure en forme de dièdre.

de l'effet dièdre a été faite par Ronneberger [1]. Il a représenté la géométrie des pneumatiques comme une surface plane et rigide se prolongeant à l'infini dans un petit angle par rapport à la route, formant un dièdre en forme de coin. Bien que ce modèle décrive la forme générale du spectre d'amplification, il ne décrit pas complètement le comportement des basses fréquences, ni ne prédit la structure à lobes correcte pour les hautes fréquences. Kropp et al. [2] a proposé un modèle théorique basé sur une synthèse multipôle. Graf et al. [3, 4] a étudié expérimentalement l'effet dièdre du son produit par une source acoustique simple. Il montre que pour une plage de fréquence intermédiaire la BEM fournit un excellent outil pour calculer l'effet dièdre pour les géométries pratiques. Deux approches asymptotiques supplémentaires sont développées dans Kuo et al. [5] : une théorie des rayons pour les hautes fréquences et un autre modèle pour les basses fréquences. Le but du travail d'Anfosso et al. [6, 7] est également de prévoir l'amplification due à l'effet dièdre. L'amplification du son par un cylindre rigide infini 2D est obtenue en utilisant une approche analytique basée sur une décomposition modale de la

pression acoustique. Dans [8] Fadavi et al traite de l'effet dièdre en utilisant un modèle cylindrique 3D de pneumatique. La pression acoustique et l'amplification du son sont calculées dans l'espace autour du modèle de pneumatique 3D en utilisant également la méthode des éléments de frontière.

Les bandes de roulement de pneumatique et les textures de la route dans la zone de contact entre le pneumatique et la route peuvent être considérés comme des réseaux de résonateurs acoustiques. Les résonances des tubes dans la zone de contact entre le pneumatique et la route de la figure 2 sont considérées comme l'un des mécanismes d'amplification du bruit dans [9]. Toutefois, cette conclusion peut ne pas être correcte si les résonances de tuyaux sont examinées en même temps que l'effet dièdre. En effet, les champs acoustiques peuvent être réduits autour des fréquences de résonance. Étant donné que les résonateurs de réseau dans la zone de contact ont une grande influence sur le champ acoustique autour de leurs fréquences de résonance, les comportements acoustiques à l'intérieur des réseaux et les fréquences de résonance doivent être examinés en détail.

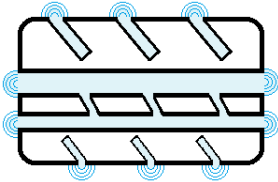


FIGURE 2 – Résonance de réseau dans la zone de contact entre un pneumatique et une route

La figure 3 représente trois réseaux tridimensionnels avec un baffle arbitraire. Une source ponctuelle S est mise près du baffle. L'onde acoustique au point R comprend trois parties : une onde directement de la source (voir la figure 3(a)), une onde réfléchiée par le baffle sans réseau (voir figure 3(b)) et une onde de rayonnement du réseau avec baffle (voir la figure 3(c)). Des extrémités de tuyaux imaginaires sont utilisées à la place des extrémités réelles. Elles sont à l'intérieur du réseau, mais proches des vraies extrémités et sont perpendiculaires aux tubes. Ainsi, à S_{imag} l'onde est uniforme et la vitesse est perpendiculaire à l'extrémité imaginaire, ce qui est utile dans la méthode proposée ci-dessous et n'est pas vérifiée au niveau des extrémités réelles.

Nous allons d'abord présenter un modèle pour estimer les fréquences de résonance du réseau et l'effet dièdre d'un pneumatique sur un tel réseau. Ensuite, une méthode d'optimisation pour la construction d'un réseau efficace sera décrite. Enfin des résultats expérimentaux seront comparés à des calculs numériques avant la conclusion.

2 Méthode de couplage multi-domaine

Le réseau à analyser est constitué de tubes cylindriques ou rectangulaires avec de petites sections transversales de sorte que seule la propagation des

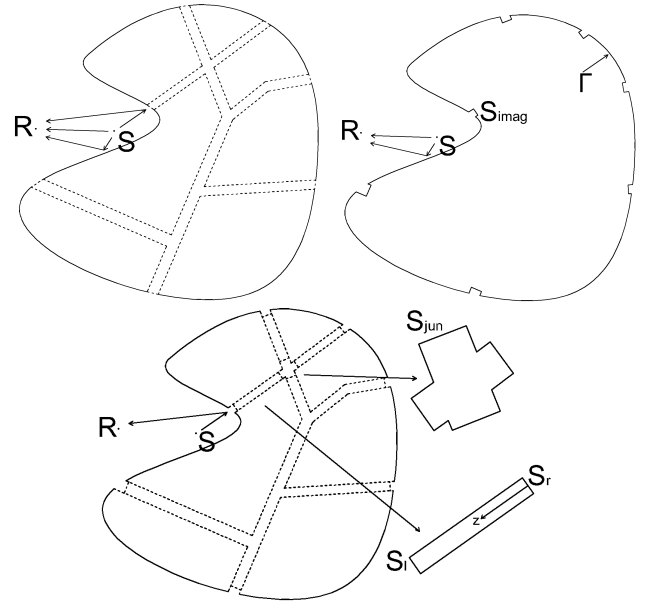


FIGURE 3 – (a) Pression totale (haut gauche); (b) Pression directe de la source et réfléchiée par le baffle (haut droite); (c) Pression rayonnée par le réseau (en bas).

ondes planes sera considérée dans le réseau. Le calcul de la pression acoustique totale p_{tot} à un point R dans le domaine extérieur à la figure 3 par des méthodes de couplage multi-domaine est introduit dans cette section.

2.1 Sous-domaine extérieur

Dans la méthode des éléments de frontière, l'équation intégrale à résoudre est donnée par

$$c_e(\mathbf{x})p(\mathbf{x}) = \int_{\Gamma} p(\mathbf{y}) \frac{\partial G}{\partial n_y}(\mathbf{x}, \mathbf{y}) d\mathbf{y} - \int_{\Gamma} \frac{\partial p}{\partial n_y}(\mathbf{y}) G(\mathbf{x}, \mathbf{y}) d\mathbf{y} + p_{inc}(\mathbf{x}) \quad (2)$$

Γ comprend le baffle et les extrémités de réseau imaginaires. $p_{inc}(\mathbf{x})$ est la pression incidente provenant de la source sans la structure. G est la fonction de Green. n est le vecteur unitaire normal pointant dans le domaine.

Pour obtenir la pression $p(\mathbf{y})$ et sa dérivée $\frac{\partial p}{\partial n_y}$ sur la surface Γ d'un réseau complexe avec baffle, le domaine de calcul de la figure 3 doit être divisé en un sous-domaine extérieur et un sous-domaine intérieur en créant des extrémités imaginaires pour le réseau. Le sous-domaine extérieur est résolu par BEM pour obtenir les matrices du système BEM et le vecteur d'excitation. Le sous-domaine intérieur peut être résolu par des méthodes analytiques (matrice de transfert) ou des méthodes numériques (FEM ou BEM) pour obtenir la relation entre p et $q = \frac{\partial p}{\partial n}$ à ces extrémités. Ensuite, les sous-domaines extérieurs et intérieurs sont couplés aux interfaces.

Un système linéaire (3) peut être obtenu, dont la solution donne une approximation de la solution sur la surface Γ de l'équation (2). Pour le sous-domaine extérieur de la figure 3, en divisant les vecteurs dans l'équation (3) en des vecteurs de degrés de liberté associés aux extrémités imaginaires et au baffle, on a

$$\mathbf{A}_E \begin{bmatrix} \mathbf{P}_{ep}^E \\ \mathbf{P}_{ef}^E \end{bmatrix} + \mathbf{B}_E \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_{ep}^E \\ \mathbf{Q}_{ef}^E \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{P}_{inc}^{ep} \\ \mathbf{P}_{inc}^{ef} \end{bmatrix} \quad (3)$$

Les indices et les exposants ep et f signifient les extrémités imaginaires des tuyaux et du baffle respectivement, et E signifie extérieur. Les matrices \mathbf{A}_E et \mathbf{B}_E peuvent être obtenues en résolvant le problème de la figure 3 avec le logiciel BEM. Dans le logiciel BEM, en utilisant la condition limite rigide sur la surface Γ , on peut obtenir \mathbf{A}_E . Utilisant la condition limite souple, on peut obtenir \mathbf{B}_E . La pression incidente p_{inc} peut être obtenue dans l'un des deux calculs ci-dessus.

2.2 Sous-domaine intérieur

Pour des tuyaux droits parallèles 1D, la matrice de transfert peut donner la relation analytique entre les pressions et les vitesses. Pour les réseaux 2D, la théorie de Miles [10] est adaptée pour obtenir les relations. Pour les réseaux complexes 3D, la FEM ou BEM peuvent être utilisées pour obtenir les équations du système.

2.2.1 Cas unidimensionnel

Le tuyau droit à travers le baffle ou une partie droite d'un réseau entre le baffle et une jonction ou deux jonctions dans la figure 3, dont l'axe central est dénoté z , est mince par rapport à la longueur d'onde. Il n'y a qu'une onde plane consistant en une onde vers l'avant et une onde réfléchie vers l'arrière. La pression p et sa dérivée q sont constantes sur un plan perpendiculaire à z . Les surfaces S_R et S_L sur la figure 3 ont des directions normales différentes. Pour un noeud sur S_R ($z = z_r$) ou S_L ($z = z_l$), p et q peuvent être écrits comme

$$\begin{aligned} p_r &= a \cos kz_r + b \sin kz_r \\ q_r &= ka \sin kz_r - kb \cos kz_r \\ p_l &= a \cos kz_l + b \sin kz_l \\ q_l &= -ka \sin kz_l + kb \cos kz_l \end{aligned} \quad (4)$$

On obtient a et b des deux premières relations, puis on les remplace dans les deux dernières. La relation entre p et q entre un noeud sur S_R et un autre noeud S_L peut être obtenue

$$\begin{bmatrix} q_r \\ q_l \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} t_{11} & t_{12} \\ t_{21} & t_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_r \\ p_l \end{bmatrix} \quad (5)$$

p peut être exprimée comme la valeur moyenne parce que la pression est constante à chaque extrémité du tuyau. Donc, q d'un noeud i sur S_R et d'un noeud j sur S_L deviennent

$$\begin{bmatrix} q_{ri} \\ q_{lj} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} t_{11} & t_{12} \\ t_{21} & t_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{1}{n_r} \sum_{i=1}^{i=n_r} p_{ri} \\ \frac{1}{n_l} \sum_{j=1}^{j=n_l} p_{lj} \end{bmatrix} \quad (6)$$

Ici n_r et n_l sont les nombres de noeuds à chaque extrémité. Ainsi, la relation entre le vecteur \mathbf{P}_e et le vecteur \mathbf{Q}_e aux deux extrémités peut être écrite comme

$$\mathbf{Q}_e = \mathbf{S} \mathbf{P}_e \quad (7)$$

avec la matrice de transfert

$$\mathbf{S} = \begin{bmatrix} \frac{t_{11}}{n_r} \mathbf{J}_{n_r, n_r} & \frac{t_{12}}{n_l} \mathbf{J}_{n_r, n_l} \\ \frac{t_{21}}{n_r} \mathbf{J}_{n_l, n_r} & \frac{t_{22}}{n_l} \mathbf{J}_{n_l, n_l} \end{bmatrix} \quad (8)$$

$\mathbf{J}_{i,j}$ est une matrice avec i lignes et j colonnes, où chaque élément est égal à un.

Pour un corps avec des tuyaux parallèles, on a l'équation du système (3) pour le sous-domaine extérieur. Pour les deux extrémités de chaque tube droit on a la relation analytique (7). Par conséquent, l'ensemble du système peut être obtenu. En développant ce modèle, les pertes visqueuses et thermiques peuvent aussi être prises en compte.

2.2.2 Deux et trois dimensions

Dans la méthode des éléments finis, pour le réseau de la figure 3 on a

$$\mathbf{D}_a \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{u}}_{ep}^I \\ \ddot{\mathbf{u}}_{other}^I \\ \mathbf{P}_{ep}^I \\ \mathbf{P}_{other}^I \end{bmatrix} = \mathbf{P}_a \quad (9)$$

L'exposant I signifie intérieur et l'indice a signifie acoustique. $\mathbf{D}_a = \mathbf{K}_a - i\omega\mathbf{C}_a - \omega^2\mathbf{M}_a$, \mathbf{K} , \mathbf{C} and \mathbf{M} sont les matrices de rigidité, d'amortissement et de masse, respectivement. \mathbf{D}_a et \mathbf{P}_a peuvent être obtenus avec le logiciel FEM. On divise les vecteurs en un vecteur pour les noeuds aux extrémités et un vecteur pour les autres noeuds. Dans ce travail, Abaqus est utilisé pour obtenir la matrice de coefficients et le vecteur d'excitation.

Des maillages identiques sont nécessaires aux interfaces. Au niveau des interfaces entre les sous-domaines extérieur et intérieur, la pression et l'accélération sont continues. Pour un corps avec le réseau de la figure 3, l'ensemble du système peut être assemblé. Après l'application de la condition limite sur le baffle et les parois du tube et la résolution de l'ensemble du système, les valeurs de p et q pour chaque noeud sur toute la surface Γ peuvent être obtenues.

Des corrections d'extrémité des extrémités ouvertes du réseau peuvent être obtenues à partir des impédances de rayonnement qui ont des valeurs faibles mais finies à partir de [11].

$$\delta = \mathbf{Re}[k^{-1} \arctan(\frac{-Z_r}{i\rho c})] \quad (10)$$

Ici, seule la partie réelle de la correction d'extrémité est considérée, ce qui est le plus utile dans la présente étude.

Les fréquences de résonance peuvent être obtenues en résolvant un problème de valeur propre 11 d'un modèle éléments finis non amorti.

$$(\mathbf{K} - \omega^2\mathbf{M})\phi = 0 \quad (11)$$

\mathbf{K} est la matrice de raideur, \mathbf{M} est la matrice de masse, $\omega = 2\pi f$ et ϕ le vecteur propre. Pour un réseau 2D dont les jonctions et les branches sont dans le même plan, une procédure de calcul automatique peut être mis en œuvre pour obtenir les fréquences de résonance. Abaqus GUI va générer un fichier d'entrée '*.inp' qui est envoyé au processeur lors de l'exécution d'une simulation. Un cas simple d'un tuyau droit est résolu pour obtenir le fichier '*.inp' qui peut être modifié pour des réseaux complexes. Dans ce fichier, le maillage d'un tube droit est supprimé, et le maillage du réseau est ajouté. De nouveaux noeuds et ensembles d'éléments sont définis pour les conditions aux limites de pression nulle aux extrémités imaginaires. Les autres parties de ce fichier conservent les mêmes

données que précédemment. Puisque les maillages 2D sont assez faciles à obtenir, Matlab est utilisé pour créer les informations de maillage pour le réseau et les nœuds et ensembles d'éléments pour les conditions aux limites. Les autres informations de l'ancien fichier de tuyau droit sont écrites dans le nouveau '*.inp' par Matlab. Une procédure automatique pour le calcul des fréquences de résonance du réseau 2D est obtenue. Ce programme Matlab est nommé '2DNRF'.

2.3 Optimisation de réseaux 2D

L'optimisation du réseau est effectuée par des algorithmes génétiques (AG). Le réseau qui doit être optimisé dans cette section a 14 extrémités ouvertes et 12 jonctions. Les positions de jonction sont disposées en quatre colonnes et trois rangées, et leurs coordonnées dépendent des coordonnées d'extrémité. Dans la figure 4 est montré un exemple de réseau généré au hasard dans la première génération de la procédure AG. Les cercles représentent les positions de jonction. Trois types de jonctions peuvent être vus dans cet exemple. Ce sont les jonctions en T avec la branche gauche, en T avec la branche droite et en croix.

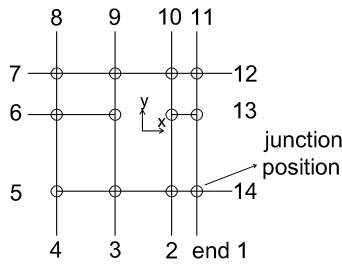


FIGURE 4 – Un exemple de réseau généré de manière aléatoire dans la première génération de procédure AG

Dans cet exemple, le réseau se situe entre un cylindre et une surface plane. Les corrections des extrémités ouvertes longitudinales peuvent être calculées par la formule (12).

$$\delta = 0.00808 + 0.22128w - 3.72112w^2 + 19.80897w^3 \quad (12)$$

où w est la demi-largeur du cylindre. Pour les extrémités transversales leurs corrections, $0,0054m$, $0,0057m$ et $0,0054m$, sont données par la formule (13).

$$\delta_{sq} = \delta_{sq\infty} + \frac{a_{sq}}{b_{sq}}(\delta_{sq0} - \delta_{sq\infty}) + 0.057 \frac{a_{sq}}{b_{sq}} \left[1 - \left(\frac{a_{sq}}{b_{sq}} \right)^5 \right] a_{eff} \quad (13)$$

avec $\delta_{sq\infty} = 0.811a_{eff}$ et $\delta_{sq0} = 0.597a_{eff}$, dans lesquelles $a_{eff} = 2a_{sq}/\sqrt{\pi}$. $2a_{sq}$ et $2b_{sq}$ sont les largeurs de tube et de baffle respectivement.

Les coordonnées longitudinale et transversale des extrémités sont indiquées dans le tableau 1. Les autres coordonnées transversales varient dans les plages qui sont présentées dans le tableau 1. Les sections des tuyaux sont les mêmes, $0,009m \times 0,009m$. La condition $p = 0$ doit être appliquée aux extrémités ouvertes. Dans le tableau 1, EC signifie la valeur de correction d'extrémité longitudinale.

Dans cette section, nous essayons d'obtenir des réseaux avec le nombre maximal de fréquences de résonance dans la gamme de fréquence $0 - 2000Hz$. Les réseaux que nous voulons doivent avoir des jonctions

TABLEAU 1 – Coordonnées des points centraux des extrémités ouvertes de réseau entre un cylindre et une surface plane

Extrémité	x(m)	y(m)
1	[0.042, 0.0705]	$-0.05 - EC$
2	[0.0045, 0.033]	$-0.05 - EC$
3	[-0.033, -0.0045]	$-0.05 - EC$
4	[-0.0705, -0.042]	$-0.05 - EC$
5	-0.0804	-0.03333
6	-0.0807	0
7	-0.0804	0.03333
8	[-0.0705, -0.042]	$0.05 + EC$
9	[-0.033, -0.0045]	$0.05 + EC$
10	[0.0045, 0.033]	$0.05 + EC$
11	[0.042, 0.0705]	$0.05 + EC$
12	0.0804	0.03333
13	0.0807	0
14	0.0804	-0.03333

répétées dans la direction longitudinale (d'axe y dans la figure 4).

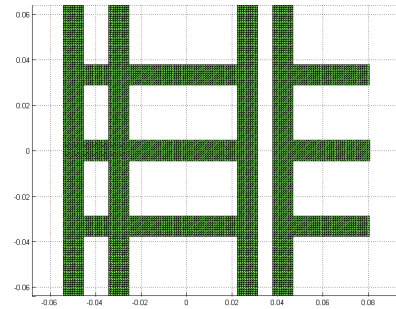


FIGURE 5 – Réseau 1.

TABLEAU 2 – Réseaux avec quatre fréquences de résonance

Fréquence de résonance	1	2	3	4
Réseau 1	1055Hz	1797Hz	1799Hz	1929Hz
Réseau 2	1201Hz	1799Hz	1890Hz	1989Hz

En changeant les paramètres AG et l'exécution du programme AG plusieurs fois, quatre fréquences de résonance au maximum dans la bande $0 - 2000Hz$ sont trouvées. Il y a 2 réseaux ayant 4 fréquences de résonance, et l'un d'eux est représenté sur la figure 5. Les fréquences de résonance sont présentées dans le tableau 2.

3 Validation expérimentale

Le modèle couplé de baffle et réseau a été établi à la section 2. Dans cette section, des expériences seront réalisées pour valider les simulations numériques de ce modèle. Par souci de commodité, un baffle circulaire sur la figure 6 est utilisé à la fois dans les simulations numériques et les expériences. Le rayon et la largeur du cylindre de la figure 7 sont $0,27m$ et $0,15m$. L'esquisse du dispositif expérimental est représenté sur la figure 6.

Les positions de la source et du récepteur sont échangées grâce au principe de réciprocité. Les expériences sont réalisées dans une grande salle pour éviter les influences des réflexions des murs. Le contreplaqué sur le plancher de la figure 7 est utilisé pour simuler une surface plane rigide. Le centre de l'enceinte est à $(1, 0, 0.06)$. Le microphone est à $(0.1, 0, 0.005)$.

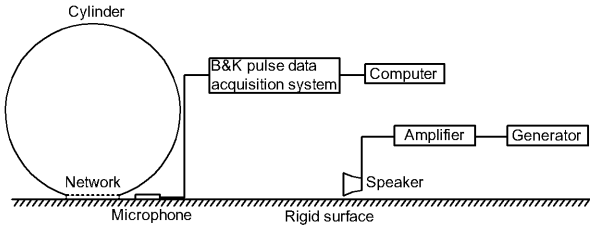


FIGURE 6 – Schéma du montage expérimental



FIGURE 7 – Le dispositif expérimental.

3.1 Réseau

Le réseau calculé à la section 3 est mesuré dans cette partie pour évaluer les méthodes de couplage multi-domaine proposées dans la section 2. Lorsque nous mesurons le cas sans réseau, nous fermons les extrémités des tuyaux sur la figure 8 avec du bois.



FIGURE 8 – Un réseau entre un cylindre et une surface plane.

L'expérience est représentée sur la figure 8. Les résultats peuvent être vus dans la figure 9. Il y a trois extrema de pression autour des deux fréquences de résonance $1232Hz$ et $1823Hz$ qui sont obtenues par 2DNRF. Autour de la première fréquence de résonance $1232Hz$, nous pouvons voir une réduction. Autour de la seconde fréquence de résonance $1823Hz$, il y a une

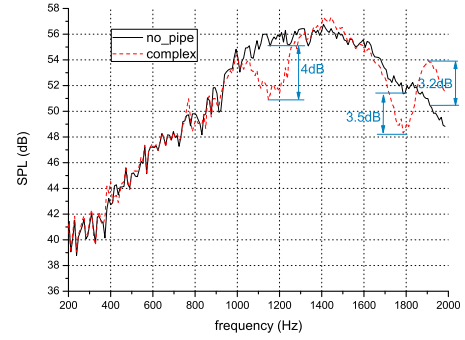


FIGURE 9 – Résultats de mesure d'un baffle avec un réseau

TABLEAU 3 – Résultats prédits et mesurés

Prédit	Différences prédites
$1220Hz$	$2.85dB$
$1800Hz$	$4.88dB$
$1880Hz$	$2.44dB$
Mesuré	Différences mesurées
$1200Hz$	$4dB$
$1800Hz$	$3.5dB$
$1900Hz$	$3.2dB$

réduction et une amplification. Les fréquences prévues et mesurées de ces trois extrema et les différences entre le cas avec des tuyaux et le cas sans tuyau sont indiquées dans le tableau 3. Au deuxième extremum, la réduction de pression des résultats expérimentaux entre la ligne continue et la ligne pointillée est d'environ $3,5dB$. La réduction $4.88dB$ des résultats numériques avec des pertes de conduction visqueuses et thermiques est plus proche des mesures. Par rapport aux simulations, les fréquences de ces trois extrema, qui sont environ $1200Hz$, $1800Hz$ et $1900Hz$, sont estimées correctement, et les variations de ces trois extrema sont également très proches.

3.2 Réseau optimisé

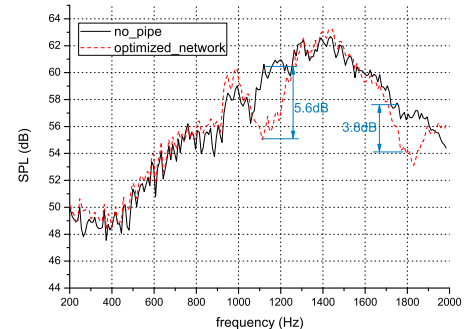


FIGURE 10 – Résultats mesurés d'un réseau optimisé entre un cylindre et une surface plane.

Les fréquences de résonance calculées de ce réseau optimisé sont $1055Hz$, $1797Hz$, $1799Hz$ et $1929Hz$. Les deuxième et troisième fréquences de résonance sont très proches, de sorte qu'un seul extremum peut être vu autour de $1800Hz$ sur la figure 10 où on peut voir deux autres extrema vers $1055Hz$ et $1929Hz$.

Les réductions prédites sont proches des réductions mesurées. Autour de 1055Hz , première fréquence de résonance, la réduction maximale prédite est de $6,9\text{dB}$ et $5,6\text{dB}$ dans la figure 10. Une autre grande réduction pour les résultats prévus est $4,3\text{dB}$ environ à 1800Hz et $3,8\text{dB}$ pour les résultats mesurés. Si l'on compare ce réseau optimisé avec le réseau précédent, les résultats du réseau optimisé sont meilleurs.

3.3 Pneumatique

Afin de savoir si les bandes de roulement dans la zone de contact ont une influence sur le rayonnement acoustique, les mesures des champs acoustiques pour un vrai pneumatique sont effectuées.



FIGURE 11 – (a) Zone de contact ; (b) Pneumatique avec un réseau fermé.

Les bandes de roulement de la figure 11 sont très complexes. Il y a trois tubes longitudinaux (tuyau 1, 2 et 3) avec de grandes sections, deux tuyaux longitudinaux (tube 4 et 5) avec de très petites sections et de nombreux tubes transversaux avec des sections transversales différentes. Par souci de simplicité, nous étudions uniquement le réseau au milieu de la zone de contact. Le réseau se compose des tubes longitudinaux 1 et 2 et les grands tubes transversaux entre eux dans la figure 11. Mais il y a aussi beaucoup de petits tuyaux de raccordement au réseau à étudier que nous remplissons avec du silicone. Nous remplissons également le tuyau longitudinal 3 pour nous assurer qu'il n'y a pas d'autre tuyau longitudinal, sauf le tuyau 1 et 2 dans le réseau à étudier.

Deux tests sont effectués. Dans le premier test, le réseau est ouvert. Dans le second test, nous remplissons le réseau avec du silicone dans la zone de contact (voir figure 11). Ces deux tests sont comparés pour étudier l'influence des bandes de roulement sur le rayonnement acoustique. Nous utilisons cinq cylindres de béton pour simuler la charge de la voiture pour obtenir une zone de contact plate. Afin d'obtenir les dimensions du réseau dans la zone de contact, nous avons mis le pneumatique sur la farine pendant plusieurs minutes (Fig 11). Nous pouvons voir la zone de contact elliptique qui est donnée

par les grumeaux de farine sur le pneumatique. La longueur de la zone de contact est $0,161\text{m}$. Le dispositif expérimental est le même que pour le cas du cylindre en bois, qui est représenté sur la figure 6. La source est à $(1, 0, 0,06)$, et le récepteur est à $(0, 15, -0,005, 0,005)$.

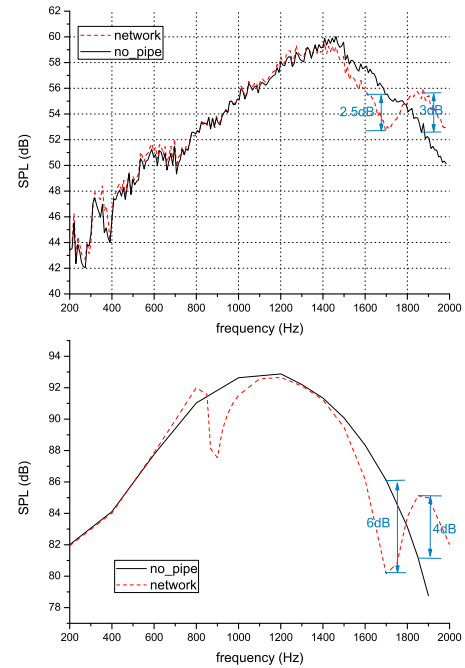


FIGURE 12 – (a) Résultats mesurés du réseau entre un pneumatique et une surface plane ; (b) Résultats prédits.

Les tuyaux longitudinaux 1 et 2 du pneumatique sont modélisés comme des tuyaux droits. La longueur du tuyau longitudinal est $0,161\text{m}$. La largeur est de $0,012\text{m}$. La distance entre les deux tubes longitudinaux est $0,019\text{m}$, ce qui est très court, donc nous pouvons utiliser la même correction d'extrémité pour les deux tuyaux longitudinaux. La correction de la conduite longitudinale finale est $0,0169\text{m}$, et elle est calculée par les méthodes introduites avant. Les largeurs des tuyaux transversaux sont $0,003\text{m}$ ou $0,004\text{m}$.

Les fréquences de résonance du réseau inférieures à $2,000\text{Hz}$ sont 868Hz et 1734Hz . Elles sont estimées par le programme 2DNRF. Cependant, des pressions sonores mesurées dans la figure 12 on ne peut voir qu'une seule fréquence de résonance autour de 1734Hz . Il n'y a aucune variation de pression autour de 868Hz , probablement parce que le pneumatique n'est pas enfoncé assez fermement dans la zone de contact.

4 Conclusion

Une méthode de calcul a été proposée pour estimer la variation d'amplification due à l'effet dièdre entre un pneumatique et une chaussée dans le cas d'un pneumatique avec sculpture et d'une chaussée rugueuse. Elle a été validée expérimentalement sur des réseaux simples et sur un pneumatique réel. Il apparaît que ces surfaces non lisses peuvent réduire le phénomène d'amplification et ceci d'autant mieux que le nombre de fréquence de résonance des réseaux acoustiques est élevé.

Remerciement

Ce travail a été financé par le China Scholarship Council (CSC) et par l'ADEME.

Références

- [1] D. Ronneberger. Towards quantitative prediction of tyre/road noise. In *workshop on rolling noise generation, Institut fur Technische Akustik, Technische Universitat Berlin.*, 1989.
- [2] W. Kropp, F.X. Becot, and S. Barrelet. On the sound radiation from tyres. *Acta Acustica united with Acustica*, 86(5) :769–779, 2000.
- [3] R.A.G. Graf, C.Y. Kuo, A.P. Dowling, and W.R. Graham. Horn amplification at a tyre/road interface-part i : experiment and computation. In *Proceedings of internoise 99-the 1999 international congress on noise control engineering held in fort lauderdale, Florida, USA, 6-8 December 1999, volume 1*, 1999.
- [4] R.A.G. Graf, C.Y. Kuo, A.P. Dowling, and W.R. Graham. On the horn effect of a tyre/road interface, part i : Experiment and computation. *Journal of Sound and Vibration*, 256(3) :417–431, 2002.
- [5] C.Y. Kuo, R.A.G. Graf, A.P. Dowling, and W.R. Graham. On the horn effect of a tyre/road interface, part ii : Asymptotic theories. *Journal of sound and vibration*, 256(3) :433–445, 2002.
- [6] F. Anfosso-Ledee. Tyre / road noise horn effect : 2d modelling by analytical and numerical models. Technical report, national PREDIT project, 2000.
- [7] F. Anfosso-Ledee, P. Klein, A. Fadavi, and D. Duhamel. Tire/road noise : comparison of 2d and 3d models for horn effect. In *Internoise 2000. Proceedings of the 29th international congress on noise control engineering, held 27-31 August 2000, Nice, France.*, volume 1, 2000.
- [8] A. Fadavi. Tire/road noise : 3d model for horn effect. In *The 29th International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering*, 2000.
- [9] U. Sandberg and J.A. Ejsmont. *Tyre/road noise reference book*. INFORMEX, 2002.
- [10] J.W. Miles. The diffraction of sound due to right-angled joints in rectangular tubes. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 19(4) :572–579, 1947.
- [11] J.-P. Dalmont, C.J. Nederveen, and N. Joly. Radiation impedance of tubes with different flanges : numerical and experimental investigations. *Journal of sound and vibration*, 244(3) :505–534, 2001.